



Научно-технический вестник

БРЯНСКОГО
ГОСУДАРСТВЕННОГО
УНИВЕРСИТЕТА

Б Р Я Н С К

2016(4)

ISSN 2413-9920

**Научно-технический
ВЕСТНИК
Брянского
государственного
университета**

**№ 4
2016**

**Химические науки
Технические науки
Науки о Земле**

**Nauchno-tekhnicheskii
VESTNIK
Bryanskogo
gosudarstvennogo
universiteta**

**Scientific and Technical Journal of
Bryansk State University**

**№ 4
2016**

**Chemical Science
Engineering Science
Earth Science**

ББК 74.580.4

Н-34

Научно-технический вестник Брянского государственного университета. № 4 (2016). Брянск: РИО БГУ, 2016. – Точка доступа: <http://ntv-brgu.ru>

Размещено на официальном сайте журнала: 25.12.2016

Председатель Редакционного совета:

А.В. Антюхов – доктор филологических наук, профессор, ректор Брянского государственного университета им. акад. И.Г. Петровского.

Редакционная коллегия:

Я.Г. Авдеев - доктор химических наук, ведущий научный сотрудник Института физической химии и электрохимии РАН (г. Москва);

Д.В. Артамонов – доктор технических наук, директор Политехнического института Пензенского государственного университета;

Л.М. Ахромеев – кандидат географических наук, заведующий кафедрой Брянского государственного университета им. акад. И.Г. Петровского (**заместитель главного редактора**);

И.В. Барынкина – кандидат педагогических наук, заведующая кафедрой Брянского государственного университета им. акад. И.Г. Петровского;

С.П. Белов – кандидат химических наук, доцент Брянского государственного университета им. акад. И.Г. Петровского;

А.В. Вершинский – доктор технических наук, заведующий кафедрой Московского государственного технического университета им. Н.Э. Баумана;

А.М. Воронин – кандидат педагогических наук, декан факультета технологии и дизайна Брянского государственного университета им. акад. И.Г. Петровского;

В.В. Ерохин – доктор технических наук, профессор Брянского государственного университета им. акад. И.Г. Петровского;

А.П. Катровский - доктор географических наук, научный руководитель Смоленского гуманитарного университета;

А.А. Короткий – доктор технических наук, заведующий кафедрой Донского государственного технического университета (г. Ростов-на-Дону);

С.А. Куропан - доктор географических наук, заведующий кафедрой Воронежского государственного университета;

А.В. Лагереv – доктор технических наук, заместитель директора НИИ фундаментальных и прикладных исследований Брянского государственного университета им. акад. И.Г. Петровского (**главный редактор**);

И.А. Лагереv – кандидат технических наук, проректор по инновационной работе Брянского государственного университета им. акад. И.Г. Петровского;

И.В. Мельников – кандидат биологических наук, начальник Редакционно-издательского отдела Брянского государственного университета им. акад. И.Г. Петровского (**ответственный секретарь**);

В.М. Пашкевич – доктор технических наук, проректор по научной работе Белорусско-Российского университета (г. Могилев, Беларусь);

И.А. Полянин – доктор технических наук, заведующий кафедрой Поволжского государственного технологического университета (г. Йошкар-Ола);

С.В. Шлееv – доктор химических наук, профессор Университета Мальмё (Швеция);

Н.Г. Ярушкина – доктор технических наук, первый проректор-проректор по научной работе Ульяновского государственного технического университета;

О.С. Щетинская – кандидат химических наук, доцент Брянского государственного университета им. акад. И.Г. Петровского (**заместитель главного редактора**).

Editorial Council Chairman:

A.V. Antyukhov – Doctor of Philological Sciences, Professor, Rector at Academician I.G. Petrovskii Bryansk State University.

Editorial Board:

Ya.G. Avdeev – Doctor of Chemical Sciences, Leading Researcher of the Institute of Physical Chemistry and Electrochemistry RAS (Moscow);

I.V. Barynkina - Candidate of Pedagogical Sciences, Head of chair at Academician I.G. Petrovskii Bryansk State University;

D.V. Artamonov – Doctor of Technical Sciences, Director of Polytechnic Institute at Penza State University;

L.M. Akhromeev – Candidate of Geographical Sciences, Head of chair at Academician I.G. Petrovskii Bryansk State University (**vice chief editor**);

S.P. Belov – Candidate of Chemical Sciences, Associate professor at Academician I.G. Petrovskii Bryansk State University;

A.V. Vershinsky - Doctor of Technical Sciences, Head of chair Moscow State Technical University named N.E. Bauman;

A.M. Voronin – Candidate of Pedagogical Sciences, Dean of Technology and Design Faculty at Academician I.G. Petrovskii Bryansk State University;

V.V. Erokhin - Doctor of Technical Sciences, Professor at Academician I.G. Petrovskii Bryansk State University ;

A.P. Katrovskiy – Doctor of Geographical Sciences, Scientific director at Smolensk Humanitarian University;

A.A. Korotky - Doctor of Technical Sciences, Head of chair at Donskoy State Technical University;

S.A. Kurolap - Doctor of Geographical Sciences, Head of chair at Voronezh State University;

A.V. Lagerev - Doctor of Technical Sciences, Vice director of Institute of basic and applied research at Academician I.G. Petrovskii Bryansk State University (**chief editor**);

I.A. Lagerev – Candidate of Technical Sciences, Vice rector at Academician I.G. Petrovskii Bryansk State University;

I.V. Melnikov – Candidate of Biological Sciences, Chief of Editorial-publishing Department at Academician I.G. Petrovskii Bryansk State University (**executive secretary**);

V.M. Pashkevich - Doctor of Technical Sciences, Vice rector at Belarusian-Russian University (Belarus Republic, Mogilev);

I.A. Polyinin - Doctor of Technical Sciences, Head of chair at Povolzhskiy State Technical University (Yoshkar-Ola);

S.V. Shleev – Doctor of Chemical Sciences, Professor at Malmö University (Sweden, Malmö);

N.G. Yarushkina - Doctor of Technical Sciences, first Vice rector at Ulyanovsk State Technical University;

O.S. Shchetinskaya - Candidate of Chemical Sciences, Associate professor at Academician I.G. Petrovskii Bryansk State University (**vice chief editor**).

Электронный журнал «Научно-технический вестник Брянского государственного университета» зарегистрирован Федеральной службой по надзору в сфере связи, информационных технологий и массовых коммуникаций. Свидетельство о регистрации: Эл № ФС77-62798 от 18 августа 2015 г.

16+

Ответственность за точность фактологического материала, используемого в статьях, несут авторы.

© РИО БГУ, 2016

СОДЕРЖАНИЕ

ХИМИЧЕСКИЕ НАУКИ

Ламзина И.В., Тарасов А.П., Желтобрюхов В.Ф. (Волгоград)

DOI: <https://doi.org/10.22281/2413-9920-2016-02-04-09-15>

Разработка технологии процесса нейтрализации травильных растворов
металлургических производств 8

ТЕХНИЧЕСКИЕ НАУКИ

Машиностроение и машиноведение

Гусев А.В., Закураев В.В. (Новоуральск)

DOI: <https://doi.org/10.22281/2413-9920-2016-02-04-16-26>

Процесс стружкообразования и характеристики износа инструмента при точении
конструкционных сталей 16

Ерохин В.В. (Брянск)

DOI: <https://doi.org/10.22281/2413-9920-2016-02-04-27-33>

Изготовление режущих пластин из минералокерамики на основе нанодисперсных
порошков 27

Лагерева И.А., Шатунова Е.А. (Брянск)

DOI: <https://doi.org/10.22281/2413-9920-2016-02-04-34-51>

Проектирование поворотных гидродвигателей для манипуляционных систем
мобильных машин на основе многокритериальной оптимизации 34

Пашкевич В.М., Миронова М.Н. (Могилев, Республика Беларусь)

DOI: <https://doi.org/10.22281/2413-9920-2016-02-04-52-63>

Расчет параметров радиально-плунжерного редуктора на основе использования
функциональных семантических сетей 52

Транспортное, горное и строительное машиностроение

Нилов В.А., Федоров Е.В. (Воронеж)

DOI: <https://doi.org/10.22281/2413-9920-2016-02-04-64-70>

Повышение производительности прицепного скрепера 64

Толкачев Е.Н. (Брянск)

DOI: <https://doi.org/10.22281/2413-9920-2016-02-04-71-82>

Анализ влияния конструктивных параметров вертикально-замкнутой трассы
конвейера с подвесной лентой и распределенным приводом на его технические
характеристики 71

Приборостроение, метрология и информационно-измерительные приборы и системы

Гончарова О.А. (Липецк)

DOI: <https://doi.org/10.22281/2413-9920-2016-02-04-83-91>

Реализация цифроаналогового преобразователя для модели напряжения в сети 83

Информатика, вычислительная техника и управление

Беломойцев Д.Е. (Москва)

DOI: <https://doi.org/10.22281/2413-9920-2016-02-04-92-98>

Эволюционный подход к решению задачи автоматизации проектирования
структуры образовательного контента 92

Энергетика

Лагерева Э.А. (Брянск)

DOI: <https://doi.org/10.22281/2413-9920-2016-02-04-99-109>

Моделирование кинематики и сепарации полидисперсных капельных потоков в вертикальных циклонах с боковым подводом влажного пара или воздуха 99

Транспорт

Илесалиев Д.И. (Ташкент, Республика Узбекистан)

DOI: <https://doi.org/10.22281/2413-9920-2016-02-04-110-116>

Обоснование проекта сети грузовых терминалов тарно-штучных грузов 110

Светашиев А.А., Светашиева Н.Ф. (Ташкент, Республика Узбекистан)

DOI: <https://doi.org/10.22281/2413-9920-2016-02-04-117-123>

Процесс накопления вагонов на сортировочных станциях при твердом графике движения поездов 117

Безопасность деятельности человека

Белова Т.И., Сухов С.С., Кончиц С.В., Филиппов А.А. (Брянск)

DOI: <https://doi.org/10.22281/2413-9920-2016-02-04-124-128>

Пути повышения обеспечения безопасности труда операторов самоходных транспортных машин 124

НОВЫЕ ОБЪЕКТЫ ИНТЕЛЛЕКТУАЛЬНОЙ СОБСТВЕННОСТИ БРЯНСКОГО ГОСУДАРСТВЕННОГО УНИВЕРСИТЕТА

Лагерев А.В., Лагерев И.А., Толкачев Е.Н.

Патент РФ № 164798 на полезную модель «Устройство для промежуточной разгрузки конвейера с подвесной лентой» 129

CONTENT

CHEMICAL SCIENCE

Lamzina I.V., Tarasov A.P., Zheltobryukhov V.F. (Volgograd)

DOI: <https://doi.org/10.22281/2413-9920-2016-02-04-09-15>

Development of technology for the process of neutralization of pickling solution of metallurgical production 9

ENGINEERING SCIENCE

Machinery Building and Theoretical Engineering

Gusev A.V., Zakuraev V.V. (Novouralsk)

DOI: <https://doi.org/10.22281/2413-9920-2016-02-04-16-26>

Chip formation processes and characteristics tool wear during turning structural steel 16

Erokhin V.V. (Bryansk)

DOI: <https://doi.org/10.22281/2413-9920-2016-02-04-27-33>

The manufacture of cutting plates from ceramic mineral on the basis of nanodispersed powders 27

Lagerev I.A., Shatunova E.A. (Bryansk)

DOI: <https://doi.org/10.22281/2413-9920-2016-02-04-34-51>

Design of turning hydraulic engines for manipulators of mobile machines on the basis of multicriterial optimization 34

Pashkevich V.M., Mironova M.N. (Mogilev, Belarus)

DOI: <https://doi.org/10.22281/2413-9920-2016-02-04-52-63>

Calculation of parameters of radial-piston reducer based on the use of functional semantic networks 52

Transport, Mining and Construction Machinery

Nilov V.A., Fedorov E.V. (Voronezh)

DOI: <https://doi.org/10.22281/2413-9920-2016-02-04-64-70>

Increasing productivity trailed scraper 64

Tolkachev E.N. (Bryansk)

DOI: <https://doi.org/10.22281/2413-9920-2016-02-04-71-82>

Analysis of the influence of design parameters of vertically-closed track conveyor with suspended belt and distributed drive on the technical specifications 71

Instrument engineering, metrology and information-measuring devices and systems

Goncharova O.A. (Lipetsk)

DOI: <https://doi.org/10.22281/2413-9920-2016-02-04-83-91>

Realization of the digital to analog converter for model of the voltage in network 83

Informatics, Computer Science and Controlling

Belomoytsev D.E. (Moscow)

DOI: <https://doi.org/10.22281/2413-9920-2016-02-04-92-98>

Evolutionary approach to the educational content structure design automation problem solution 92

Power Engineering

Lagereva E.A. (Bryansk)

DOI: <https://doi.org/10.22281/2413-9920-2016-02-04-99-109>

Simulation of kinematics and the separation of polydisperse drip flow in the vertical cyclones having a side inlet wet steam or air 99

Transport

Ilesaliev D.I. (Tashkent, Uzbekistan)

DOI: <https://doi.org/10.22281/2413-9920-2016-02-04-110-116>

Justification of the project a network of freight terminals unitized cargo 110

Svetashev A.A., Svetasheva N.F. (Tashkent, Uzbekistan)

DOI: <https://doi.org/10.22281/2413-9920-2016-02-04-117-123>

The process of accumulation wagons at marshalling yards with a firm timetable trains ... 117

Safety of Human Activities

Belova T.I., Sukhov S.S., Konchits S.V., Filippov A.A. (Bryansk)

DOI: <https://doi.org/10.22281/2413-9920-2016-02-04-124-128>

Ways to improve the safety of operators of self-propelled vehicles 124

**NEW OBJECTS OF INTELLECTUAL PROPERTY
ACADEMICIAN I.G. PETROVSKII BRYANSK STATE UNIVERSITY**

Lagerev A.V., Lagerev I.A., Tolkachev E.N.

Patent RU No. 164798. A device for intermediate unloading conveyor with hanging ribbon 129

УДК 661.8

РАЗРАБОТКА ТЕХНОЛОГИИ ПРОЦЕССА НЕЙТРАЛИЗАЦИИ ТРАВИЛЬНЫХ РАСТВОРОВ МЕТАЛЛУРГИЧЕСКИХ ПРОИЗВОДСТВ

Ламзина И.В., Тарасов А.П., Желтобрюхов В.Ф.

Волгоградский государственный технический университет

Ведущая отрасль территориально-производственного комплекса России - машиностроение. Предприятия этой отрасли сбрасывают загрязнения в виде использованных органических растворителей, токсичных соединений металлов с отработанными гальваническими и травильными растворами, смазочно-охлаждающие жидкости (СОЖ) и эмульсий. Для указанных жидкостей необходимо создавать сложные системы очистки с регенерацией наиболее ценных компонентов. Сброс гальванических и травильных растворов может привести к накоплению тяжелых металлов в биоорганизмах прибрежной зоны и к поступлению их по трофическим цепям в организм человека. Для предотвращения загрязнений разработана схема нейтрализации кислых стоков, сопровождающаяся снижением класса опасности травильного раствора до IV класса с возможностью размещения на полигонах длительного хранения ТПО.

Ключевые слова: гальванические растворы, сточные воды, металлургическая промышленность, травление, сульфат железа, переработка отходов.

DOI: <https://doi.org/10.22281/2413-9920-2016-02-04-09-15>

Рассматривая сложившуюся ситуацию существующих и действующих производств металлургической и нефтехимической отраслей промышленности страны с точки зрения формирования загрязняющих выбросов, можно сказать, что указанные предприятия являются источниками формирования огромного количества сточных вод, в том числе, получаемых при нейтрализации травильных растворов металлургической отрасли. Учитывая, что участки по нейтрализации и утилизации травильных растворов и продуктов нейтрализации являются «не профильным активом» действующих предприятий, то их технологическому обеспечению и обновлению не уделяется должного внимания. Это приводит к моральной и материальной деградации технологии и, как результат, повышение формирования количеств вывозимых в отвалы загрязнителей, увеличивая антропогенную нагрузку на окружающую среду. В ряде случаев предприятия рассматривают вопрос аутсорсинга указанных процессов, что является перспективным с точки зрения организации новых высокотехнологичных предприятий указанного профиля.

Рассмотрим металлургические предприятия как источник сырья для вновь создаваемого производства на примере действующего металлургического комбината ЗАО «Красный Октябрь» (г. Волгоград), используя данные по действующему технологическому процессу с целью рассмотрения вопроса извлечения из травильных растворов ценного продукта, снижения формирующихся выбросов и возможности извлечения доходов от полученной продукции.

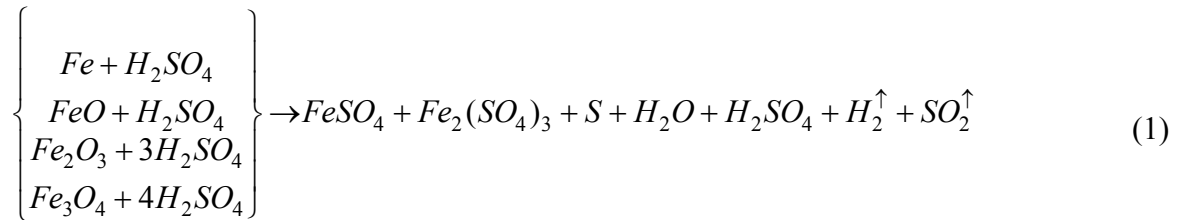
Предлагаемый результат планируется достичь путем проведения инженеринговой проработки процесса и его оптимизации с целью получения высококонцентрированного сырья для производства строительных материалов, пропиток различного назначения, неорганических красителей, удобрений и т.д.

В металлургии растворы кислот в значительных количествах применяют для очистки от окалина или для получения требуемого вида поверхности металлических полуфабрикатов, т.е. для травления металлов [1].

Ежегодно получают большие количества травильных растворов, содержащих 15% сульфата железа. Это один из основных источников получения сульфата железа.

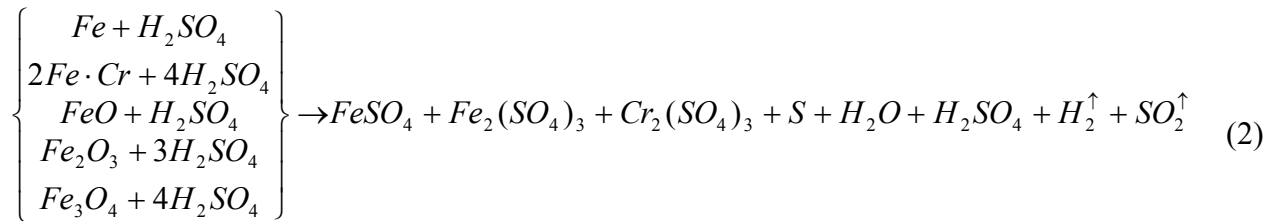
Рассмотрим основные процессы образования продуктов, требующих утилизации.

Реакции, протекающие при травлении углеродистых сталей концентрированной серной кислотой в автоклавах травления:



Из представленных процессов видно, что при травлении сталей концентрированной серной кислотой помимо сульфатов железа образуются сера, водород, оксид серы (IV) и вода. Газообразные продукты должны отходить от автоклавов через газовые линии. Таким образом, в отходящей после травления уже разбавленной серной кислоте присутствуют смесь сульфатов железа и сера.

Реакции, протекающие при травлении нержавеющей (легированных) сталей концентрированной серной кислотой в автоклавах травления:



Из представленных процессов видно, что при травлении концентрированными кислотами нержавеющей (легированных) легированных труб помимо сульфатов железа образуются сульфат хрома (III), сера, водород, оксид серы (IV) и вода. Газообразные продукты также должны отходить от автоклава через газовые линии. Таким образом, в отходящей после травления разбавленной серной кислоте присутствуют смесь сульфатов железа, сульфат хрома (III) и сера.

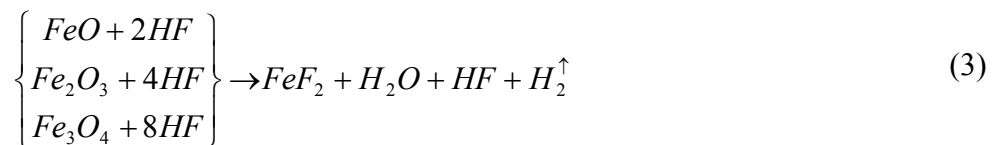
Концентрированная серная кислота в технологических концентрациях должна окислять образующуюся серу до оксида серы (IV). Однако учитывать возможность ее присутствия в поступающих на нейтрализацию растворах на начальном этапе анализа необходимо.

В технологическом процессе предусмотрена стадия выведения образующихся сульфатов железа из травильного раствора методом выкристаллизовывания, последующего сбора, отстаивания и складирования с дальнейшей реализацией. Вероятнее всего сульфаты хрома, образующиеся при травлении легированных труб, также должны выделяться после кристаллизации вместе с сульфатами железа. Возможно здесь же осаждается и сера.

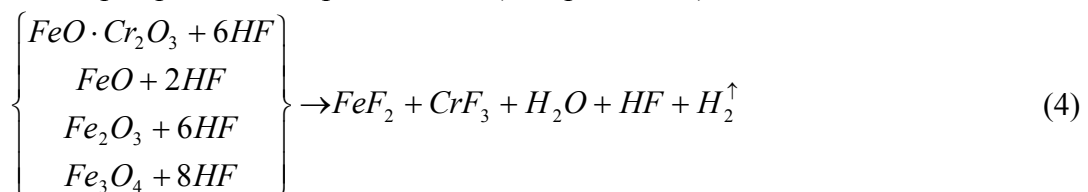
Реакции, протекающие при травлении сталей плавиковой кислотой.

Учитывая, что для снятия стеклосмазки травление как углеродистых, так и нержавеющей (легированных) сталей производится смесью концентрированных серной и плавиковой кислот, необходимо учитывать и процессы взаимодействия плавиковой кислоты с материалами сталей [2].

Процессы при травлении углеродистых сталей плавиковой кислотой



Процессы при травлении нержавеющей (легированных) сталей плавиковой кислотой

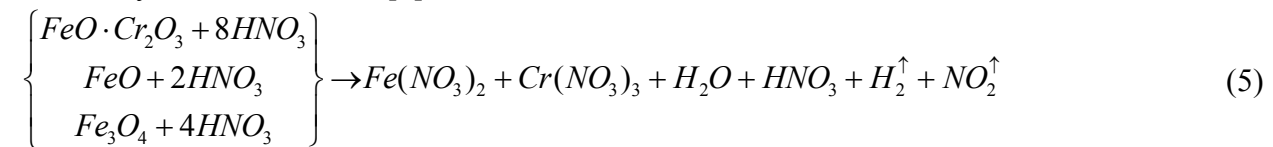


Образующиеся фториды железа и хрома практически нерастворимы в воде и кислотах, однако растворимы в плавиковой кислоте (раствор HF в воде), поэтому необходимо учитывать их присутствие в травильных растворах. По своим свойствам это практически инертные соединения. Однако эти соединения обязательно будут участвовать в процессах нейтрализации, формируя дополнительные количества твердых побочных продуктов травления сталей.

Учитывая технологическую схему процесса, в котором для травления и тех и других видов сталей используется одна и та же смесь серной и плавиковых кислот, продукты реакции (1)-(4), за исключением газообразных, должны содержаться в растворах, поступающих на нейтрализацию.

Дополнительное травление и пассивация нержавеющей (легированных) сталей смесью концентрированных азотной и плавиковой кислот.

Химические процессы травления материала сталей азотной кислотой можно представить следующими схемами [2]:

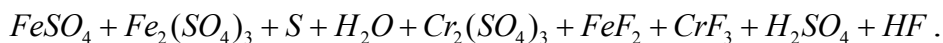


Из схемы (5) видно, что в травильном растворе должны содержаться нитраты железа и хрома. Учитывая, что травление нержавеющей сталей ведется смесью азотной и плавиковой кислот, необходимо учитывать и продукты, образующиеся по схеме (4).

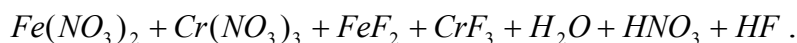
Промывные растворы.

Помимо этого в технологии травления присутствуют стадии промежуточных промывок. Поэтому аналогичный компонентный состав будут содержать технологические промывные воды, образующиеся при промывке сталей после травления по схемам (1)-(5). В отличие от крепких растворов, концентрации содержащихся веществ будут значительно меньшими.

Учитывая все вышесказанное, можно сформировать ориентировочный компонентный состав [2] поступающих на нейтрализацию крепких растворов смесей серной и плавиковой кислот. Фактически это смесь солей и кислот представленных ниже:



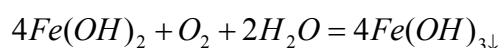
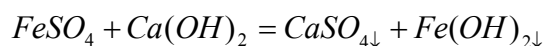
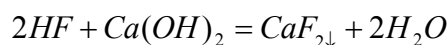
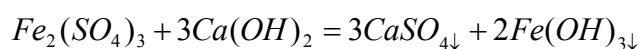
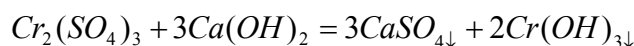
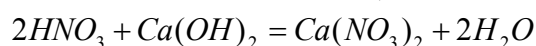
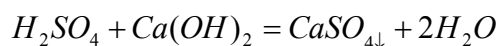
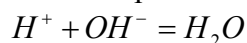
Отработанные травильные растворы смеси азотной и плавиковой кислот будет иметь следующий качественный состав:

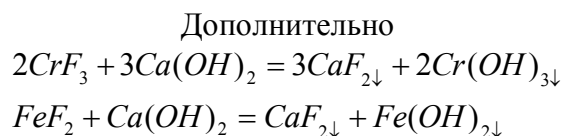


Таким образом, проведенный анализ показывает, что в травильных растворах, поступающих на нейтрализацию, помимо серной, плавиковой и азотной кислот содержатся сульфаты, фториды и нитраты железа и хрома, а также сера.

В настоящее время переработка отходящих составов травильных растворов производится взаимодействием в них содержащихся веществ с гидроксидом кальция.

В результате химических реакций обмена и нейтрализации образуются в основном устойчивые осадки, которые после фильтрации вывозятся на полигоны длительного хранения. Схемы реакций нейтрализации представлены ниже [2].





Из представленных схем видно, что по существующей технологии практически все продукты нейтрализации – осадки. Учитывая, что нейтрализация и ионный обмен протекает одновременно, то продуктом процесса является смесь твердых соединений, которую не представляется возможным разделить, и она подлежит захоронению.

Учитывая все указанные химические процессы, а также ориентируясь на производственные мощности, нами проработан и составлен материальный баланс процесса утилизации травильных растворов. Сведенный материальный баланс процесса (без учета хромовой составляющей) представлен в табл. 1.

Таблица 1

Ориентировочный материальный баланс существующей технологии утилизации отработанных травильных растворов

Исходные	кг	моль	%	Продукты	кг	моль	%
Отработанный серно-плавиковый раствор, в том числе:	5400.0			Шлам после нейтрализации	2834.8		
- серная кислота	700.0	7142.9	6.110682	в том числе:			
- сульфат железа	814.7	5365.3	7.112135	- сульфат кальция	1225.0	9002.1	10.69%
- фтористоводородная кислота	150.0	7500.0	1.309432	(Ш) - гидроксид железа	573.5	5368.5	5.01%
- вода	3735.3	207513.9	32.60704	- фторид кальция	292.5	3746.2	2.55%
				- нерастворимый остаток	743.8		6.49%
Известковое молоко, всего, в том числе	6012.5						
гидроксид кальция	1202.5	21066.9	10.49728	Вода	8620.6	478922.8	75.25%
вода	4066.3	225902.8	35.49651				
нерастворимый осадок	743.8		6.4926				
кислород	42.9		0.374323				
Итого	11455	474492	100	Итого	11455		100%

Из представленных данных видно, что при переработке 5,4 тонн травильного раствора образуется 2,84 тонны твердых промышленных отходов, подлежащих захоронению и длительному хранению на полигонах ТПО.

Учитывая цели проводимых исследований и основную задачу – изыскание возможности изменения процессов утилизации травильных растворов с целью получения коммерческой продукции, нами проведен инжиниринговый анализ существующего процесса, выделены основные недостатки реально существующего процесса и сформулировано следующее:

1. Реализованный процесс нейтрализации травильных растворов металлургических производств соответствует экологическим задачам – снижение класса опасности травильного раствора до IV класса с возможностью размещения на полигонах длительного хранения ТПО.

2. Реализованные технологические процессы являются морально устаревшими и не отвечают современным реалиям. Фактически реализованные технологические процессы захоронения ТПО являются отложенными задачами предприятий по их дальнейшей переработке, требующие дополнительных капитальных вложений.

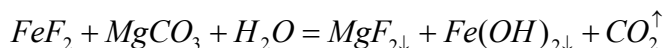
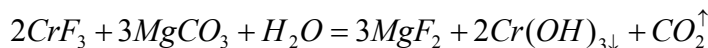
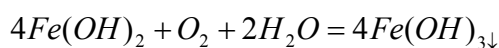
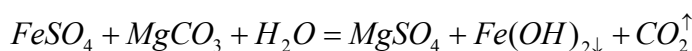
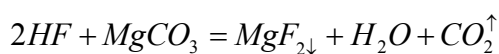
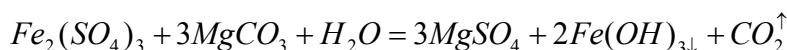
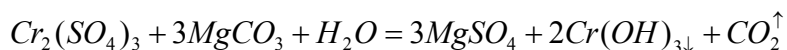
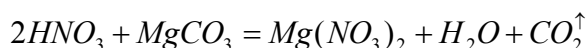
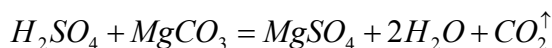
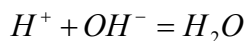
3. При соответствующей замене реагентной базы нейтрализации травильных растворов и технологической проработке новых процессов возможна организация технологии, позволяющей снизить антропогенную нагрузку на окружающую среду путем получения из травильных растворов металлургических производств коммерческой продукции.

На основании сделанных заключений с целью решения поставленной задачи предлагается заменить реагент нейтрализации $Ca(OH)_2$ на $MgCO_3$. В результате изменения процессов нейтрализации и ионного обмена большая часть образующихся веществ переходят в водорастворимую форму – сульфат магния. Получаемый сульфат магния является коммерческим продуктом, в том числе он является незаменимым удобрением, компонентом для полу-

чения вяжущих для строительной индустрии и может быть реализован как коммерческий продукт.

Оставшиеся осадки представляют собой смесь гидроксидов железа и хрома, которые также являются коммерческими продуктами и могут быть реализованы или, при дополнительной доработке, использованы в соответствующих металлургических процессах.

Предполагаемые химические процессы, протекающие при нейтрализации травильных растворов металлургических производств с использованием нового нейтрализующего вещества, представлены ниже.



Анализ представленных процессов свидетельствует, что помимо выше рассмотренных продуктов имеет место образование фторидов магния, являющихся нерастворимыми инертными веществами, которые могут быть использованы в качестве наполнителей для строительных материалов.

Образующийся в результате предлагаемого процесса с использованием карбоната магния оксид углерода (IV) также является коммерческим продуктом. При существующем развитии производства его компримирование до жидкой угольной кислоты не составляет технологической проблемы. Продукт может быть использован в основном производстве, либо реализован на рынке в виде компримированной баллонной угольной кислоты. Также может быть он реализован в виде так называемого «сухого льда».

Таким образом, при правильной технологической организации процесса нейтрализации травильных растворов из 5,4 тонн травильного раствора можно получить 1,5 тонны сульфата магния, 1,0 тонну угольной кислоты, 1,55 тонн твердых продуктов, содержащих гидроксид железа и фторид магния.

Учитывая предлагаемые выше процессы нейтрализации травильных растворах, нами была разработана технологическая схема процесса, представляющая собой блочную схему с возможностью территориальной посадки на предполагаемых площадях завода.

Предлагаемая схема предусматривает предварительное осаждение из получаемого травильного раствора сульфата железа методом захлаживания исходного раствора. Далее очищенный от избытка сульфата железа раствор через рекуперационные теплообменники поступает либо на склад на хранение, либо на аппарат нейтрализации с мешалкой. Одновременно в рубашку аппарата нейтрализации подается нагрев. Нагрев осуществляется паром от парогенератора. После загрузки травильного раствора в аппарат нейтрализации и его нагрева в него дозируется предварительно подготовленное магниезиальное молоко до достижения числа рН 6-7. Для дополнительного перемешивания в низ аппарата нейтрализации подается углекислый газ. Отходящий от аппарата нейтрализации углекислый газ вместе с образующимся газом поступает в газгольдер для накопления и дальнейшего компримирования до угольной кислоты и заполнения баллонов. Содержимое аппарата нейтрализации – горячая смесь жидкого раствора сульфата магния и образующихся осадков гидроксида железа и фто-

рида магния - поступает на фильтр-пресс для фильтрования от твердых продуктов и далее на выкристаллизовывание шестиводного ($MgSO_4 \cdot 6H_2O$) и семиводного ($MgSO_4 \cdot 7H_2O$), которые выделяются методом центрифугирования. Кристаллические сульфаты магния поступают на упаковку и отстаивание, а концентрированный раствор - на расфасовку в емкости.

Твердые отфильтрованные смеси фторидов магния и гидроксидов железа (III), имеющих IV и V класс опасности, направляются либо в отвал на захоронение, либо на дальнейшую переработку.

С развитием металлургии и металлообработки до современных масштабов проблема утилизации отбросных травильных растворов стала очень острой. Удаление больших количеств кислых жидкостей в естественные водоемы невозможно. Очистка сточных травильных растворов нейтрализацией их известью представляет большие трудности вследствие образования объемистых трудно отстаивающихся осадков. Анализируя существующие недостатки традиционной технологии, была предложена технология нейтрализации карбонатом магния, что приведет к получению разделяемых продуктов и даст возможность уменьшить количество отходов, идущих на захоронение.

Список литературы

1. Добровольский, И.П. Перспективные направления переработки солянокислых отработанных травильных растворов с получением бишофита, пигментов и коагулянтов / И.П. Добровольский, А.Б. Селихов // Вестник Челябинского государственного университета. – 2008. – №17. – С. 28-31.
2. Химия промышленных сточных вод / Под. ред. А. Рубина. – М.: Химия, 1983. – 360 с.

Сведения об авторах

Ламзина Ирина Владимировна - аспирант кафедры промышленной экологии и безопасности жизнедеятельности ФГБОУ ВО «Волгоградский государственный технический университет», *lamzina_irina@inbox.ru*.

Тарасов Алексей Петрович - аспирант кафедры промышленной экологии и безопасности жизнедеятельности ФГБОУ ВО «Волгоградский государственный технический университет», *tarasovcom@mail.ru*.

Желтобрюхов Владимир Федорович – доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой промышленной экологии и безопасности жизнедеятельности ФГБОУ ВО «Волгоградский государственный технический университет», *pebg@vstu.ru*.

DEVELOPMENT OF TECHNOLOGY FOR THE PROCESS OF NEUTRALIZATION OF PICKLING SOLUTION OF METALLURGICAL PRODUCTION

Lamzina I.V., Tarasov A.P., Zheltobryukhov V.F.

Volgograd State Technical University

The leading branch of territorial-production complex of Russia - mechanical engineering. Companies of the industry throw dirt in the form of used organic solvents, toxic compounds of metals with waste galvanic and etching solutions, cutting fluids (coolant) and emulsions. you need to create complex regeneration treatment system of the most valuable components for these liquids. Reset electroplating and etching solutions can lead to the accumulation of heavy metals in the bio-organisms of the coastal zone and to enter them through the food chain to humans. To prevent contamination, a scheme neutralizing acid waste, accompanied by a reduction in the hazard class of the etching solution to IV class with the ability to accommodate long-term storage solid industrial waste in landfills.

Keywords: *electroplating solutions, sewage, metallurgy, etching, ferric sulfate, recycling.*

DOI: <https://doi.org/10.22281/2413-9920-2016-02-04-09-15>

References

1. Dobrovolskiy I.P. Perspective directions of recycling of waste hydrochloric acid pickling solutions to produce a bischofite, pigments and coagulants. *Chelyabinsk State University*, 2008, No. 17, pp. 28-31.
2. *Khimiya promyshlennykh stochnykh vod* [Chemistry of industrial wastewater]. Moscow, Chemistry, 1983. 360 p.

Authors' information

Irina V. Lamzina - postgraduate student, Department of industrial ecology and life safety at "Volgograd State Technical University, lamzina_irina@inbox.ru.

Aleksey P. Tarasov - postgraduate student, Department of industrial ecology and life safety at "Volgograd State Technical University, tarasovcom@mail.ru.

Vladimir F. Zheltobryukhov – Doctor of Technical Sciences, professor, Head of Department of industrial ecology and life safety at "Volgograd State Technical University, pebg@vstu.ru.

Дата публикации
(Date of publication)
25.12.2016

УДК 621.91.01

ПРОЦЕСС СТРУЖКООБРАЗОВАНИЯ И ХАРАКТЕРИСТИКИ ИЗНОСА ИНСТРУМЕНТА ПРИ ТОЧЕНИИ КОНСТРУКЦИОННЫХ СТАЛЕЙ

Гусев А. В., Закураев В. В.

Новоуральский технологический институт НИЯУ МИФИ

В статье выполнены исследования кинетики изнашивания режущих лезвий инструмента и произведено сопоставление полученных результатов с характером изменения деформационных характеристик стружкообразования. Результаты изучения изнашивания режущих лезвий и стружкообразования указали на существование определенной связи между этими процессами.

Ключевые слова: стружкообразование, рациональная скорость резания, удельные касательные напряжения сдвига и удельные касательные напряжения на передней поверхности лезвия, деформационные характеристики стружкообразования, величина интенсивности изнашивания лезвий, конструкционные стали.

DOI: <https://doi.org/10.22281/2413-9920-2016-02-04-16-26>

В работах [1-4] показана возможность определения рациональных режимов резания путем измерения сигналов виброускорения с вибродатчика, установленного на резце токарного станка. Основными предпосылками к созданию метода определения режимов резания, на основе диагностирования вибросигнала из зоны стружкообразования, являются следующие:

1. Стружкообразование при резании материалов – комплексный процесс, обеспечивающий формообразование новой поверхности. Основой этого процесса является предельная высокоскоростная пластическая деформация с последующим отделением слоя припуска материала.

2. Сложность процесса направленной деформации при резании с учетом многоуровневого характера структурных преобразований на микро-, мезо- и макроуровнях, высоких удельных энергетических затратах и потоках энергии в различных структурных элементах материала и самой технологической системе резания предполагает использование синергетического подхода для описания и анализа указанных процессов [5].

Для описания энергетического состояния локальных объемов материала, претерпевших предельную пластическую деформацию используется как механические свойства материалов (модули сдвига, модуль упругости), так и термодинамические параметры сплавов (изменение энтальпии и скрытой теплоты плавления) [5].

Применяя синергетический подход к анализу деформации и разрушения материала припуска при стружкообразовании, необходимо иметь в виду, что условия разрушения при стружкообразовании несколько отличны от условий разрушения материала в конструкции изделия.

Прежде всего, для условий резания характерно: малый неточно ограниченный объем материала, подвергающийся внешнему воздействию; высокие относительные деформации и скорости деформации; высокие градиенты температур и напряжений; непостоянство условий внешних воздействий и, как правило, очень малые отрезки времени для осуществления термомеханического разупрочнения (динамического возврата).

Несмотря на указанные особенности условий деформации и разрушения целесообразно использовать новые положения синергетики к анализу процессов стружкообразования. Главное в синергетической модели разрушения – это наличие двух конкурирующих механизмов – микросдвига и микроотрыва [5]. Трансляционная неустойчивость (сдвиговая) возникает при достижении критического напряжения сдвига, связанного с критической плотностью энергии упругого формоизменения критической величины [5]. Ротационная (поворотная) неустойчивость возникает при достижении в локальном объеме критического напряжения микро отрыва [5].

Второй важной особенностью синергетического направления при изучении пластической деформации и разрушении твердых тел является наличие циклических явлений [6].

Опираясь на выше изложенные положения синергетики деформации и разрушения, в нашей работе [4] подробно описаны результаты исследования процесса стружкообразования при резании конструкционных материалов – сталей 45, 40 ХН, сплавов титана и алюминия. Кратко изложим полученные выводы.

Наблюдаемые фрагменты текстуры стружек (фотографии получены на электронном микроскопе) хорошо согласуются с известной моделью стружкообразования с параллельными границами (рис. 1) [7].

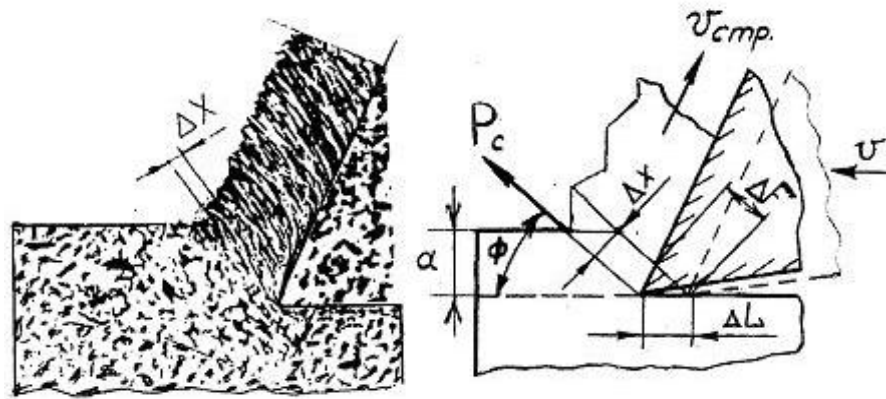


Рис.1. Корень стружки при резании пластичных материалов (Δx – толщина пластически деформируемой зоны; V – скорость резания; ΔL – расстояние, пройденное лезвием инструмента; $V_{стр}$ – скорость схода стружки; P_c – сила сдвига; a – толщина срезаемого слоя; Φ – угол наклона условной плоскости сдвига; ΔF – абсолютный сдвиг)

На фотографиях стружек (рис. 2, сторона, противоположная прирезцовой) отчетливо наблюдается характер сдвиговых деформаций в виде чередующихся выступов и впадин.

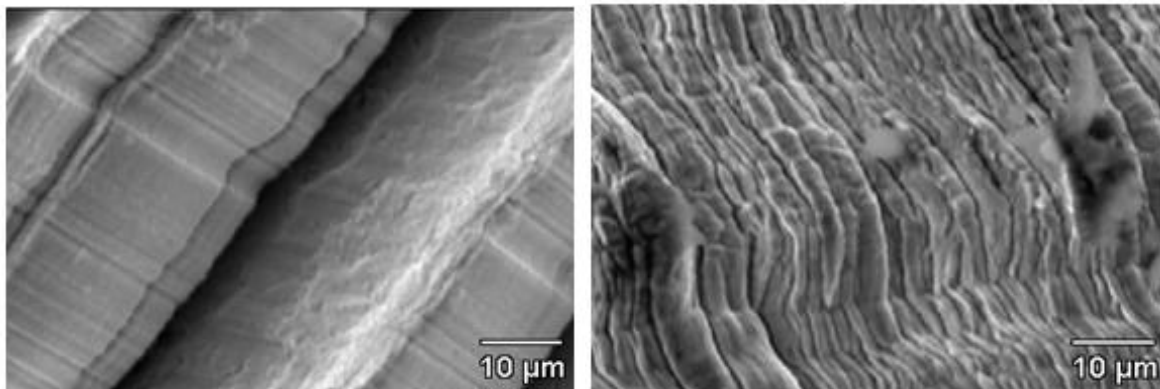


Рис. 2. Фотографии стружек, полученных на электронном микроскопе при 2000 кратном увеличении:
 а - стружка, полученная при резании при скорости $V = 0,47$ м/с и подаче $S = 0,21$;
 б - стружка, полученная при резании при подаче $S = 0,11$ и скорости $V = 2,97$ м/с

Величина дискретных элементов стружек (на рис. 1 обозначена Δx) зависит от свойств обрабатываемого материала, режимов резания (прежде всего от толщины срезаемого слоя и скорости резания). Элемент Δx является макро элементом диссипативной структуры (текстуры образующейся стружки) и может быть измерен. Кроме этого, при стружкообразовании наблюдается (на микрошлифах стружек) поворот локальных макро объёмов материала «набегающих» на переднюю поверхность режущего лезвия.

Геометрические параметры локальных элементов предложено характеризовать отношением толщины сдвигаемого слоя Δx к толщине срезаемого слоя – $\Delta x/a$.

Данные выполненного исследования также показывают наличие деформационного цикла в процессе образования стружки [4]. Это явление дает основание к описанию процесса стружкообразования методом вероятностного анализа случайных процессов и поведения динамических систем при случайных воздействиях [1, 2].

Анализ известных работ по вопросам стружкообразования, отечественных ученых Грановского Г.И., Зорева Н.Н., Клушина М.И., Кудинова В.А., Лоладзе Т.Н. Розенберга А.М., а также более поздних работ [8-10] и других указывает на два важных аспекта проблемы стружкообразования. Первый аспект заключается в необходимости учета термомеханических условий напряженно-деформационного состояния зоны резания. Эти условия характеризуются температурами контактных поверхностей, напряжениями сдвига локальных объемов материала, а так же контактными напряжениями на передней и задней поверхностях лезвия. Второй – это цикличность процесса стружкообразования (периодически повторяющийся деформационный цикл).

Известно положение А.М. Розенберга [11] о всеобщей связи явлений в процессе резания: условиях деформации, температуры в зоне резания, износа режущих лезвий инструмента. Это положение подтверждается результатами работ, выполненных в последние годы. Так в работе [12] используются модели, основанные на учете термомеханических связей процессов установившегося состояния процесса стружкообразования на передней поверхности и процессов износа на задней поверхности лезвий. Данные явления обоснованы работой механизма внутренней самонастройки процесса резания, выводящей процесс в определенное оптимальное состояние. Аналогичные идеи излагаются в работах [13, 14].

Таким образом, следует полагать, что должна существовать связь между условиями формирования текстуры стружки (критерий $\Delta x/a$) и показателями процесса износа лезвий инструмента.

Цель данной работы – выявление и оценка деформационных параметров процесса стружкообразования с характеристиками процесса изнашивания режущих лезвий.

Методика работы.

В опытах по изучению процесса изнашивания лезвий велась обработка следующих материалов: сталь 45, сталь 40ХН, сталь 08Х18Н9Т. Материал инструмента: твердый сплав Т14К8 (Р20). Резец со сменными многогранными пластинами SNUM-150412. Физико-механические свойства материалов приведены в табл. 1.

Таблица 1

Физико-механические свойства обрабатываемых материалов

Материал заготовки	Твердость НВ	Предел текучести (условный) $\sigma_{0,2}$, МПа		Модуль упругости E , ГПа		Модуль сдвига G , ГПа		Температура плавления, $T_{пл.}$, °С
		$T=20^0C$	$T=800^0C$	$T=20^0C$	$T=800^0C$	$T=20^0C$	$T=800^0C$	
Сталь 45	250	275	140	212	118	78	45	1400
Сталь 40ХН	290	315	268	200	132	85	50	1450
Сталь 08Х18Н9Т	250	216	155	195	135	77	49	1500

Глубина резания $t = 1,5$ мм. Диапазон изменения скоростей резания и подач приведен в подрисуночных подписях. В каждом опыте, отбирали стружки для измерения толщины

сдвиговых деформаций Δx . Расчетным путем по методу Кушнера В.С. [15] рассчитаны удельные касательные напряжения сдвига τ_y , удельные касательные напряжения на передней поверхности лезвия q_F . Определялись температуры на передней и задней поверхности лезвия и температура резания T_n , T_z , T_p . В результате опытов получены кинетические кривые износа лезвий. Путем обработки результатов вычислены значения пути резания до заданного износа L , а также относительный износ задней поверхности лезвий I .

Результаты исследований.

На рис. 3 представлены кинетические кривые износа лезвий сплава Т14К8 при обработке стали 45.

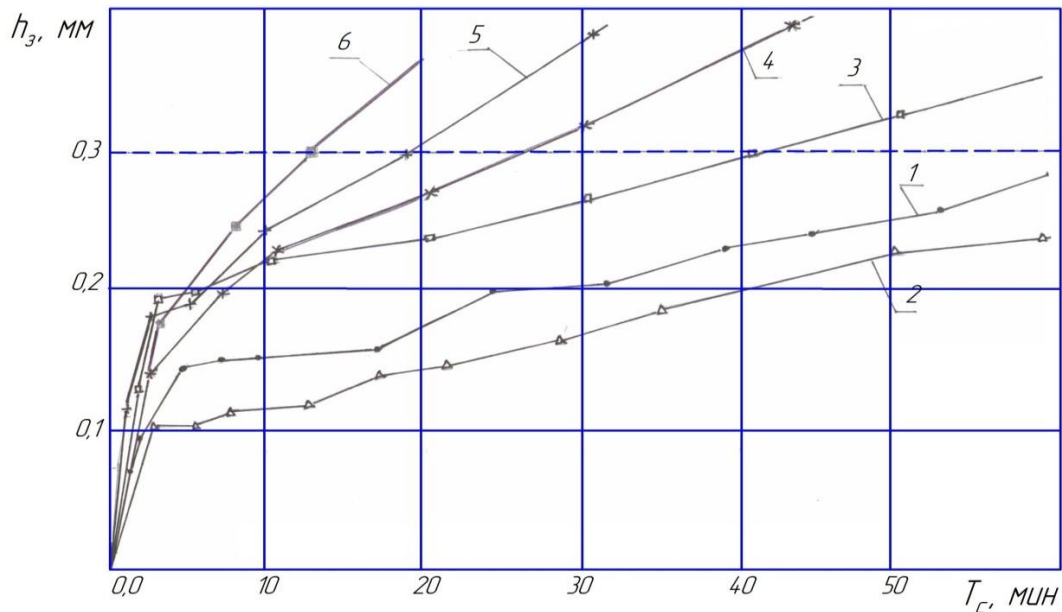


Рис. 3. Графики износа лезвий инструмента при точении стали 45

(инструмент – сплав Т14К8 (р); глубина резания $t = 1,5$ мм; подача $S = 0,2$ мм/об):

1 – $V = 0,92$ м/с; 2 – $V = 2,2$ м/с; 3 – $V = 2,8$ м/с; 4 – $V = 3,1$ м/с; 5 – $V = 3,8$ м/с; 6 – $V = 4,6$ м/с

На рис. 4 представлены данные, полученные после обработки графиков износа. Показана нелинейная зависимость периода стойкости инструмента T_c при заданном износе лезвий $h_3 = 0,3$ мм (кривая 1).

Кривая 2 отражает изменение пути резания L до заданного износа $h = 0,3$ мм. В соответствии с рекомендациями Г.И. Грановского [16] скорость резания, соответствующая максимальному пути резания (максимальному ресурсу, является нижним порогом зоны скоростей рациональной обработки металлов резанием. В нашем случае эта зона скоростей резания составляет 2,5...3,2 м/с.

В указанном диапазоне скоростей значение отношения толщины фрагментов сдвиговых деформаций к толщине срезаемого слоя $\Delta x/a$ находится в пределах $\Delta x/a \approx 0,9...1,1$, т.е. $\Delta x/a \approx 1$ [17]. На этом основании следует полагать, что фрагменты сдвиговых деформаций при рациональных скоростях резания стремится к одинаковым размерам в направлении сдвига и направлении схода стружки.

На рис. 5, а, в приведены расчетные данные величины удельных касательных напряжений сдвига τ_y и удельных касательных напряжений на передней поверхности лезвия q_F . Результаты расчетов показывают, что с увеличением скорости резания в 4 раза имеется незначительный рост напряжений сдвига материала (увеличение 5...6 %). В то же время наблюдается значительное снижение удельных касательных напряжений q_F на передней поверхности лезвия – от 354 МПа до 242 МПа, т.е. на 31,6 %. Соотношение удельных напряжений на передней поверхности и напряжений сдвига составляет при рациональных скоростях резания

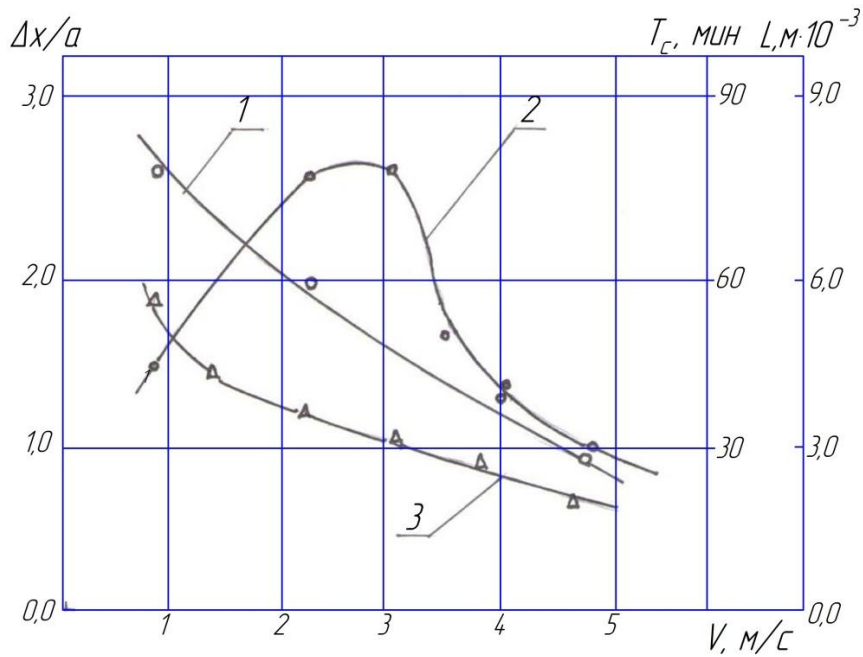


Рис. 4. Показатели износа лезвий при точении стали 45:

- 1 – изменение периода стойкости режущих лезвий от скорости резания при точении стали 45;
- 2 – изменение пути резания от скорости резания; 3 – зависимость отношения толщины сдвиговых деформаций к толщине срезаемого слоя

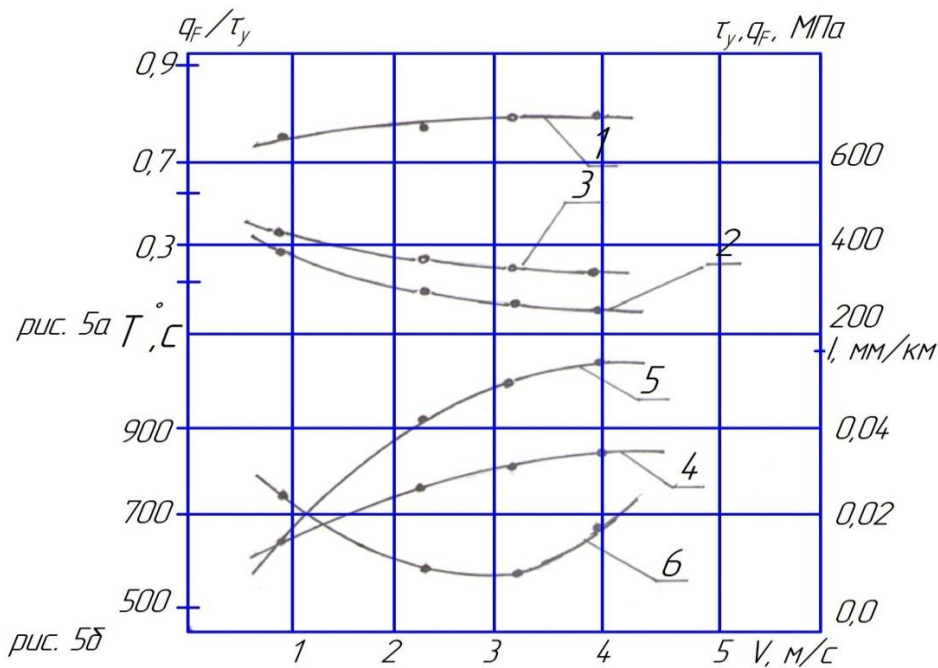


Рис. 5. Зависимости деформационных параметров, температуры и относительного износа от скорости резания: а - деформационные параметры; б - температура и относительный износ (1 – удельные напряжения сдвига τ_y ; 2 – удельные касательные напряжения на передней поверхности лезвия q_F ; 3 – отношения удельных напряжений сдвига и касательных напряжений на передней поверхности лезвия q_F/τ_y ; 4 – температура на передней поверхности лезвия T_n ; 5 – температура на задней поверхности лезвия T_3 ; 6 - относительный износ лезвий I)

$q_F/\tau_y \approx 0,4-0,45$. Данное соотношение обусловлено ростом температуры передней поверхности лезвия T_n , являющейся результатом работы деформации в пластической области контакта [18]. Увеличение температуры T_n при увеличении скорости резания в 4 раза составляет

30,6%. Диапазон изменения T_n составляет от 647 до 845 °С. Указанному значению температуры соответствует существенное снижение предела текучести и модулей упругости стали 45 (табл. 1) [19].

Расчетные значения температуры задней поверхности T_3 лезвия (кривая 5 на рис 5,б) показывают ее интенсивный рост по сравнению с температурой на передней поверхности лезвия (от 616 до 1033 °С). Изменение интенсивности изнашивания лезвий I показано на рис. 5, б (кривая б).

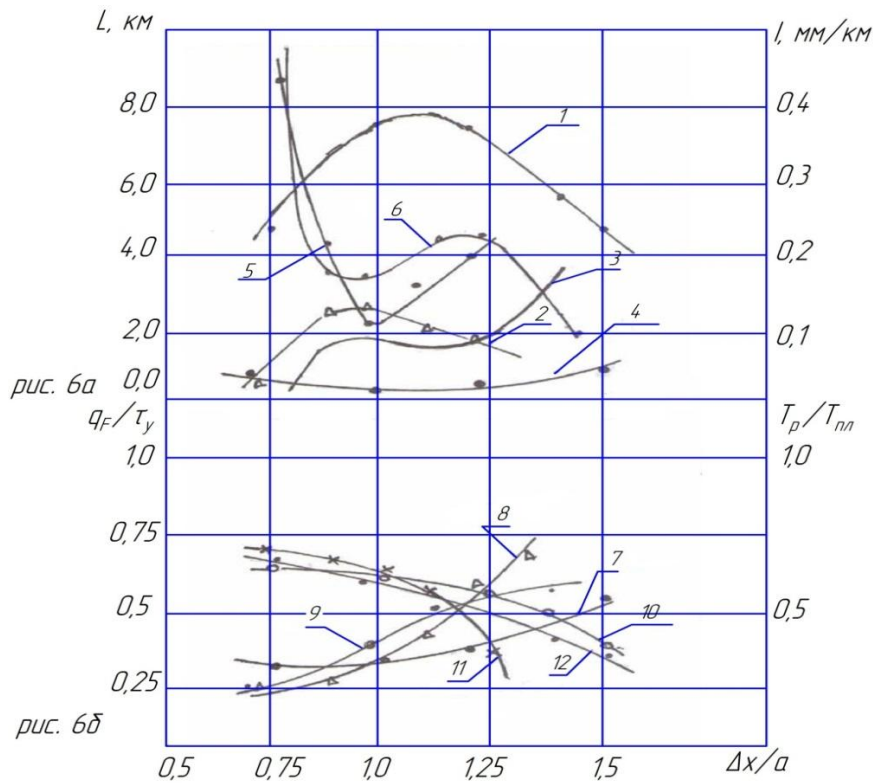


Рис. 6. Данные к анализу связи деформационных характеристик стружкообразования и показателей износа лезвий: а - зависимость пути резания L и относительного износа лезвий I от относительной величины сдвиговых деформаций $\Delta x/a$ (длина пути резания: 1 – сталь 45; 2 – сталь 40ХН; 3 – сталь 08Х18Н10Т; относительный износ лезвий: 4 – сталь 45; 5 – сталь 40ХН; 6 - сталь 08Х18Н9Т; отношение q_F/τ_y : 7 – сталь 45; 8 – сталь 40ХН; 9 – сталь 08Х18Н9Т; отношение T_p/T_{nl} (гомологическая температура резания): 10 - сталь 45; 11 – сталь 40ХН; 12 – сталь 08Х18Н10Т)

Минимальный относительный износ в диапазоне скоростей 2,5...3,2 м/с также соответствует значениям $\Delta x/a \approx 0,9...1,1$.

Температура задней поверхности лезвия в точке минимума интенсивности износа (максимум пути резания) составляет $T_3 = 990$ °С. По результатам исследований [20] указанный диапазон температуры задней поверхности соответствует минимальному значению интенсивности образования адгезионных связей пары твердый сплав–сталь 45.

Анализ результатов.

Для оценки предположения о связи условий стружкообразования и процесса изнашивания лезвия инструмента, по полученным данным построены зависимости пути резания L и относительного износа I от величины относительных значений сдвиговых деформаций $\Delta x/a$ для трех видов сталей (рис. 6). Приведенные зависимости указывают на существование устойчивой связи нелинейного вида между показателями износа и относительной величиной сдвиговых деформаций $\Delta x/a$.

Максимальный путь резания (рис. 6, а) и минимум относительного износа соответствуют отношению $\Delta x/a \approx 1$.

Графики (рис. 6, б) показывают характер изменения отношения q_F/τ_y касательного напряжения q_F на передней поверхности лезвия к величине напряжения сдвига τ_y (сталь 45 – линия 7, сталь 40 ХН – линия 8, сталь 08Х18Н9Т – линия 9).

При малых отношениях $\Delta x/a$ (высокая скорость резания, рис.5) отношение q_F/τ_y составляет 0,35...0,40. При низких скоростях ($\Delta x/a \approx 1,2..1,5$) отношение $q_F/\tau_y \approx 0,54$. При относительной величине сдвиговых деформаций $\Delta x/a \approx 1$ графики относительных напряжений q_F и τ_y примерно одинаковы и составляют величину 0,37..0,39. Уменьшение отношения q_F/τ_y до 0,37...0,39 свидетельствует о снижении касательных напряжений на передней поверхности (график 5 на рис. 5, а), что обеспечивает увеличение среднего значения угла условной плоскости сдвига Φ .

Изменением этих факторов обеспечивается облегчение поворота сдвигаемых слоев стружки в направлении ее схода по передней поверхности лезвия. Локальные объемы обрабатываемого материала Δx стремятся к величине заданной толщины срезаемого слоя a .

Гореловым В.А. [22] предложена модель стойкости (износа) инструмента при температурах, характерных для адгезионного, диффузионного видов изнашивания. В модели учитываются силы резания, пропорциональные напряжениям на контактных поверхностях инструмента, а также значения относительных температур $T/T_{пл}$ (где T - температура на контактных поверхностях инструмента; $T_{пл}$ – температура плавления обрабатываемого материала).

По нашим исследованиям графики 10-12 (рис. 6, б), отражающие ход изменения относительных температур $T_p/T_{пл}$ сближаются при значениях $\Delta x/a \approx 1$. Отношение расчетных значений температуры резания T_p и температуры плавления $T_{пл}$ при $\Delta x/a \approx 1$ достигают значений 0,63 (ст. 45), 0,66 (ст. 40ХН) и 0,63 (ст. 08Х18Н9Т).

Для оценки достоверности результатов анализа и выдвинутых положений о возможной связи физических параметров стружкообразования и процесса износа лезвий обратимся к ранее опубликованным работам других авторов.

В модели процесса косоугольного несвободного резания, стружкообразования и изнашивания резцов при обработке сталей [22] установлена связь скорости изнашивания и величины износа инструментов с входными параметрами (геометрия лезвия, физико-механическими характеристиками обрабатываемого и инструментального материала), а также с углом наклона поверхности сдвига с учетом его изменения по длине режущей кромки и пятна контакта стружки с передней поверхностью лезвия. Таким образом, в данной модели, хотя и неявно, но указывается на связь износа и характеристик стружкообразования.

В работе [23] отмечается, что механизм и коэффициент трения существенно определяются механизмами деформирования срезаемого слоя, которые влияют и на тип стружки и характер контакта с инструментом. Характеристики трения определяются самоорганизацией процесса пластической деформации при резании вследствие обратной связи между зонами стружкообразования и контакта стружки с инструментом. Кроме того, при температуре резания $T_p = 800^\circ\text{C}$, максимальное значение стойкости инструмента при обработке стали 45 связано с ростом демпфирующей способности зерен карбидов твердого сплава.

Таким образом, в приведенных работах [12-14, 21-23] прямым, либо косвенным образом подтверждается связь процесса стружкообразования с характеристиками изнашивания режущего лезвия.

Полученные в наших работах данные о возможности контроля частоты сдвиговых деформаций процесса стружкообразования при резании [1, 2] с учетом установленной связи деформационных характеристик стружкообразования с износом режущих лезвий, позволяют определять рациональный уровень режимов резания.

Выводы.

1. Высокоскоростная пластическая деформация сталей при стружкообразовании осуществляется циклически с образованием дискретных локальных макро объёмов материала срезаемого припуска. Размеры этих макроэлементов определяются свойствами обрабаты-

ваемых материалов, режимом резания и другими факторами, формирующимися в результате процесса стружкообразования.

2. Результаты изучения изнашивания режущих лезвий и стружкообразования указывают на существование определенной связи между этими процессами. Интенсивность изнашивания лезвий зависит от характера и размеров формирующейся текстуры стружек, которые, в свою очередь, определяются скоростью резания и толщиной срезаемого слоя.

3. Максимальный путь резания (минимальный относительный износ) соответствуют режиму резания, при котором макроэлементы формирующейся текстуры стружек Δx близки по своим размерам толщине срезаемого слоя a , т.е. $\Delta x/a \approx 1$.

Список литературы

1. Гусев, А.В. Обоснование возможности контроля процесса механической обработки / А.В. Гусев, В.В. Закураев, С.И. Хадеев // Машиностроение - традиции и инновации: сб. трудов Всерос. молодежной конф. / Юргинский технологический институт. - Томск: Изд-во Томского политехнического университета, 2011. - С. 195-198.

2. Гусев, А.В. Процесс стружкообразования и его изучения на основе частотного и спектрального анализа / А.В. Гусев, В.В. Закураев, Ю.В. Турыгин // Интеллектуальные системы в производстве. - 2013. - № 2. - С. 49-54.

3. Гусев, А.В. Предпосылки к созданию метода автоматизированного выбора режимов резания / А.В. Гусев, В.В. Закураев, А.Г. Ничков // Теплофизические и технологические аспекты повышения эффективности машиностроительного производства. Труды IV Междунар. научно-техн. конф. (Резниковские чтения). - Тольятти: 2015. - С. 207-214.

4. Гусев, А.В. О связи деформационных параметров стружкообразования с характеристиками колебаний при резании / А.В. Гусев, В.В. Закураев, А.Г. Ничков // Вектор науки Тольяттинского государственного университета. - 2015 - № 3-1. - С. 52-59.

5. Иванова, В.С. Синергетика разрушения и механические свойства / В.С. Иванова // Синергетика и усталостное разрушение металлов. - М.: Наука, 1989. - С. 6-29.

6. Грабар, И.Г. Дискретные явления в механике разрушения с позиции синергетики / И.Г. Грабар // Синергетика и усталостное разрушение металлов. М.: Наука, 1989. - С. 191-199.

7. Бобров, В.Ф. Основы теории резания металлов / В.Ф. Бобров. - М.: Машиностроение, 1975. - 344 с.

8. Кушнер, В.С. Термомеханическая теория процесса неправильного резания пластичных материалов / В.С. Кушнер. - Иркутск: Изд-во Иркутского университета, 1982. - 180 с.

9. Кабалдин, Ю.Г. Механические деформации срезаемого слоя и стружкообразования при резании / Ю.Г. Кабалдин // Вестник машиностроения. - 1993. - №7. - С. 25-30.

10. Петрушин, С.И. Теория несвободного резания материалов стружкообразования с развитой зоной пластических деформаций / С.И. Петрушин, А.В. Проскоков // Вестник машиностроения. - 2010. - №1. - С. 53-58.

11. Розенберг, А.М. Элементы теории процесса резания металлов / А.М. Розенберг, А.М. Еремин. - М.: Машгиз, 1956. - 219 с.

12. Тахман, С.И. Режимы резания и закономерности изнашивания твердосплавного инструмента / С.И. Тахман. - Курган: КГУ, 2001. - 169 с.

13. Постнов, В.В. Анализ деформированного состояния зоны стружкообразования при нестационарном резании / В.В. Постнов // Вестник УГАТУ. - 2013. - Т.17. - №8 (61).

14. Stahl, J.-E. Metal cutting – theories and models. J. Stahl in cooperation with Seco. Division of Production and Materials Engineering. Sweden, 2012. 630 p.

15. Верещака, А.С. Резание материалов / А.С. Верещака, В.С. Кушнер. - М.: Высшая школа, 2009. - 535 с.

16. Грановский, Г.И. Резание металлов / Г.И. Грановский, В.Г. Грановский В.Г. - М.: Высшая школа, 1985. - 304 с.

17. Способ определения оптимальных режимов резания: пат. 2514251 Рос. Федерация: МПК В 23 В1/00/. Гусев А.В., Закураев В.В.; заявитель и патентообладатель Федеральное государственное автономное образовательное учреждение высшего профессионального образования Национальный исследовательский ядерный университет «МИФИ» (НИЯУ МИФИ). - № 2012131289/02; заявл.20.07.2012, опубл. 27.04.2014.
18. Талантов, Н.В. Физические основы процесса резания, изнашивания и разрушения инструмента / Н.В. Талантов. - М.: Машиностроение, 1992. – 240 с.
19. Марочник сталей и сплавов / В.Г. Сорокин, А.В. Волосникова, С.А. Вяткин и др. Под общ. ред. В.Г. Сорокина. – М.: Машиностроение, 1989. – 640 с.
20. Макаров, А.Д. Оптимизация процессов резания / А.А. Макаров. – М.: Машиностроение, 1976. – 278 с.
21. Горелов, В.А. Разработка методов и средств эффективного выбора режимов резания труднообрабатываемых материалов на основе термосиловых характеристик процессов: автореферат дисс. ... докт. техн. наук. – М., 2007. – 47 с.
22. Грубый, С.В. Расчетные параметры процесса резания и стружкообразования при тчении конструкционныx сталей и сплавов / С.В. Грубый // Вестник машиностроения. - 2006. - №1. - С. 63-72.
23. Кабалдин, Ю.Г. Трение и износ инструмента при резании / Ю.Г. Кабалдин // Вестник машиностроения. - 1995. - №1. - С. 26-32.

Об авторах

Гусев Антон Валерьевич – инженер кафедры технологии машиностроения Новоуральского технологического института НИЯУ МИФИ (НТИ НИЯУ МИФИ), *antongusev88@gmail.com*.

Закураев Виктор Владимирович – кандидат технических наук, заведующий кафедрой технологии машиностроения Новоуральского технологического института НИЯУ МИФИ (НТИ НИЯУ МИФИ), *tm@nsti.ru*.

CHIP FORMATION PROCESSES AND CHARACTERISTICS TOOL WEAR DURING TURNING STRUCTURAL STEEL

Gusev A.V., Zakuraev V.V.

Novouralsk Institute of Technology

In this article researches of kinetics of wear of the cutting edges of the tool are executed and comparison of the received results to the nature of change of deformation characteristics of a chip formation processes is made. Results of studying of wear of the cutting edges and a chip formation processes have indicated existence of a certain communication between these processes.

Keywords: *chip formation, rational cutting speed, the specific tangential shear stress and the specific shearing stresses on the front surface of the blade, chip deformation characteristics, the wear rate of the value of blades, structural steel.*

DOI: <https://doi.org/10.22281/2413-9920-2016-02-04-16-26>

References

1. Gusev A.V., Zakuraev V.V., Khadeev S.I. Obosnovanie vozmozhnosti kontrolya processa mekhanicheskoy obrabotki. *Mashinostroenie - traditsii i innovatsii: sbornik trudov Vserossiyskoy molodezhnoy konferentsii. Yurginskiy tekhnologicheskii institut. Tomsk, Izdatelstvo Tomskogo politekhnicheskogo universiteta, 2011, pp. 195-198.*
2. Gusev A.V., Zakuraev V.V., Turygin Yu.V. Process struzhkoobrazovaniya i ego izuchenie na osnove chastotnogo i spektralnogo analiza. *Intellektualnye sistemy v proizvodstve, 2013, No.2, pp. 49-54.*

3. Gusev A.V., Zakuraev V.V., Nichkov A.G. Predposylki k sozdaniyu metoda avtomatizirovannogo vybora rezhimov rezaniya. *Teplofizicheskie i tekhnologicheskie aspekty povysheniya effektivnosti mashinostroitel'nogo proizvodstva. Trudy IV mezhdunarodnoy nauchno-tekhnicheskoy konferentsii (Reznikovskie chteniya)*. Tolyatti, 2015, pp. 207-214.
4. Gusev A.V., Zakuraev V.V., Nichkov A.G. O svyazi deformatsionnykh parametrov struzhkoobrazovaniya s kharakteristikami kolebaniy pri rezanii. *Vektor nauki Tolyatinskogo gosudarstvennogo universiteta*, 2015, No.3-1, pp. 52-59.
5. Ivanova V.S. Sinergetika razrusheniya i mekhanicheskie svoystva. *Sinergetika i ustalostnoe razrushenie metallov*. Moscow, Nauka, 1989, pp. 6-29.
6. Grabar I.G. Diskretnye yavleniya v mekhanike razrusheniya s pozitsii sinergetiki. *Sinergetika i ustalostnoe razrushenie metallov*. Moscow, Nauka, 1989, pp. 191-199.
7. Bobrov V.F. *Osnovy teorii rezaniya metallov* [Fundamentals of the theory of metal cutting]. Moscow, Mashinostroenie, 1975. 344 p.
8. Kushner V.S. *Termomekhanicheskaya teoriya protsessa nepravil'nogo rezaniya plastichnykh materialov* [Thermomechanical theory of the process of wrong cutting of plastic materials]. Irkutsk: Irkutskiy universitet, 1982. 180 p.
9. Kabaldin Yu.G. Mekhanicheskie deformatsii srezaemogo sloya i struzhkoobrazovaniya pri rezanii. *Vestnik mashinostroeniya*, 1993, No.7, pp. 25-30.
10. Petrushin S.I., Proskokov A.V. Teoriya nesvobodnogo rezaniya materialov struzhkoobrazovaniya s razvitoi zonoj plasticheskikh deformatsiy. *Vestnik mashinostroeniya*, 2010, No.1, pp. 53-58.
11. Rozenborg A.M., Eremin A.M. *Elementy teorii processa rezaniya metallov* [Elements of the theory of the process of metal cutting]. Moscow, Mashgiz, 1956. 219 p.
12. Takhman S.I. *Rezhimy rezaniya i zakonomernosti iznashivaniya tverdospлавnogo instrumenta* [Cutting modes and patterns of wear of carbide tools]. Kurgan, KGU, 2001. 169 p.
13. Postnov V.V. Analiz deformirovannogo sostoyaniya zony struzhkoobrazovaniya pri nestatsionarnom rezanii. *Vestnik UGATU*, 2013, Vol.17, No.8.
14. Stahl J.-E.. Metal cutting – theories and models. J. Stahl in cooperation with Seco. Division of Production and Materials Engineering. Sweden, 2012. 630 p.
15. Vereshchaka A.S., Kushner V.S. *Rezanie materialov* [Cutting of materials]. Moscow, Vysshaya shkola, 2009. 535 p.
16. Granovskiy G.I., Granovskiy V.G. *Rezanie metallov* [Cutting of metals]. Moscow, Vysshaya shkola, 1985. 304 p.
17. Patent RU 2514251. *Sposob opredeleniya optimalnykh rezhimov rezaniya* [The method of determining the optimal cutting modes]. Gusev A.V., Zakuraev V.V. Declared 20.07.2012. Published 27.04.2014.
18. Talantov N.V. *Fizicheskie osnovy protsessa rezaniya, iznashivaniya i razrusheniya instrumenta* [The physical basis of the cutting process of wear and destruction of the tool]. Moscow, Mashinostroenie, 1992. 240 p.
19. Sorokin V.G., Volosnikova A.V., Vyatkin S.A. *Marochnik staley i splavov* [Marochnik steels and alloys]. Moscow, Mashinostroenie, 1989. 640 p.
20. Makarov A.D. *Optimizatsiya processov rezaniya* [Optimization of cutting processes]. Moscow, Mashinostroenie, 1976. 278 p.
21. Gorelov V.A. *Razrabotka metodov i sredstv effektivnogo vybora rezhimov rezaniya trudnoobrabatyvaemykh materialov na osnove termosilovykh kharakteristik protsessov*. Doct. Diss. (Engineering). Moscow, 2007. 47 p.
22. Grubby S.V. Raschetnye parametry protsessa rezaniya i struzhkoobrazovaniya pri tochenii konstruktsionnykh staley i splavov. *Vestnik mashinostroeniya*, 2006, No.1, pp. 63-72.
23. Kabaldin Yu.G. Trenie i iznos instrumenta pri rezanii. *Vestnik mashinostroeniya*, 1995, No.1, pp. 26-32.

Authors' information

Anton V. Gusev - engineer at Novouralsk Institute of Technology NIYaU MIFI, *antongusev88@gmail.com*.

Viktor V. Zakuraev - Candidate of Technical Sciences, Head of Department at Novouralsk Institute of Technology NIYaU MIFI, *tm@nsti.ru*.

Дата публикации
(Date of publication):
25.12.2016

УДК 621.9

ИЗГОТОВЛЕНИЕ РЕЖУЩИХ ПЛАСТИН ИЗ МИНЕРАЛОКЕРАМИКИ НА ОСНОВЕ НАНОДИСПЕРСНЫХ ПОРОШКОВ

В.В. Ерохин

Брянский государственный университет имени академика И.Г. Петровского

В статье рассматриваются основные аспекты создания высокопроизводительного режущего инструмента из минералокерамики. Даются рекомендации по оптимальному химическому составу и структурному составу порошков для изготовления минералокерамики в области инструментального производства. Тезисно представлен усовершенствованный технологический процесс изготовления минералокерамических пластин на основе оксида алюминия. Показано влияние легирующих элементов на физико-механические свойства режущих пластин из минералокерамики. Представлены данные по испытаниям режущих пластин из минералокерамики марок ВОК60, ВОК71, ЦМ332, изготовленных с применением инновационной технологии их изготовления.

Ключевые слова: *режущий инструмент, минералокерамика, оксидная керамика, керметы, нанодисперсный порошок, прочность, износостойкость.*

DOI: <https://doi.org/10.22281/2413-9920-2016-02-04-27-33>

В связи с ростом промышленности и быстрой сменой объектов производства большое значение приобретает оснащение станков качественной оснасткой в кратчайшие сроки. Сейчас многие предприятия в России, даже имея средства на развитие, месяцами ждут заказанных инструментов из-за рубежа. Драгоценное время тратится на транспортировку, таможенное оформление. А заказы уходят к более мобильным предприятиям. В связи с этим актуальной становится задача доставки инструмента до станка в кратчайшие сроки. Сегодня на рынке инструмента в России появилось много фирм, реализующих инструмент из-за рубежа. Но, как уже говорилось, на это тратится много времени. Единственным решением этой проблемы является наличие склада инструмента, оперативно реагирующего на запросы рынка, однако зачастую инструментальные фирмы не идут на создание складов.

Потребность Центрального федерального округа России в инструментальном складе порядка 28 млн. штук и не менее 20 тыс. позиций номенклатур. Рынок минералокерамических режущих материалов и керметов порядка 1800 тыс. штук в год. Занятие рынка в пределах 20 % позволяет повысить конкурентоспособность отечественных режущих инструментов, а также мобильность их доставки. При этом иностранные фирмы-производители и поставщики режущего инструмента работают только с большими партиями от 10000 шт., что в сложившейся экономике России не приемлемо. Оптимальная партия поставки на среднее производство составляет до 1500 шт., на мелкие машиностроительные производства и фирмы - от 50 до 500 шт.

Актуальность производства режущего инструмента на основе минералокерамики и керметов обусловлена не только низким качеством режущего инструмента из этих материалов, но и в большинстве случаев его отсутствием. Так обработка основных деталей двигателей и трансмиссии любого вида транспорта не обходится без высокопроизводительного и высокопрочного режущего инструмента. При этом эти детали обрабатываются в основном на современных станках с ЧПУ, которые только и рассчитаны на применение этих инструментов. Применение режущих пластин на основе твердых сплавов, которые в настоящее время наиболее распространены, не способствует использованию основных скоростных режимов оборудования и тем самым является малоэффективным в производстве высококачественных деталей.

Создание минералокерамических инструментальных материалов обусловлено необходимостью сократить или полностью исключить использование в инструментах дефицитных металлов, сохранив достигнутый уровень работоспособности инструментов, соответствующий твердым сплавам. Свое название эта группа материалов получила в связи с тем, что исходным сырьем для них служат глинозем и кремний. С целью повышения прочности также создаются композиционные материалы с добавками карбидов вольфрама, титана, молибдена, нитридов титана, двуокиси циркония. Такие материалы называются керметами (керамика-металл). Известны и другие названия: для керамики на основе окиси алюминия - оксидная керамика, для керметов - оксидно-карбидная керамика.

Теплостойкость минералокерамики значительно выше теплостойкости твердых сплавов и составляет по данным разных исследователей 1100...1500°C. Добавки карбидов металлов снижают теплостойкость. Твердость разных марок также в среднем превышает твердость металлокерамических сплавов до HRA 91.5-95. Коэффициент теплового расширения керамики меньше, чем твердого сплава. Сопротивление абразивному изнашиванию сиалона в 1,3 раза выше, чем у твердого сплава, черной керамики - в 1,1 раза, а белой керамики - немного ниже. Плотность оксидной керамики составляет 3,94...3,98 г/см³, что в 3,7 раза меньше по сравнению с однокарбидными твердыми сплавами и в 2-3 раза - с двухкарбидными. Примеси тяжелых металлов повышают плотность керамики.

Для повышения вязкости и прочности в оксид алюминия вводят легирующие добавки. Так содержание 1 % по массе оксида магния тормозит рост зерен при горячем прессовании керамики, перераспределяет примеси по границам зерен, создает области сжимающих напряжений вокруг них. В результате этого снижается развитие трещин в керамическом материале и его прочность повышается. Эффект будет больше при добавлении еще и карбидов хрома, вольфрама, титана. Вязкости и термостойкости способствует введение диоксида циркония до 16 % по массе. Его действие проявляется через повышение прочности на растяжение поверхностных слоев материала за счет перераспределения напряжений между структурными составляющими керамики. При этом керамика становится пригодной для прерывистого резания. Чтобы одновременно не снизить возможности керамики при непрерывном резании в нее вводят до 3,5 % оксида иттрия.

Добавление нитрида титана еще больше повышает твердость и износостойкость керамики.

Уменьшение размера зерна и пористости минералокерамики приводит к росту износостойкости, прочности и твердости материала. Поэтому размеры зерен следует снижать до 2 мкм, а плотность надо повышать до максимально возможной.

При реализации технологии изготовления минералокерамики необходимо, чтобы дисперсность порошков была не более 100 нм в объеме 90 % порошка металла и добавок, и не более 200 нм в объеме не более 10 % порошка.

Армирование оксида алюминия нитевидными волокнами карбида кремния толщиной 0,6 мкм и длиной 10...89 мкм улучшает распределение напряжений в материале и теплопроводность, увеличивает ударную вязкость в 1,5 - 2 раза.

Нитридная керамика в сравнении с оксидной выше по прочности на изгиб и ударной вязкости, лучше работает на удар, и в сравнении со смешанной керамикой, она хорошо проводит тепло. Ее недостаток – повышенный диффузионный и химический износ при скоростном резании стали.

Замешенная нитридная керамика образуется путем замены части атомов кремния и азота в решетке нитрида кремния атомами алюминия и кислорода при использовании в производстве этого материала добавки из оксида алюминия. Такой материал получил название сиалон. Он превосходит чистую нитридную керамику по термодинамическим свойствам и по устойчивости к окислению, но имеет пониженную вязкость. Ее повышают введением оксидов иттрия или других редкоземельных элементов.

Нитрид кремния с добавками карбида титана, кремния, гафния, нитрида титана хорошо сопротивляется химическому износу. Еще больший эффект получается в сочетании с добавкой оксида алюминия. Добавки карбидов повышают также абразивную износостойкость. Подобные материалы относятся к композиционной нитридной керамике.

Эффективное применение инструмента с пластинками из керамики возможно, в первую очередь, на автоматизированном оборудовании, на станках с ЧПУ или на универсальных станках в условиях жесткой технологической системы. При наличии повышенных припусков на обработку лезвийное точение и растачивание керамикой предпочтительнее шлифования, так как улучшает микрорельеф обработанной поверхности и качество поверхностного слоя (отсутствуют прижоги, трещины и шаржирование абразивом).

Основой керамики является корунд – минерал кристаллического строения, состоящий из α оксида алюминия Al_2O_3 . Из кристаллов электрокорунда, добавляя к ним стекло как связующее вещество, изготавливают стандартные минералокерамические режущие пластины. Белые минералокерамические пластины выпускаются под маркой ЦМ332. Материал имеет температуростойкость $\sim 1500^\circ C$, что позволяет обрабатывать металлы со скоростями резания 300...600 м/мин. Минералокерамика пригодна только для тонкой окончательной обработки.

Белая металлокерамика также может быть использована для зубопротезирования.

Минералокерамические материалы изготавливаются в форме пластинок и присоединяются к корпусам инструментов механическим путем, приклеиванием или припаиванием.

Минералокерамика обладает высокой твердостью до 95 HRA, ее красностойкость достигает $1200^\circ C$.

Технологический процесс изготовления минералокерамики предусматривает при спекании в керамику добавлять 0,5...1 % оксида магния (MgO), который, вступая в реакцию с оксидом алюминия, образует прочное цементирующее вещество. При прессовании керамических пластинок тех же форм и размеров, что и пластины твердых сплавов, в исходную шихту добавляют пластификатор – 5%-й раствор каучука в бензине.

В результате спекания минералокерамика становится поликристаллическим телом, которое состоит из мельчайших кристаллов корунда и межкристаллитной прослойки в виде аморфной стекловидной массы. Минералокерамика является дешевым и доступным инструментальным материалом, так как не содержит дефицитных и дорогих элементов, являющихся основой инструментальных сталей и твердых сплавов.

Кроме того, минералокерамика обладает высокой твердостью и исключительно высокой теплостойкостью. По теплостойкости минеральная керамика превосходит все распространенные инструментальные материалы, что позволяет минералокерамическому инструменту работать со скоростями резания, значительно превышающими скорости резания твердосплавных инструментов, и что является основным достоинством минеральной керамики. Она в меньшей степени склонна к адгезии (слипанию) с обрабатываемым материалом в отличие от других инструментальных материалов.

Потребность станков с ЧПУ в минералокерамических пластинах будет очень высокой. Если предположить, что до износа одна пластина снимет в среднем 50 кг металла, а при механообработке в среднем 30 % чернового веса деталей идет в стружку, то для переработки 1 т черных металлов, идущих на производство оборудования, потребуется 6 минералокерамических пластин общей массой 12 г (при размере 10x10x5 мм, плотность $3,9 \text{ г/см}^3$), или 22 пластины массой 180 г из твердого сплава. При использовании многогранных пластин и при их перезаточке потребность в инструменте из минералокерамики будет еще меньше.

В основном технологическом процессе изготовления минералокерамических пластин на основе оксида алюминия является предусмотрено их изготовление из технического глинозема, полученного из гидрида глинозема и прокаленного при $1500...1550^\circ C$ (для перехода v -формы в α -форму). Прокаленный глинозем тонко виброизмельчается в течение 1...2 часов до получения частиц размером менее 1 мкм (до 80% от массы), остальные – не более 2 мкм. Затем продукт обогащается, сушится, в него добавляется модификатор (0,5...1 % MgO), после чего пластифицируют и холодным прессованием формируют пластины. Спекуют пластины при максимальной температуре. Завершает изготовление механическая обработка пластин (шлифовка). Кроме пластин марки ЦМ-332 по сходной технологии выпускается минералокерамика марки ВО-13 (холодное прессование, содержит $Al_2O_3 > 99\%$) и марки ВШ-75 (горячее прессование, Al_2O_3), которые также могут быть применены на станках с ЧПУ.

Этапы производства оксидной минералокерамики с использованием средств и технологий рассмотрены в [1-4].

1. Прокаленный до $1500...1550^\circ C$ глинозем подвергают тонкому виброизмельчению в течение 1...2 ч до получения частиц размером 1 мкм (до 80 % в основной массе) при максимальном размере частиц 2 мкм. Полученный продукт обогащают и сушат.

2. С использованием электровзрывной технологии получают наноразмерные порошки оксидов металлов. Предлагаемая технология предназначена для управляемого получения высокодисперсных порошков металлов, сплавов, их химических и интерметаллических соединений методом электрического взрыва проводников. Метод основан на джоулевом разогреве проводника из данного вещества при разряде конденсатора. В зависимости от плотности введенной тепловой энергии состояние вещества может изменяться от твердого до пароплазменного и образуются порошки. Дисперсность порошка легко регулируется. При плотности введенной энергии порядка энергии сублимации формируются наноразмерные порошки с диаметром частиц менее 50 нм. Метод является экологически чистым и не требует больших энергозатрат, позволяет получать порошки чистых металлов, порошки химических и интерметаллических соединений с узким распределением частиц по размерам и со средним размером частиц ~ 4...50 нм.

3. В сухой порошок оксида алюминия вводят модифицирующую добавку оксида магния (0,5...1,0 %), затем производят пластификацию и холодное прессование полученной смеси.

4. Спекуют отпрессованные пластины при температуре около 1750°C и кратковременном режиме отжига с выдержкой в течение 5...10 мин в области температурного максимума.

5. Выполняют механическую обработку заготовок пластин. Установлено, что оптимальная дисперсия исходного порошка для спекания оксидной керамики составляет не более 0,5...0,75 мкм.

Исходным материалом для получения оксидно-нитридной керамики кортинит (ОНТ 20) является глинозем ГЛМК по ТУ 48-5-200-79 и нитрид титана по ТУ 88-021-82.

Силинит-Р входит в группу III керамики на основе соединений нитрида кремния с карбидами и оксидом алюминия.

Особенности силинита-Р определяются специфическими свойствами кристаллической структуры нитрида кремния (Si_3N_4) и ковалентным типом связи между атомами. Именно наличие жестких направленных связей между атомами азота и кремния в решетке обуславливает высокую твердость, малый коэффициент линейного расширения, стабильность физико-механических свойств в широком диапазоне изменения температуры. По этой же причине в силините-Р заторможена диффузия, что обуславливает его высокую стойкость в условиях адгезионного и диффузионного изнашивания. Силинит-Р имеет повышенную по сравнению с другими разновидностями оксидной керамики энергию разрушения или связанную с этой энергией трещиностойкость.

Изготовление керамики на основе нитрида кремния не требует применения дефицитных материалов, а также уникального или нестандартного технологического оборудования. В качестве основного исходного сырья используют порошок нитрида кремния β -модификации со средним размером частиц 0,6...1,2 мкм, производимый серийно в промышленных условиях. Горячее прессование выполняют в многоступенчатых графитовых матрицах, позволяющих одновременно спекать до 50 заготовок в зависимости от размера пластин.

Изготовление пластин начинают с размола компонентов смеси и приготовления шихты. Затем выполняют смешивание компонентов, мокрый размол приготовленной шихты, сушку, дозирование и горячее прессование. Закончив прессование, разбирают пресс-форму, вынимают спрессованные заготовки и передают их на механическую обработку.

Качество и стабильность режущих пластин в значительной степени определяются следующими факторами: содержанием карбида титана и оксида алюминия в исходной шихте, временем размола смеси, температурой и временем выдержки при горячем прессовании, давлением прессования [5, 6].

Основными новациями технологии изготовления минералокерамических пластин являются использование нанодисперсных порошков глинозема и добавление редкоземельных металлов для повышения износостойкости и прочности пластин.

Для тех случаев, когда использование оксидной керамики на производстве будет затруднительно, тогда может быть организовано производство карбидотитановых твердых

сплавов. Карбид титана получают обжигом при 2000°C в защитной среде (H₂, собственной) смеси 68,5% TiO₂ и 31,5% сажи, предварительно перемешанной в жидкой среде и набитой в графитовый патрон. Полученный TiC и связующие (Ni, Mo и т.д., и только никель) тщательно размалываются в шаровой мельнице в течение 48...144 ч (отношение массы шаров к смеси составляет 7:1...13:1). Затем прессуют с пластификатором (раствором синтетического каучука в бензине) на прессе при 100...500 МПа и обжигают при 1500...1450°C в течение 1...0,5 часа. Более качественные пластины получают горячим прессованием при 1450°C и давлении 160 МПа.

В производстве изделий машиностроительного производства на 1 т обрабатываемого изделия приходится по 6 пластин из минералокерамики, каждая из которых обеспечивает прибыль примерно 8 рублей, тогда при производстве около 190 тыс. т. обрабатываемых изделий чистая прибыль от реализации пластин из минералокерамики может составить до 9,0 млн. рублей в год. При выходе на рынок металлорежущего инструмента ближнего зарубежья чистая прибыль от реализации минералокерамики будет не менее 36 млн. рублей в год.

Учитывая, что применение нанодисперсных порошков актуальна для автомобилестроения, тогда прибыль от реализации минералокерамики может возрасти в десятки раз.

Для изготовления режущих пластин из минералокерамики необходимо наличие двух сушильных аппаратов с загрузкой глинозема не менее 250 кг, двух муфельных печей с температурой нагрева до 2000°C, двух гидравлических прессов не менее 80 т, одного вертикально фрезерного станка с ЧПУ для изготовления матриц под минералокерамические пластины. Общая стоимость указанного оборудования находится в пределах 4,5 млн. рублей.

Обеспеченность сырьем определяется поставками в первую очередь лома цветных материалов, а также централизованная закупка материалов на сырьевых базах Московской области.

При испытании режущих пластин из минералокерамики марок ВOK60, ВOK71, ЦМ332, произведенных с использованием инновационной технологии их изготовления, получены следующие результаты [7].

1. Относительный износ в установившемся режиме материалов марки ВOK60 составил $0,8 \pm 0,15$ мкм/км, ВOK71 – $0,65 \pm 0,12$ мкм/км, ЦМ332 – $0,92 \pm 0,16$ мкм/км при обработке гладких цилиндрических поверхностей валов из закаленной стали 45 ГОСТ 1050-88 до твердости HRC43...46. По этому показателю качества режущего инструмента режущие пластины из указанных материалов на 15...25 % имеют меньшие значения относительного износа, чем у аналогичных режущих пластин, произведенных предприятиями России.

2. Относительный износ в режиме приработки (неустановившийся режим обработки заготовки) материалов марки ВOK60 составил $0,98 \pm 0,11$ мкм/км при длине приработки 650 м, ВOK71 – $0,87 \pm 0,09$ мкм/км при длине приработки 870 м, ЦМ332 – $1,12 \pm 0,14$ мкм/км при длине приработки 1150 м при обработке гладких цилиндрических поверхностей валов из закаленной стали 45 ГОСТ 1050-88 до твердости HRC43...46. По этому показателю качества режущего инструмента режущие пластины из указанных материалов на 12...32 % имеют меньшие значения относительного износа, а также на 8...19 % имеют меньшие значения длин приработки, чем у аналогичных режущих пластин, произведенных предприятиями Российской Федерации.

3. Число врезаний до предельного допустимого износа режущих пластин по задней поверхности до 0,4 мм марки ВOK60 составил 380 ± 23 шт., ВOK71 – 431 ± 18 шт., ЦМ332 – 367 ± 26 шт. при обработке ступенек высотой 0,5 мм цилиндрических поверхностей валов из закаленной стали 45 ГОСТ 1050-88 до твердости HRC43...46. По этому показателю качества режущего инструмента режущие пластины из указанных материалов на 6...14 % имеют большие значения числа врезаний, чем у аналогичных режущих пластин, произведенных предприятиями России.

Таким образом, применение рассмотренных особенностей технологии изготовления режущих пластин марок ВOK60, ВOK71, ЦМ332 обуславливает значительную производственную эффективность их использования.

Список литературы

1. Патент 2382689 Российская Федерация. Баллистический пресс / Ю.С. Ткаченко, В.Е. Редькин. – Заявл. № 2008143141/02. Опубл. 30.10.2008.
2. Патент 2382734 Российская Федерация. Способ получения высокочистых нанопорошков и устройство для его осуществления / Г.М. Алексеев, Б.Г. Алексеев, Н.Б. Алексеева, А.И. Грибов, С.М. Духанин. – Заявл. № 2008113018/02. Опубл. 07.04.2008.
3. Патент 2382690 Российская Федерация. Способ получения композиционного керамического порошка на основе нитрида кремния и нитрида титана / Л.Н. Чухломина, О.Г. Витускина, Ю.М. Максимов. – Заявл. №2008138907/02. Опубл. 30.09.2008.
4. Патент 2382686 Российская Федерация. Способ штамповки заготовок из наноструктурных титановых сплавов / А.Ф. Шаяхметов, А.В. Боткин, И.П. Семенова, Р.З. Валиев, Г.И. Рааб, Ю.В. Артюхин, С.П. Павлинич. – Заявл. №2008105266/02. Опубл. 12.02.2008.
5. Ерохин, В.В. Инженерия поверхностей деталей станочных приспособлений / В.В. Ерохин // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. – 2015. - №2. – С. 9-14.
6. Машиностроение. Энциклопедия. Т. IV-3. Надежность машин / ред. совет: К.В. Фролов (пред.), В.В. Клюев, А.П. Гусенков, К.С. Колесников. – М.: Машиностроение, 1998. – 592 с.
7. Ерохин, В.В. Обеспечение качества станочных приспособлений: дис. ... докт. техн. наук. – Брянск. 2007. – 412 с.

Сведения об авторе

Ерохин Виктор Викторович - доктор технических наук, доцент, профессор кафедры «Автоматизированные информационные системы и технологии» ФГБОУ ВО «Брянский государственный университет имени академика И.Г. Петровского», erokhinvv@mail.ru.

THE MANUFACTURE OF CUTTING PLATES FROM CERAMIC MINERAL ON THE BASIS OF NANODISPERSED POWDERS

Erokhin V. V.

Academician I.G. Petrovskii Bryansk State University

The article discusses the main aspects of the creation of high-performance cutting tools made of mineral ceramics. Recommendations on the optimum chemical composition and structural composition of powders for the manufacture of mineral ceramics in the field of tool production. Briefly presented an improved process of manufacturing mineral ceramics plates based on aluminum oxide. The influence of alloying elements on the mechanical properties of cutting plates from mineral ceramics. The data on the tests of inserts of mineral ceramics brands BOK60, BOK71, ЦМ332 manufactured using innovative technology for their manufacture.

Keywords: *cutting plates, mineral ceramics, oxide ceramics, cermets, nanodispersed powder, strength, wear resistance.*

DOI: 10.22281/2413-9920-2016-02-04-27-33

References

1. Patent RU 2382689. *Ballisticheskiiy press* [Ballistic Press]. Tkachenko Yu.S., Redkin V.E. Published 30.10.2008.
2. Patent RU 2382734. Method of preparing high-purity nanopowders and device to this end. Alekseev G.M., Alekseev B.G., Alekseeva N.B., Dukhanin S.M. Published 07.04.2008.
3. Patent RU 2382690. Method of receiving of composite ceramic powder on basis of silicium nitride and titanium nitride. Chukhlomina L.N., Vitushkina O.G., Maksimov Yu.M. Published 30.09.2008.

4. Patent RU 2382686. Method of punching of blanks from nanostructured titanium alloys. Shayakhmetov A.F., Botkin A.V., Semenova I.P., Valiev R.Z., Raab G.I., Artyukhin Ju.V., Pavlinich S.P. Published 12.02.2008.

5. Erokhin V.V. Engineering of surfaces of details of machine tool adaptations. *Nauchno-tekhnicheskiy vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta*, 2015, No.5, pp. 9-14.

6. Frolov K.V., Klyuev V.V., Gusenkov A.P., Kolesnikov K.S. Mechanical Engineering. Encyclopedia. Vol. IV-3. Reliability of machines. Moscow, Mechanical Engineering, 1998. 592 p.

7. Erokhin V.V. Ensuring the quality machine tool adaptations. Doct. Diss. (Engineering). Bryansk. 2007. 412 p.

Author' information

Viktor V. Erokhin - Doctor of Technical Sciences, Professor at Academician I.G. Petrovskii Bryansk State University, erohinvv@mail.ru.

Дата публикации
(Date of publication):
25.12.2016

УДК 62-82:681.581.5

ПРОЕКТИРОВАНИЕ ПОВОРОТНЫХ ГИДРОДВИГАТЕЛЕЙ ДЛЯ МАНИПУЛЯЦИОННЫХ СИСТЕМ МОБИЛЬНЫХ МАШИН НА ОСНОВЕ МНОГОКРИТЕРИАЛЬНОЙ ОПТИМИЗАЦИИ

Лагерев И.А., Шатунова Е.А.

Брянский государственный университет имени академика И.Г. Петровского

В статье предложены математические модели основных типов поворотных гидродвигателей, которые в настоящее время широко используются в конструкциях манипуляционных систем отечественных и зарубежных мобильных транспортно-технологических машин широкого функционального назначения. Они позволяют учесть при их автоматизированном проектировании наиболее значимые с точки зрения обеспечения высоких технико-экономических показателей гидродвигателей критерии эффективности – минимум массы (веса), занимаемого объема и потери мощности. На базе указанных математических моделей сформулирована задача многокритериальной условной оптимизации конструктивных размеров поворотных гидродвигателей с учетом комплекса конструктивных, прочностных и деформационных ограничений. Она позволяет разрабатывать гидродвигатели, в оптимизированной конструкции которых в требуемой для целей проектирования мере комплексно учитываются критерии эффективности. Задача многокритериальной оптимизации носит универсальный характер, так при проектировании поворотных гидродвигателей позволяет проводить одно-, двух- и трехкритериальную оптимизацию без внесения изменений в алгоритм решения. Это имеет существенное достоинство для разработки универсального программного обеспечения при автоматизации проектирования мобильных транспортно-технологических машин.

Ключевые слова: *мобильная транспортно-технологическая машина, манипуляционная система, поворотный гидродвигатель, многокритериальная оптимизация, критерий эффективности, целевая функция, вес, объем, потери мощности, ограничение, прочность*

DOI: <https://doi.org/10.22281/2413-9920-2016-02-04-34-51>

Для обеспечения работы манипуляционных систем современных мобильных транспортно-технологических машин различного функционального назначения широко используется гидравлический привод [1-4]. Механизмы поворотного и вращательного движения звеньев шарнирно-сочлененных грузоподъемных стрел преимущественно выполняются на базе поворотных гидродвигателей шиберного и поршневого типа [5]. Это связано с рядом специфических технических достоинств шиберных и поршневых гидродвигателей, таких как простота конструкции, изготовления и эксплуатации, ремонтпригодность, надежность в условиях эксплуатации [6]. Возможность более эффективно организовать систему герметизации зазоров между полостями высокого и низкого давления внутри гидроцилиндров и с окружающей средой позволяет использовать поворотные гидродвигатели поршневого типа во всем диапазоне применяемых в мобильных транспортно-технологических машинах давлений рабочей жидкости – до 32...50 МПа, тогда как гидродвигатели шиберного типа эффективны при давлениях рабочей жидкости до 10...16 МПа.

В настоящее время при проектировании гидропривода мобильных транспортно-технологических машин одним из перспективных направлений является использование математических моделей и методов оптимизации для разработки эффективных поворотных гидродвигателей [7]. Данной проблеме посвящен ряд работ, в частности, [8-10]. Они также явились теоретической основой для разработки программного обеспечения для автоматизации оптимального проектирования гидродвигателей [8, 11, 12]. Общей особенностью названных работ является то, что оптимизация базируется на учете одного критерия эффективности поворотных гидродвигателей – массы (веса) и поэтому направлена на минимизацию массы (веса) проектируемой конструкции. Это можно объяснить простотой и точностью построения соответствующей целевой функции, а также тем обстоятельством, что мощные поворотные гидродвигатели шиберного и поршневого типа имеют существенный вес [6] и оптимизация в этом случае оказывается заметно эффективной. Однако имеются и другие подходы: в [8] дополнительно к минимизации веса поворотного гидродвигателя шиберного типа рассматривается также минимизация потерь на трение в уплотнениях между его внутренними полостями. В [5, 13] оптимизация гидропривода манипуляционных систем мобильных транспортно-

технологических машин увязана с оптимизацией конструктивного исполнения звеньев и крепления к ним гидродвигателей с целью повышения энергоэффективности работы гидропривода.

Совместный учет двух и более критериев эффективности при построении математических моделей и задач оптимального проектирования технических конструкций и систем требует использование подхода на основе многокритериальной оптимизации [14-16]. Его особенностью является построение комплексной целевой функции, которая имеет аддитивную структуру в связи с необходимостью включения в нее критериев эффективности различной физической природы и, как следствие, различной абсолютной величины, размерности и степени проектной значимости для обеспечения высоких показателей технико-экономической эффективности проектируемой конструкции. Наиболее часто используется целевая функция вида [14, 15], которая задачу многокритериальной оптимизации позволяет свести к задаче однокритериальной оптимизации:

$$C = \sum_k w_k s_{extr,k} C_k \rightarrow \max ,$$

где C_k – частный k -й критерий эффективности; w_k – весовой коэффициент; $k = 1, \dots, N_k$ (N_k – количество учитываемых частных критериев эффективности; $s_{extr,k}$ – показатель экстремальности k -го критерия эффективности (при поиске минимума критерия $s_{extr} = 1$, максимума – $s_{extr} = -1$).

При построении указанной целевой функции должна выполняться нормализация частных критериев эффективности C_k с целью их приведения к безразмерному виду и одинаковой шкале измерения $[\alpha, \beta]$. Для этого используется положительное линейное преобразование [14, 15]:

$$\psi[C_k] = [\tilde{C}_k] = \frac{C_k - C_k^-}{C_k^+ - C_k^-} (\beta - \alpha) + \alpha ,$$

где $C_i^+ = \max_{x \in D_x} C_i$; $C_i^- = \min_{x \in D_x} C_i$; $C_i^+ \neq C_i^-$.

Применительно к проектированию поворотных гидродвигателей для манипуляционных систем мобильных транспортно-технологических машин представляет практический интерес достижение нескольких различных проектных целей:

- обеспечение минимума массы (веса) поворотного гидродвигателя;
- обеспечение минимума объема, необходимого для размещения поворотного гидродвигателя;
- обеспечение минимума потерь мощности при работе поворотного гидродвигателя.

Каждую из перечисленных проектных целей можно рассматривать как самостоятельный критерий эффективности создаваемой конструкции и использовать для построения целевой функции при формировании задачи оптимального проектирования поворотного гидродвигателя.

Конструкции и расчетные схемы поворотных гидродвигателей шиберного и поршневого типа, использованные далее при разработке математических моделей и задачи оптимального проектирования, с указанием их характерных конструктивных размеров и режимных параметров приведены на рис. 1 [9, 10].

При решении задачи обеспечения минимума массы (веса) поворотного гидродвигателя в качестве целевой функции выступает масса (вес) оптимизируемой конструкции, которая складывается из массы (веса) отдельных конструктивных элементов гидродвигателя проектируемого типа и массы (веса) находящейся в его внутренних полостях рабочей жидкости. Для поворотных гидродвигателей, используемых в конструкции гидропривода манипуляционных систем мобильных транспортно-технологических машин (рис. 1), их масса определяется следующими соотношениями [9, 10]:

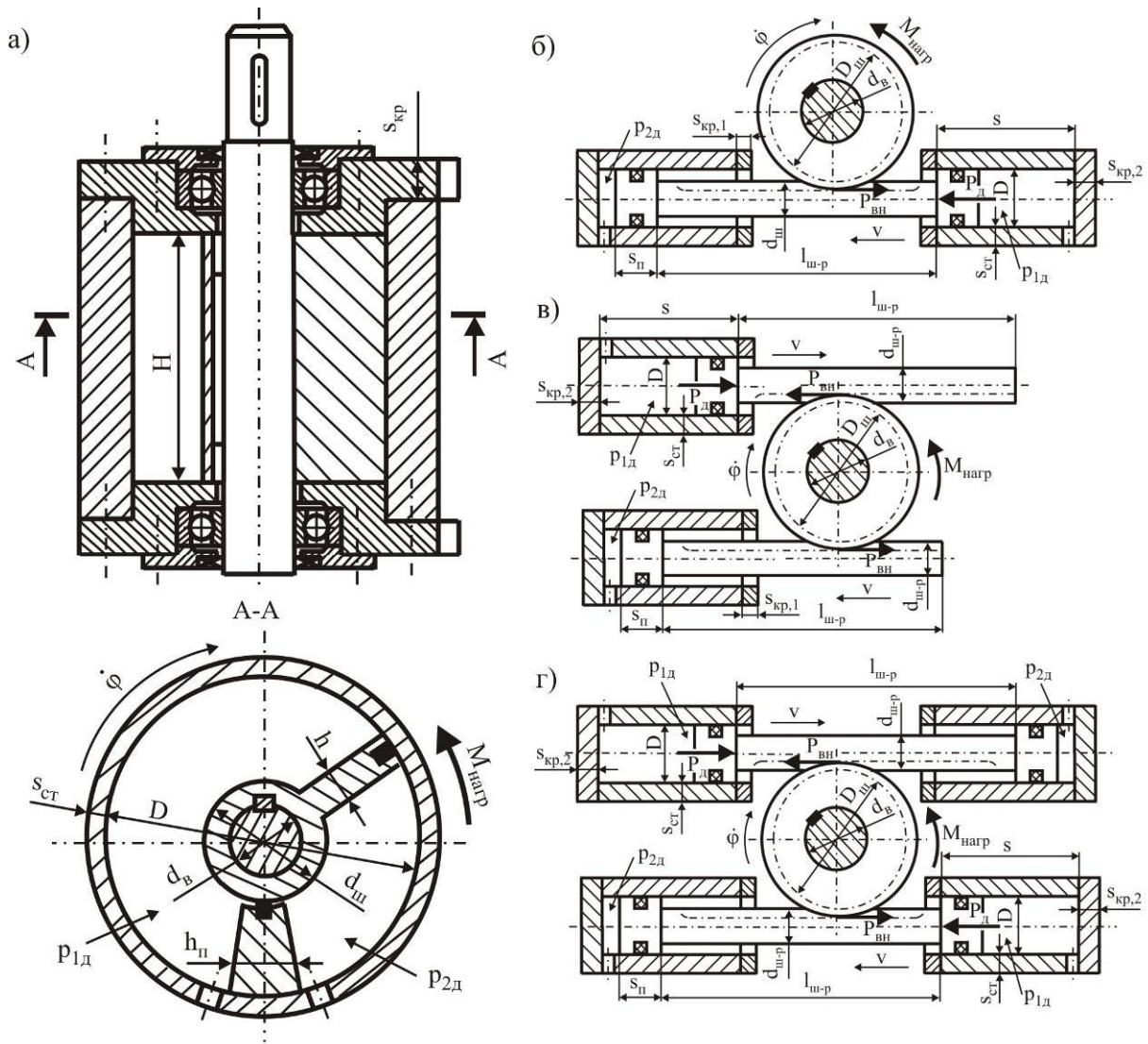


Рис. 1. Конструкции и расчетные схемы поворотных гидродвигателей: а – шиберный гидродвигатель; б - двухпоршневой одноштоковый гидродвигатель; в - двухпоршневой двухштоковый гидродвигатель; г - четырехпоршневой гидродвигатель

- шиберный гидродвигатель (рис. 1, а)

$$\begin{aligned}
 M &= M_{\kappa} + M_{кр} + M_{ш} + M_{\epsilon} + M_{\kappa\delta} + M_n + M_{ж} + 2M_{ни} = \\
 &= \pi\rho_{\kappa}(D + S_{cm})S_{cm}H + 0,5\pi\rho_{кр}[(D + 2S_{cm})^2 - d_{\epsilon}^2]S_{кр} + \rho_{ш}H[0,25\pi(d_{ш}^2 - d_{\epsilon}^2) + 0,5(D - d_{ш})] + \\
 &\quad + 0,25\pi\rho_{\epsilon}d_{\epsilon}^2l_{\epsilon} + 0,25\pi\rho_{\kappa\delta}d_{\kappa\delta}^2(H + 4S_{кр})n_{\kappa\delta} + 0,5\rho_{\kappa}(D - d_{ш})h_nH + \\
 &\quad + 0,5\rho_{ж}H(D - d_{ш})[0,5\pi(D + d_{ш})/4 - h - h_n] + 2M_{ни}(d_{\epsilon});
 \end{aligned} \tag{1}$$

- двухпоршневой одноштоковый гидродвигатель (рис. 1, б)

$$\begin{aligned}
 M &= 2(M_{\kappa} + M_{кр1} + M_{кр2} + M_n + M_{\kappa\delta} + M_{ж} + M_{ни}) + M_{ш-р} + M_{\epsilon} + M_{ш} = \\
 &= 2\pi\rho_{\kappa}(D + S_{cm})S_{cm} + \pi\rho_{кр}[(D + 2S_{cm})^2 - d_{ш-р}^2]S_{кр,1}/2 + \pi\rho_{кр}(D + 2S_{cm})S_{кр,2}/2 + \pi\rho_n S_n D^2/2 + \\
 &\quad + \pi\rho_{ш-р}l_{ш-р}d_{ш-р}^2/4 + \pi\rho_{\kappa\delta}d_{\kappa\delta}^2(S + S_{кр,1} + S_{кр,2})n_{\kappa\delta}/2 + \pi\rho_{\epsilon}d_{\epsilon}^2l_{\epsilon}/4 + \pi\rho_{ш}D_{ш}^2 H_{ш}/4 + \\
 &\quad + \pi\rho_{ж}D^2(S - S_n)/2 + 2M_{ни}(d_{\epsilon});
 \end{aligned} \tag{2}$$

- двухпоршневой двухштоковый гидродвигатель (рис. 1, в)

$$M = 2(M_{\kappa} + M_{\kappa p1} + M_{\kappa p2} + M_n + M_{\kappa d} + M_{\text{ж}} + M_{\text{ш-р}} + M_{\text{нш}}) + M_{\epsilon} + M_{\text{ш}} =$$

$$= 2\pi\rho_{\kappa}(D + S_{\text{см}})S S_{\text{см}} + \pi\rho_{\kappa p}[(D + 2S_{\text{см}})^2 - d_{\text{ш-р}}^2]S_{\kappa p,1}/2 + \pi\rho_{\kappa p}(D + 2S_{\text{см}})^2 S_{\kappa p,2}/2 + \pi\rho_n S_n D^2/2 +$$

$$+ \pi\rho_{\text{ш-р}}l_{\text{ш-р}}d_{\text{ш-р}}^2/2 + \pi\rho_{\kappa d}d_{\kappa d}^2(S + S_{\kappa p,1} + S_{\kappa p,2})n_{\kappa d}/2 + \pi\rho_{\epsilon}d_{\epsilon}^2l_{\epsilon}/4 + \pi\rho_{\text{ш}}D_{\text{ш}}^2 H_{\text{ш}}/4 +$$

$$+ \pi\rho_{\text{ж}}D^2(S - S_n)/2 + 2M_{\text{нш}}(d_{\epsilon});$$

- четырехпоршневой гидродвигатель (рис. 1, г)

$$M = 4(M_{\kappa} + M_{\kappa p1} + M_{\kappa p2} + M_n + M_{\kappa d} + M_{\text{ж}}) + 2(M_{\text{ш-р}} + M_{\text{нш}}) + M_{\epsilon} + M_{\text{ш}} =$$

$$= 4\pi\rho_{\kappa}(D + S_{\text{см}})S S_{\text{см}} + \pi\rho_{\kappa p}[(D + 2S_{\text{см}})^2 - d_{\text{ш-р}}^2]S_{\kappa p,1} + \pi\rho_{\kappa p}(D + 2S_{\text{см}})^2 S_{\kappa p,2} + \pi\rho_n S_n D^2 +$$

$$+ \pi\rho_{\text{ш-р}}l_{\text{ш-р}}d_{\text{ш-р}}^2/2 + \pi\rho_{\kappa d}d_{\kappa d}^2(S + S_{\kappa p,1} + S_{\kappa p,2})n_{\kappa d} + \pi\rho_{\epsilon}d_{\epsilon}^2l_{\epsilon}/4 + \pi\rho_{\text{ш}}D_{\text{ш}}^2 H_{\text{ш}}/4 +$$

$$+ \pi\rho_{\text{ж}}D^2(S - S_n) + 2M_{\text{нш}}(d_{\epsilon}),$$

где $M_{\kappa}, M_{\kappa p}, M_{\kappa p1}, M_{\kappa p2}, M_{\text{ш}}, M_{\epsilon}, M_{\kappa d}, M_n, M_{\text{ж}}, M_{\text{нш}}, M_{\text{ш-р}}, M_{\text{ш}}$ - масса корпуса, торцевой крышки, торцевой крышки с отверстием, торцевой глухой крышки, штока, выходного вала, крепежных деталей, поршня, жидкости, подшипника, штока-рейки, шестерни соответственно; $\rho_{\kappa}, \rho_{\kappa p}, \rho_{\kappa p1}, \rho_{\kappa p2}, \rho_{\text{ш}}, \rho_{\epsilon}, \rho_{\kappa d}, \rho_n, \rho_{\text{ж}}, \rho_{\text{ш-р}}, \rho_{\text{ш}}$ - плотность материала корпуса, торцевой крышки, торцевой крышки с отверстием, торцевой глухой крышки, штока, выходного вала, крепежных деталей, поршня, жидкости, штока-рейки, шестерни соответственно; D - внутренний диаметр корпуса или гидроцилиндра; H - глубина корпуса; $S_{\text{см}}, S_{\kappa p}, S_{\kappa p1}, S_{\kappa p2}$ - толщина стенки корпуса или гидроцилиндра, торцевой крышки, торцевой крышки с отверстием и торцевой глухой крышки соответственно; $d_{\epsilon}, d_{\text{ш}}, d_{\kappa d}, d_{\text{ш-р}}$ - диаметр выходного вала, шибера, крепежных деталей, штока-рейки соответственно; S_n - толщина поршня; S - ход поршня; $D_{\text{ш}}, H_{\text{ш}}$ - диаметр делительной окружности и ширина шестерни; $l_{\epsilon}, l_{\text{ш-р}}$ - длина выходного вала и штока-рейки; h, h_n - толщина лопасти шибера и перегородки; $n_{\kappa d}$ - количество крепежных деталей; $M_{\text{нш}}(d_{\epsilon})$ - масса подшипника для фиксации выходного вала.

При решении задачи обеспечения минимума объема, необходимого для размещения поворотного гидродвигателя, в качестве целевой функции выступает объем, определяемый габаритными размерами оптимизируемой конструкции. Для рассматриваемых типов поворотных гидродвигателей (рис. 1) их объем определяется следующими соотношениями:

- шиберный гидродвигатель (рис. 1, а)

$$V = (D + 2S_{\text{см}})^2(H + 2S_{\kappa p});$$

- двухпоршневой одноштоковый гидродвигатель (рис. 1, б)

$$V = (D_{\text{ш}} + 2S_{\text{см}})(D_{\text{ш}} + D/2 + S_{\text{см}} + 0,75d_{\text{ш-р}})(l_{\text{ш-р}} + S + 2S_{\kappa p,2} + S_n);$$

- двухпоршневой двухштоковый гидродвигатель (рис. 1, в)

$$V = (D_{\text{ш}} + 2S_{\text{см}})(D_{\text{ш}} + D + 2S_{\text{см}} + 1,5d_{\text{ш-р}})(l_{\text{ш-р}} + S + S_{\kappa p,2} + S_n);$$

- четырехпоршневой гидродвигатель (рис. 1, г)

$$V = (D_{\text{ш}} + 2S_{\text{см}})(D_{\text{ш}} + D + 2S_{\text{см}} + 1,5d_{\text{ш-р}})(l_{\text{ш-р}} + S + 2S_{\kappa p,2} + S_n).$$

При решении задачи обеспечения минимума потерь мощности при работе поворотного гидродвигателя при формировании целевой функции необходимо учесть основные источники возникновения указанных потерь:

- трение скольжения между уплотняющими элементами и корпусом гидродвигателя или гидроцилиндра;

- трение в подшипниках опорных узлов выходного вала;

- внутренние утечки рабочей жидкости из рабочей полости двигателя с высоким давлением в нерабочую полость с низким давлением через зазоры между роторными и статорными элементами.

В общем виде соотношение для расчета потерь мощности при работе поворотного гидродвигателя принимает вид

$$\eta = \frac{\sum_i M_{fs,i} + 2M_{fb}}{M_{нагр}} + \frac{\sum_j \Delta q_j}{Q_n},$$

где $M_{fs,i}$ - момент трения скольжения в i -м уплотнении; M_{fb} - момент трения в подшипнике опорного узла выходного вала; $M_{нагр}$ - статический крутящий момент сопротивления повороту со стороны полезной нагрузки; Δq_j - объемный расход утечки жидкости через j -й зазор между роторными и статорными деталями гидродвигателя; Q_n - объемный расход рабочей жидкости при номинальной скорости вращения выходного вала.

Для шиберного гидродвигателя момент трения скольжения в уплотнении представляет собой сумму моментов от сил трения боковых поверхностей уплотнительного элемента в лопасти шибера о внутреннюю поверхность корпуса на длине H и о внутреннюю поверхность торцевых крышек на длине в пределах $(D - d_{ш})/2$, а также боковой поверхности уплотнительного элемента в перегородке о наружную поверхность лопасти шибера на длине H :

$$\sum_i M_{fs,i} = f_{fr} h (D + d_{ш}) (2H + D - d_{ш}) [0,0125 \varepsilon E_s + c_s (p_{1\partial} - p_{2\partial})] / 6,$$

где f_{fr} - коэффициент трения скольжения материала уплотнительного элемента по стали; ε - относительное сжатие уплотнительного элемента [19]; E_s - модуль упругости материала уплотнительного элемента; c_s - коэффициент передачи материалом уплотнительного элемента давления на стенку корпуса (по данным [19] $c_s = 0,8 \dots 1,0$); $p_{1\partial}, p_{2\partial}$ - давление рабочей жидкости в рабочей и нерабочей полостях гидродвигателя.

Для поршневых поворотных двигателей момент от сил трения скольжения в подвижном уплотнении между поршнем и внутренней поверхностью гидроцилиндра зависит от вида уплотнительных элементов, в качестве которых в настоящее время преимущественно применяются уплотнительные резиновые манжеты по ГОСТ 14896-84 или металлические поршневые кольца по ОСТ 2 А54-1-72. Он может быть рассчитан по зависимости, основанной на соотношениях [6, 20]:

$$M_{fs} = 0,5\pi f_{fr} D b_s D_{ш} [n_s p_k + (p_{1\partial} - p_{2\partial})],$$

где b_s - ширина уплотнительного элемента; n_s - число уплотнительных элементов, установленных на одном поршне; p_k - контактное давление, создаваемое уплотнительным элементом.

Момент трения в подшипниках согласно рекомендациям [21] представляется состоящим из двух компонент: одной, независимой от величины эксплуатационной нагрузки на подшипник, и второй, пропорциональной этой нагрузке:

$$M_{fb} = 0,5(c d_e + f_0 R_b) d_e,$$

где c, f_0 - коэффициенты, определяемые типом подшипника качения [21]; R_b - радиальная нагрузка на подшипник.

В настоящее время достоверная расчетная оценка объемного расхода утечки жидкости из рабочей полости двигателя с высоким давлением в нерабочую полость с низким давлением через зазоры между роторными и статорными элементами оказывается достаточно проблематичной. Для упругих уплотняющих элементов (резина, фторопласт и др.) можно воспользоваться подходом, представленным в [22] для уплотнений подвижных соединений с обеспеченной гидродинамической смазкой, что как раз и характерно для работы гидродвигателей. Путем преобразования зависимостей [22] можно записать:

- для уплотнительных колец

$$\Delta q_j = 0,63 \alpha_s \dot{F}_s \sqrt{\mu_{жс} \nu_s h_s / E_s};$$

- для манжет

$$\Delta q_j = 0,5\alpha_s \dot{F}_s \sqrt{\mu_{жс} v_s / p'_{w1}},$$

где α_s - безразмерный коэффициент при расчете величины зазора в уплотнении с упругим уплотняющим элементом [22]; \dot{F}_s - скорость увеличения площади поверхности статорного элемента, очерченной движущимся уплотнительным элементом; $\mu_{жс}$ - динамическая вязкость рабочей жидкости при рабочем давлении гидропривода; v_s - линейная скорость уплотнительного элемента; h_s - ширина уплотнительного элемента в направлении движения; p'_{w1} - градиент давления по ширине манжеты [22].

Для жестких (металлических) уплотняющих элементов, для которых величина зазора в уплотнении подвижного соединения определяется возможной разностью диаметров контртел (посадкой), величину Δq_j приблизительно можно оценить, рассматривая гидродинамику истечения вязкой жидкости через прецизионные кольцевые или прямоугольные щели (систему последовательно расположенных щелей) под действием перепада давлений. В этом случае с учетом соотношений, приведенных в [23]:

- для кольцевой щели

$$\Delta q_j = 0,25\pi\mu_{щ} (ES + ei) [2D_n + (ES - ei)] \sqrt{2(p_{1\partial} - p_{2\partial}) / \rho_{жс}};$$

- для прямоугольной щели

$$\Delta q_j = \mu_{щ} L_s (ES + ei) \sqrt{2(p_{1\partial} - p_{2\partial}) / \rho_{жс}};$$

где $\mu_{щ}$ - коэффициент расхода щели (системы щелей); D_n - номинальный размер уплотняемой поверхности; ES - верхнее отклонение отверстия, определяемое допуском на изготовление охватывающей детали; ei - нижнее отклонение вала, определяемое допуском на изготовление охватываемой детали; L_s - линейная протяженность щели.

Отклонения от номинального размера уплотняемой поверхности ES и ei зависят от его величины D_n и принятой посадки сопрягаемых деталей подвижного соединения. Они регламентируются ГОСТ 25346-2013 [24].

Для рассматриваемых типов поворотных гидродвигателей (рис. 1) относительные потери мощности определяются следующими соотношениями:

- шиберный гидродвигатель (рис. 1, а)

$$\eta = \left\{ f_{fr} h (D + d_{щ}) (2H + D - d_{щ}) [0,0125\varepsilon E_s + c_s (p_{1\partial} - p_{2\partial})] / 6 + [cd_e + 0,25H(D + d_{щ})(p_{1\partial} - p_{2\partial})] d_e \right\} / M_{назр} + \frac{8\alpha_s \sqrt{\mu_{жс} h \dot{\phi}_n / E_s} [0,18H(D^{1,5} + d_{щ}^{1,5}) + 0,13\pi(D^2 - d_{щ}^2) \sqrt{D + d_{щ}}]}{H(D^2 - d_{щ}^2)}, \quad (9)$$

- двухпоршневой одноштоковый гидродвигатель (рис. 1, б)

при уплотнении поршня гидроцилиндра манжетами

$$\eta = \left\{ \pi f_{fr} b_s D D_{щ} [n_s p_k + (p_{1\partial} - p_{2\partial})] + (cd_e + 2f_0 \sqrt{1 + tg^2 \alpha_w} M_{назр} / D_{щ}) d_e \right\} / M_{назр} + 2,8\alpha_s \sqrt{\mu_{жс} \dot{\phi}_n / D p'_{w1}}; \quad (10)$$

при уплотнении поршня гидроцилиндра поршневыми кольцами

$$\eta = \left\{ \pi f_{fr} b_s D D_{щ} [n_s p_k + (p_{1\partial} - p_{2\partial})] + (cd_e + 2f_0 \sqrt{1 + tg^2 \alpha_w} M_{назр} / D_{щ}) d_e \right\} / M_{назр} + 4\mu_{щ} \sqrt{2(p_{1\partial} - p_{2\partial}) / \rho_{жс}} (ES + ei) [2D + (ES - ei)] / \dot{\phi}_n D^2 D_{щ}; \quad (11)$$

- двухпоршневой двухштоковый гидродвигатель (рис. 1, в)

при уплотнении поршня гидроцилиндра манжетами

$$\eta = \left\{ \pi f_{fr} b_s DD_{uu} [n_s p_k + (p_{1\partial} - p_{2\partial})] + cd_e^2 \right\} / M_{назр} + 2,8\alpha_s \sqrt{\mu_{жс} \dot{\phi}_n / Dp'_{w1}} ; \quad (12)$$

при уплотнении поршня гидроцилиндра поршневыми кольцами

$$\eta = \left\{ \pi f_{fr} b_s DD_{uu} [n_s p_k + (p_{1\partial} - p_{2\partial})] + cd_e^2 \right\} / M_{назр} + 4\mu_{цц} \sqrt{2(p_{1\partial} - p_{2\partial}) / \rho_{жс}} (ES + ei) [2D + (ES - ei)] / \dot{\phi}_n D^2 D_{uu} ; \quad (13)$$

- четырехпоршневой гидродвигатель (рис. 1, г)

при уплотнении поршня гидроцилиндра манжетами

$$\eta = \left\{ 2\pi f_{fr} b_s DD_{uu} [n_s p_k + (p_{1\partial} - p_{2\partial})] + cd_e^2 \right\} / M_{назр} + 2,8\alpha_s \sqrt{\mu_{жс} \dot{\phi}_n / Dp'_{w1}} ; \quad (14)$$

при уплотнении поршня гидроцилиндра поршневыми кольцами

$$\eta = \left\{ 2\pi f_{fr} b_s DD_{uu} [n_s p_k + (p_{1\partial} - p_{2\partial})] + cd_e^2 \right\} / M_{назр} + 4\mu_{цц} \sqrt{2(p_{1\partial} - p_{2\partial}) / \rho_{жс}} (ES + ei) [2D + (ES - ei)] / \dot{\phi}_n D^2 D_{uu} , \quad (15)$$

где α_w - угол зацепления шестерни.

Анализ зависимостей (1), (5) и (9) позволяет сделать вывод о том, что критерии оптимальности шиберного гидродвигателя определяются десятью конструктивными размерами ($D, H, S_{cm}, S_{кр}, d_e, d_{uu}, d_{к\partial}, l_e, h, h_n$) и одним количественным параметром ($n_{к\partial}$). Однако только два из них являются независимыми: внутренний диаметр D и глубина H корпуса гидродвигателя, из которых и следует формировать вектор управляемых параметров вида

$$\{x\}^T = \{x_1 \ x_2\} = \{D \ H\}.$$

Остальные размеры и параметр либо являются фиксированными, так как определяются конструкцией передаточного механизма и величиной эксплуатационной нагрузки (d_e, l_e), либо могут быть однозначно рассчитаны в зависимости от D и H по соотношениям [6, 9]:

- толщина стенки корпуса:

$$S_{cm} = \frac{D}{2} \left(\sqrt{\frac{[\sigma]_p + 1,25 p_{1\partial} (1 - 2\mu)}{[\sigma]_p - 1,25 p_{1\partial} (1 + \mu)}} - 1 \right) ;$$

- толщина торцевой крышки (плоской с центральным отверстием)

$$S_{кр} = 0,55D \left[0,829 - 0,289(d_e / D - 0,778(d_e / D)^2) \sqrt{p_{1\partial} / [\sigma]_p} \right] ;$$

- диаметр шибера

$$d_{uu} = k_d D ;$$

- толщина лопасти шибера и перегородки

$$h = h_n = \begin{cases} D(1 - k_d) \sqrt{1,5(p_{1\partial} - p_{2\partial}) / [\sigma]_p} , & h \geq 0,3 d_{uu} ; \\ (0,3 \dots 0,5) d_{uu} , & h < 0,3 d_{uu} ; \end{cases}$$

- ориентировочное количество крепежных деталей

$$n_{к\partial} = \pi (D + 2S_{cm}) / \Delta t_{\sigma} ;$$

- минимальный внутренний диаметр резьбы крепежных деталей

$$d_{к\partial} = 2,8 \sqrt{(D + 2S_{cm}) S_{cm} ([q] + 1,25 m p_{1\partial} / n_{к\partial} [\sigma]_{p\partial})} ;$$

- диаметр выходного вала

$$d_e = 1,72 \sqrt[3]{k_{mp} M_{назр} / [\tau]} ;$$

- длина выходного вала

$$l_e = H + 2S_{кр} + l_{xв} ,$$

где $[\sigma]_p, \mu$ - допустимое напряжение на разрыв и коэффициент Пуассона материала корпуса гидродвигателя; k_d - коэффициент диаметра штока, зависящий от рабочего давления [6]; Δt_{σ} - шаг расстановки крепежных элементов, зависящий от величины пробного давления;

$[\sigma]_{p\delta}$ - допустимое напряжение на разрыв материала крепежной детали [21]; $[q]$ - допустимое давление для плоских прокладок уплотнения стыка корпуса с крышкой [6]; m - прокладочный коэффициент [6]); k_{mp} - коэффициент учета усилия трения в уплотнениях механизма; $[\tau]$ - допустимое напряжение на кручение валов из конструкционных сталей; $l_{x\delta}$ - длина хвостовика выходного вала.

Эти размеры являются неуправляемыми параметрами, из которых формируется вектор:

$$\begin{aligned} \{z\}^T &= \{z_1 \ z_2 \ z_3 \ z_4 \ z_5 \ z_6 \ z_7 \ z_8 \ z_9\} = \\ &= \{S_{cm} \ S_{kp} \ d_{u} \ d_{\kappa\delta} \ h \ h_n \ n_{\kappa\delta} \ d_e \ l_e\}. \end{aligned}$$

Анализ зависимостей (2-4), (6-8) и (10-15) позволяет сделать вывод о том, что критерии оптимальности поршневого гидродвигателя определяются тринадцатью конструктивными размерами ($D, D_u, S_{cm}, S_{kp1}, S_{kp2}, S_n, S, d_e, d_{u-p}, d_{\kappa\delta}, l_e, l_{u-p}, H_u$) и одним количественным параметром ($n_{\kappa\delta}$). Однако только два из них являются независимыми: внутренний диаметр D гидроцилиндра и диаметр шестерни D_u . Для определения размеров зубчатой передачи существенное значение имеет также величина модуля шестерни m_u . Поэтому из указанных размеров и целесообразно сформировать вектор управляемых параметров вида

$$\{x\}^T = \{x_1 \ x_2 \ x_3\} = \{D \ D_u \ m_u\}.$$

Остальные размеры являются либо фиксированными, так как определяются конструкцией гидродвигателя и величиной эксплуатационной нагрузки (d_e, l_e), либо могут быть однозначно рассчитаны в зависимости от D и D_u по следующим формулам [6, 10]:

- толщина торцевой крышки (плоской с центральным отверстием)

$$S_{kp1} = 0,55D \left[0,829 - 0,289(d_e/D - 0,778(d_e/D)^2) \right] \sqrt{p_{1\delta}/[\sigma]_p};$$

- толщина глухой торцевой плоской крышки

$$S_{kp2} = 0,55D \sqrt{p_{1\delta}/[\sigma]_p};$$

- диаметр штока-рейки

$$d_{u-p} = k_d D;$$

- толщина поршня

$$S_n = 0,25D;$$

- длина корпуса гидроцилиндра

$$S = 0,6 D_u [\varphi] + S_n;$$

- длина штока-рейки

$$l_{u-p} = 1,8 \left\{ (D + 2S_{cm} + 4d_{\kappa\delta} - d_{u-p}) [D_u - 0,75(D + 2S_{cm} + 4d_{\kappa\delta} - d_{u-p})] \right\}^{0,5} + 0,5D_u [\varphi] + 2S_{kp1};$$

- ширина шестерни

$$H_u = \begin{cases} \psi_{bm} m_u, & |d_{u-p} - \psi_{bm} m_u| < |d_{u-p} - \psi_{bd} D_u| \\ \psi_{bd} D_u, & |d_{u-p} - \psi_{bm} m_u| > |d_{u-p} - \psi_{bd} D_u| \end{cases},$$

где $[\varphi]$ - максимальный угол поворота, регламентируемый техническим заданием на проектирование механизма поворота; ψ_{bm}, ψ_{bd} - коэффициенты ширины колеса [21].

Толщина стенки корпуса S_{cm} , диаметр d_e и длина l_e выходного вала, минимальный внутренний диаметр резьбы $d_{\kappa\delta}$ и ориентировочное количество $n_{\kappa\delta}$ крепежных деталей определяются аналогично шибберному гидродвигателю.

Эти размеры являются неуправляемыми параметрами, из которых формируется вектор:

$$\begin{aligned} \{z\}^T &= \{z_1 \ z_2 \ z_2 \ z_4 \ z_5 \ z_6 \ z_7 \ z_8 \ z_9 \ z_{10} \ z_{11} \ z_{12}\} = \\ &= \{S_{cm} \ S_{kp1} \ S_{kp2} \ S_n \ S \ d_{u-p} \ d_e \ d_{\kappa\delta} \ l_{u-p} \ l_e \ H_u \ n_{\kappa\delta}\}. \end{aligned}$$

Таким образом, целевые функции задачи оптимального проектирования поворотных гидродвигателей манипуляционных систем мобильных машин примут вид:

- шиберный поворотный гидродвигатель (рис. 1, а)

$$\begin{aligned} C_M(\{x\}, \{z\}) &= \pi\rho_\kappa(x_1 + z_1)z_1x_2 + 0,5\pi\rho_{kp}[(x_1 + 2z_1)^2 - z_8^2]z_2 + \\ &+ \rho_{uw}x_2[0,25\pi(z_3^2 - z_8^2) + 0,5(x_1 - z_3)] + 0,25\pi\rho_\delta z_8^2 z_9 + 0,25\pi\rho_{\kappa\delta} z_4^2(x_2 + 4z_2)z_7 + \\ &+ 0,5\rho_\kappa(x_1 - z_3)x_2 z_6 - 0,5\rho_{\text{жс}}x_2(x_1 - z_3)[0,25\pi(x_1 + z_3) - z_5 - z_6] + 2M_{\text{ну}}(z_8); \\ C_V(\{x\}, \{z\}) &= (x_1 + 2z_1)^2(x_2 + 2z_2); \end{aligned} \quad (16)$$

$$\begin{aligned} C_\eta(\{x\}, \{z\}) &= \{f_{fr}z_5(x_1 + z_3)(2x_2 + x_1 - z_3)[0,0125\varepsilon E_s + c_s(p_{1\delta} - p_{2\delta})]/6 + \\ &+ [cz_8 + 0,25x_2(x_1 + z_3)(p_{1\delta} - p_{2\delta})]z_8\} / M_{\text{назр}} + \\ &+ 8\alpha_s \sqrt{\mu_{\text{жс}}z_5\dot{\phi}_n / E_s} [0,18x_2(x_1^{1,5} + z_3^{1,5}) + 0,13\pi(x_1^2 - z_3^2)\sqrt{x_1 + z_3}] / x_2(x_1^2 - z_3^2); \end{aligned}$$

- двухпоршневой одноштоковый гидродвигатель (рис. 1, б)

$$\begin{aligned} C_M(\{x\}, \{z\}) &= 2\pi\rho_\kappa(x_1 + z_1)z_5z_1 + \pi\rho_{kp}[(x_1 + 2z_1)^2 - z_6^2]z_2/2 + \pi\rho_{kp}(x_1 + 2z_1)^2 z_3/2 + \pi\rho_n x_1^2 z_4/2 + \\ &+ \pi\rho_{\kappa\delta} z_8^2(z_5 + z_2 + z_3)z_{12}/2 + \pi\rho_{u-p}z_9z_6^2/4 + \pi\rho_\delta z_7^2 z_{10}/4 + \pi\rho_{uw}x_2^2 z_{11}/4 + \\ &+ \pi\rho_{\text{жс}}x_1^2(z_5 - z_4)/2 + 2M_{\text{ну}}(z_7); \\ C_V(\{x\}, \{z\}) &= (x_2 + 2z_1)(x_2 + 0,5x_1 + z_1 + 0,75z_6)(z_9 + z_5 + 2z_3 + z_4); \\ C_\eta(\{x\}, \{z\}) &= \{\pi f_{fr}b_s x_1 x_2 [n_s p_k + (p_{1\delta} - p_{2\delta})] + (cz_7 + 2f_0\sqrt{1 + tg^2\alpha_w} M_{\text{назр}} / x_2)z_7\} / M_{\text{назр}} + \\ &+ 2,8\alpha_s \sqrt{\mu_{\text{жс}}\dot{\phi}_n / x_1 p'_{w1}} \end{aligned} \quad (17)$$

или

$$\begin{aligned} C_\eta(\{x\}, \{z\}) &= \{\pi f_{fr}b_s x_1 x_2 [n_s p_k + (p_{1\delta} - p_{2\delta})] + (cz_7 + 2f_0\sqrt{1 + tg^2\alpha_w} M_{\text{назр}} / x_2)z_7\} / M_{\text{назр}} + \\ &+ 4\mu_{uw}\sqrt{2(p_{1\delta} - p_{2\delta})} / \rho_{\text{жс}}(ES + ei)[2x_1 + (ES - ei)] / \dot{\phi}_n x_1^2 x_2; \end{aligned}$$

- двухпоршневой двухштоковый гидродвигатель (рис. 1, в)

$$\begin{aligned} C_M(\{x\}, \{z\}) &= 2\pi\rho_\kappa(x_1 + z_1)z_5z_1 + \pi\rho_{kp}[(x_1 + 2z_1)^2 - z_6^2]z_2/2 + \pi\rho_{kp}(x_1 + 2z_1)^2 z_3/2 + \pi\rho_n x_1^2 z_4/2 + \\ &+ \pi\rho_{\kappa\delta} z_8^2(z_5 + z_2 + z_3)z_{12}/2 + \pi\rho_{u-p}z_9z_6^2/2 + \pi\rho_\delta z_7^2 z_{10}/4 + \pi\rho_{uw}x_2^2 z_{11}/4 + \\ &+ \pi\rho_{\text{жс}}x_1^2(z_5 - z_4)/2 + 2M_{\text{ну}}(z_7); \\ C_V(\{x\}, \{z\}) &= (x_2 + 2z_1)(x_2 + x_1 + 2z_1 + 1,5z_6)(z_9 + z_5 + z_3 + z_4); \\ C_\eta(\{x\}, \{z\}) &= \{\pi f_{fr}b_s x_1 x_2 [n_s p_k + (p_{1\delta} - p_{2\delta})] + cz_7^2\} / M_{\text{назр}} + 2,8\alpha_s \sqrt{\mu_{\text{жс}}\dot{\phi}_n / x_1 p'_{w1}} \end{aligned} \quad (18)$$

или

$$\begin{aligned} C_\eta(\{x\}, \{z\}) &= \{\pi f_{fr}b_s x_1 x_2 [n_s p_k + (p_{1\delta} - p_{2\delta})] + cz_7^2\} / M_{\text{назр}} + \\ &+ 4\mu_{uw}\sqrt{2(p_{1\delta} - p_{2\delta})} / \rho_{\text{жс}}(ES + ei)[2x_1 + (ES - ei)] / \dot{\phi}_n x_1^2 x_2; \end{aligned}$$

- четырехпоршневой гидродвигатель (рис. 1, г)

$$\begin{aligned} C_M(\{x\}, \{z\}) &= 4\pi\rho_\kappa(x_1 + z_1)z_5z_1 + \pi\rho_{kp}[(x_1 + 2z_1)^2 - z_6^2]z_2 + \pi\rho_{kp}(x_1 + 2z_1)^2 z_3 + \pi\rho_n x_1^2 z_4 + \\ &+ \pi\rho_{\kappa\delta} z_8^2(z_5 + z_2 + z_3)z_{12} + \pi\rho_{u-p}z_9z_6^2/2 + \pi\rho_\delta z_7^2 z_{10}/4 + \pi\rho_{uw}x_2^2 z_{11}/4 + \pi\rho_{\text{жс}}x_1^2(z_5 - z_4) + 2M_{\text{ну}}(z_7); \\ C_V(\{x\}, \{z\}) &= (x_2 + 2z_1)(x_2 + x_1 + 2z_1 + 1,5z_6)(z_9 + z_5 + 2z_3 + z_4); \\ C_\eta(\{x\}, \{z\}) &= \{2\pi f_{fr}b_s x_1 x_2 [n_s p_k + (p_{1\delta} - p_{2\delta})] + cz_7^2\} / M_{\text{назр}} + 2,8\alpha_s \sqrt{\mu_{\text{жс}}\dot{\phi}_n / x_1 p'_{w1}} \end{aligned} \quad (19)$$

или

$$\begin{aligned} C_\eta(\{x\}, \{z\}) &= \{2\pi f_{fr}b_s x_1 x_2 [n_s p_k + (p_{1\delta} - p_{2\delta})] + cz_7^2\} / M_{\text{назр}} + \\ &+ 4\mu_{uw}\sqrt{2(p_{1\delta} - p_{2\delta})} / \rho_{\text{жс}}(ES + ei)[2x_1 + (ES - ei)] / \dot{\phi}_n x_1^2 x_2. \end{aligned}$$

В рамках однокритериального подхода к оптимизации шиберного поворотного гидро-двигателя задача оптимального проектирования сводится к минимизации одной из целевых функции вида (16) при ограничениях [9, 18]:

- конструктивными условиями

$$x_1 > 0; \quad x_2 > 0; \quad z_3 - 1,3z_8 \geq 0; \quad k_{D/H}^{\max} - x_1/x_2 \geq 0; \quad k_{D/H}^{\max} - x_2/x_1 \geq 0;$$

- условием обеспечения максимального угла поворота

$$2[\pi - \arcsin(z_5/z_3) - \arcsin(z_6/z_3)] - [\varphi] \geq 0;$$

- условием обеспечения тягового усилия

$$x_1 - 2 \sqrt[3]{\frac{k_{mp} M_{нагр} x_1}{x_2 (1 - k_d^2) (p_{1\partial} - p_{2\partial})}} \geq 0;$$

- условием обеспечения скорости установившегося движения

$$8Q_n / x_2 (x_1^2 - z_3^2) - \dot{\varphi}_n \geq 0;$$

- условием лимитирования углового ускорения выходного вала при разгоне

$$[\ddot{\varphi}] - [0,125(p_{1\partial} - p_{2\partial})x_2(x_1^2 - z_3^2) - k_{mp} M_{нагр}] / J_u \geq 0;$$

- условием обеспечения изгибной прочности корневого сечения шибера

$$[\sigma]_p - 0,375(p_{1\partial} - p_{2\partial})(x_1 - z_3)^2 / z_5^2 \geq 0;$$

- условием обеспечения усталостной прочности корневого сечения шибера

$$\sigma_{-1} / K - 0,375(p_{1\partial} - p_{2\partial})(x_1 - z_3)^2 / z_5^2 \geq 0,$$

где $k_{D/H}^{\max}$ - максимально допустимое соотношение размеров D/H ; $[\varphi]$, $[\ddot{\varphi}]$ - максимальный угол поворота и угловое ускорение при разгоне выходного вала, регламентируемые техническим заданием на проектирование гидродвигателя; J_u - момент инерции вращающихся масс, приведенный к выходному валу гидродвигателя; σ_{-1} - предел выносливости материала шибера; K - коэффициент снижения предела выносливости материала шибера, определяемый согласно ГОСТ 25.504-82 [25].

В рамках однокритериального подхода к оптимизации поршневых поворотных гидродвигателей задача их оптимального проектирования сводится к минимизации одной из целевых функции вида (17)-(19) при ограничениях [10, 18]:

- конструктивными условиями

$$x_1 \geq 0; \quad x_2 \geq 0; \quad x_2 - 0,75(x_1 + 2z_1 - z_6) \geq 0; \quad z_{11} - 0,7z_6 \geq 0; \quad z_5 - 0,5x_2[\varphi] - z_4 \geq 0;$$

$$k_{zш}^{\max} - x_1/x_2 \geq 0; \quad k_{zш}^{\max} - x_2/x_1 \geq 0; \quad 2z_6 - z_{11} \geq 0$$

(для схем на рис. 1, в, г вводится дополнительное условие $x_2 - 1,2(x_1 - 2z_1) \geq 0$);

- условием использования модулей, рекомендуемых для силовых зубчатых передач

$$x_3 - 0,0015 \geq 0; \quad 0,09 - x_3 \geq 0;$$

- условием размещения минимального числа зубьев шестерни

$$x_2 - x_3 z_{\min} \geq 0;$$

- условием размещения крепежных элементов

$$\pi(x_1 + 2z_1 + z_8) - 2z_8 z_{12} \geq 0;$$

- условием обеспечения рекомендуемой ширины штока-рейки вдоль делительной прямой

$$10x_3 - 2\sqrt{x_3(z_6 - x_3)} \geq 0; \quad 2\sqrt{x_3(z_6 - x_3)} - 2x_3 \geq 0;$$

- условием изготовления вала-шестерни минимального диаметра

$$x_2 - 8,5x_3 - z_7 \geq 0;$$

- условием прочности зубьев на контактную выносливость с целью предотвращения усталостного выкрашивания активных поверхностей зубьев шестерни или рейки

$$\sigma_{H \lim \epsilon} / S_H - 6,86 \cdot 10^5 \sqrt{k_{mp} \eta_{нк} M_{нагр} / n_n x_2^2 x_3} \geq 0;$$

- условием прочности зубьев на контактную прочность при действии максимальной нагрузки для предотвращения остаточной деформации или хрупкого разрушения поверхностного слоя зубьев шестерни или рейки

$$\sigma_{HP \max} - 6,86 \cdot 10^5 \sqrt{k_{nep} k_{mp} \eta_{нк} M_{назр} / n_n x_2^2 x_3} \geq 0;$$

- условием прочности зубьев на выносливость при изгибе с целью предотвращения усталостного излома зубьев шестерни или рейки

$$\sigma_{F \lim \sigma}^o / S_F - 10,0 k_{mp} \eta_{нк} M_{назр} / n_n x_2 x_3^2 \geq 0;$$

- условием прочности зубьев при изгибе максимальной нагрузкой с целью предотвращения остаточной деформации или хрупкого излома зубьев шестерни или рейки

$$\sigma_{F \lim M} / S_{FM} - 10,0 k_{nep}^{\max} k_{mp} \eta_{нк} M_{назр} / n_n x_2 x_3^2 \geq 0;$$

- условием прочности зубьев на малоцикловую выносливость при изгибе с целью предотвращения излома зубьев шестерни или рейки от малоцикловой усталости при плавном и ударном нагружении

$$0,9 \sigma_{F \lim L} / S_{FL} - 2,52 k_{mp} \eta_{нк} M_{назр} / n_n x_2 x_3^2 \geq 0;$$

- условием обеспечения статической прочности рейки при внецентренном приложении продольной осевой нагрузки

$$[\sigma]_p - P_{вн} [1 + 0,25 x_2 (x_2 - 2x_3) / i_{\min}^2] / A_{ш-p} \geq 0;$$

- условием обеспечения усталостной прочности рейки

$$\sigma_{-1} / K - P_{вн} [1 + 0,25 x_2 (x_2 - 2x_3) / i_{\min}^2] / A_{ш-p} \geq 0;$$

- условием обеспечения устойчивости штока-рейки на продольный изгиб под действием сжимающего осевого усилия

$$\sigma_{кр} - P_{вн} / A_{ш-p} \geq 0; \tag{20}$$

- условием обеспечения тягового усилия

$$x_1 - 4 \sqrt{\frac{k_{mp} \eta_{нк} M_{назр}}{\pi n_n x_2 [p_{1\delta} - (1 - k_d^2) p_{2\delta}]} } \geq 0;$$

- условием обеспечения плавности движения штока-рейки

$$x_1 - x_2 [\varphi] / 36 \geq 0;$$

- условием обеспечения скорости установившегося движения

$$16 Q_n / \pi n_n x_1^2 x_2 - \dot{\varphi}_n \geq 0;$$

- условием ограничения углового ускорения выходного вала при разгоне

$$[\ddot{\varphi}] - \left\langle 0,0625 \pi n_n x_1^2 x_2 \left\{ p_{1\delta} - \left[1 - (z_6 / x_1)^2 \right] p_{2\delta} \right\} - k_{mp} \eta_{нк} M_{назр} \right\rangle / J_u \geq 0,$$

где z_{\min} - минимальное число зубьев; k_{zu}^{\max} - максимально допустимое соотношение размеров D / D_u ; σ_T - предел текучести; σ_{-1} - предел выносливости материала рейки; $\sigma_{H \lim \sigma}$, $\sigma_{HP \max}$, $\sigma_{F \lim \sigma}^o$, $\sigma_{F \lim M}$, $\sigma_{F \lim L}$ - допускаемое контактное напряжение, допускаемое предельное контактное напряжение, базовый предел выносливости материала зубьев, предельное напряжение при изгибе, не вызывающее остаточных деформаций или хрупкого излома зуба, и исходное предельное напряжение, не вызывающее излома зубьев от малоцикловой усталости, соответственно [26]; S_H , S_F , S_{FM} , S_{FL} - коэффициенты безопасности при расчете на контактную выносливость, выносливость при изгибе, прочность при изгибе максимальной нагрузкой, малоцикловую выносливость [26]; K - коэффициент снижения предела выносливости материала рейки, определяемый согласно ГОСТ 25.504-82 [25]; k_{nep} - коэффициент перегрузки по преодолеваемому крутящему моменту на выходном валу гидродвигателя; k_{nep}^{\max} - коэффициент перегрузки по наибольшему за срок службы преодолеваемому крутящему моменту; $\eta_{нк}$ - коэф-

фициент полезного действия подшипников выходного вала; $P_{вн}$ - сжимающее осевое усилие в штоке-рейке при повороте; $A_{ш-р}$ - площадь поперечного сечения нарезанной части штока-рейки; $[\sigma]_p$ - допустимое напряжение на разрыв материала рейки; $\sigma_{кр}$ - критическое напряжение в штоке-рейке при потере устойчивости; $[\ddot{\varphi}]$ - угловое ускорение при разгоне выходного вала, регламентируемое техническим заданием на проектирование гидродвигателя; n_n - число поршней гидродвигателя.

При учете ограничений, связанных с прочностью зубьев, необходимо принимать во внимание тот элемент зубчатой передачи (шестерню или шток-рейку), который имеет меньшие прочностные механические характеристики.

Проверка выполнения условия обеспечения устойчивости штока-рейки в соответствии с зависимостью (20) требует расчета ряда вспомогательных величин. Геометрические характеристики поперечного сечения нарезанной части штока-рейки приближенно можно оценить с помощью следующих зависимостей:

- площадь

$$A_{ш-р} \approx 0,25\pi z_6^2 - 0,53x_3 \left[3\sqrt{2x_3(z_6 - 2x_3)} + 2\sqrt{x_3(z_6 + 2x_3)} \right];$$

- момент инерции в плоскости минимальной жесткости сечения

$$J_{\min} \approx \pi z_6^4 / 64 - x_3^3 \sqrt{2x_3(z_6 - 2x_3)} / 6 - 0,27x_3(z_6 - 2x_3)^2 \left[3\sqrt{2x_3(z_6 - 2x_3)} + 2\sqrt{x_3(z_6 + 2x_3)} \right];$$

- радиус инерции в плоскости минимальной жесткости сечения

$$i_{\min} = \sqrt{J_{\min} / A_{ш-р}}.$$

Гибкость штока-рейки составляет

- для гидродвигателей схем, представленных на рис. 1, б, г

$$\lambda = 1,2 \sqrt{x_2^2 - (x_2 - x_1 - 2z_1 + z_6)^2} / i_{\min};$$

- для гидродвигателей схемы, представленной на рис. 1, в

$$\lambda = 4,8 \sqrt{x_2^2 - (x_2 - x_1 - 2z_1 + z_6)^2} / i_{\min}.$$

Критическое напряжение в штоке-рейке при потере устойчивости определяется ее гибкостью:

$$\sigma_{кр} = \begin{cases} \pi^2 E / \lambda^2, & \lambda \geq \pi \sqrt{E / \sigma_{нц}}; \\ a - b\lambda, & \pi \sqrt{E / \sigma_T} \leq \lambda < \pi \sqrt{E / \sigma_{нц}}, \end{cases}$$

где E - модуль упругости материала штока-рейки; $\sigma_{нц}$ - предел пропорциональности материала штока-рейки; a, b - коэффициенты, определяемые в зависимости от материала штока-рейки [27].

Величина сжимающего осевого усилия в штоке-рейке определяется зависимостью

$$P_{вн} = 4k_{тр} \eta_{нк} M_{нагр} / n_n D_{ш}.$$

Для нахождения минимума целевых функций (16-19) с учетом накладываемых на них ограничений следует использовать один из прямых методов оптимизации [17, 18]. Результатом оптимизационных расчетов является итерационное нахождение оптимальных векторов $\{x\}_M^{opt}$, $\{x\}_V^{opt}$ и $\{x\}_\eta^{opt}$. Их элементами являются такие значения управляемых (варьируемых) параметров $\{x\}$, которые совместно с вычисленными на их основе неуправляемыми параметрами $\{z\}$ определяют оптимальную конструкцию проектируемого поворотного гидродвигателя по одному из рассмотренных критериев эффективности.

Расчеты показывают, что проектирование поворотных гидродвигателей для одинаковых исходных данных на основе учета различных критериев эффективности приводит к получению не совпадающих оптимальных векторов и соответствующих им векторов неуправ-

ляемых параметров, т.е. $\{x\}_M^{opt} \neq \{x\}_V^{opt} \neq \{x\}_\eta^{opt}$ и $\{z\}_M^{opt} \neq \{z\}_V^{opt} \neq \{z\}_\eta^{opt}$. Поэтому оптимальное проектирование поворотных гидродвигателей манипуляционных систем мобильных транспортно-технологических машин, обеспечивающее учет всех или несколько принятых критериев эффективности, должно быть многокритериальным, а оптимизируемая целевая функция должна быть комплексной и включать в себя целевые функции всех учитываемых критериев эффективности.

В качестве комплексной целевой функции многокритериальной оптимизации предлагается аддитивная функция общего вида

$$C_{MV\eta}(\{x\}, \{z\}) = \left\{ w_M \left[1 - \frac{C_M(\{x\}_M^{opt}, \{z\}_M^{opt})}{C_M(\{x\}, \{z\})} \right]^2 + w_V \left[1 - \frac{C_V(\{x\}_V^{opt}, \{z\}_V^{opt})}{C_V(\{x\}, \{z\})} \right]^2 + w_\eta \left[1 - \frac{C_\eta(\{x\}_\eta^{opt}, \{z\}_\eta^{opt})}{C_\eta(\{x\}, \{z\})} \right]^2 \right\}^{0.5} \rightarrow \min, \quad (21)$$

где w_M, w_V, w_η - весовые коэффициенты для следующих критериев эффективности конструкции гидродвигателя соответственно: минимума массы M , минимума занимаемого объема V , минимума потери мощности η , причем $w_M + w_V + w_\eta = 1$.

Как того требует теория многокритериальной оптимизации [14-16], отдельные слагаемые в выражении (21) являются безразмерными и нормированными величинами, значения которых в допустимом пространстве искомым векторов $\{x\}$ лежат в интервале $[0;1]$.

При использовании комплексной целевой функции вида (21) процесс оптимального проектирования поворотного гидродвигателя протекает в два этапа:

- на первом этапе выполняется однокритериальная оптимизация на основе условной минимизации целевых функций (16-19) по всем учитываемым критериям эффективности с нахождением оптимальных векторов $\{x\}_M^{opt}$ и $\{z\}_M^{opt}$, $\{x\}_V^{opt}$ и $\{z\}_V^{opt}$, $\{x\}_\eta^{opt}$ и $\{z\}_\eta^{opt}$, а также значений целевых функций в оптимальной точке $C_M(\{x\}_M^{opt}, \{z\}_M^{opt})$, $C_V(\{x\}_V^{opt}, \{z\}_V^{opt})$ и $C_\eta(\{x\}_\eta^{opt}, \{z\}_\eta^{opt})$;

- на втором этапе выполняется многокритериальная оптимизация на основе условной минимизации целевой функции (21) с нахождением оптимальных векторов $\{x\}_{MV\eta}^{opt}$ и $\{z\}_{MV\eta}^{opt}$.

В случае учета лишь двух из трех критериев эффективности поворотных гидродвигателей комплексная целевая функция многокритериальной оптимизации (21) примет один из частных видов:

- при $w_M \neq 0$, $w_V \neq 0$ и $w_\eta = 0$

$$C_{MV}(\{x\}, \{z\}) = \left\{ w_M \left[1 - \frac{C_M(\{x\}_M^{opt}, \{z\}_M^{opt})}{C_M(\{x\}, \{z\})} \right]^2 + w_V \left[1 - \frac{C_V(\{x\}_V^{opt}, \{z\}_V^{opt})}{C_V(\{x\}, \{z\})} \right]^2 \right\}^{0.5} \rightarrow \min;$$

- при $w_M \neq 0$, $w_V = 0$ и $w_\eta \neq 0$

$$C_{M\eta}(\{x\}, \{z\}) = \left\{ w_M \left[1 - \frac{C_M(\{x\}_M^{opt}, \{z\}_M^{opt})}{C_M(\{x\}, \{z\})} \right]^2 + w_\eta \left[1 - \frac{C_\eta(\{x\}_\eta^{opt}, \{z\}_\eta^{opt})}{C_\eta(\{x\}, \{z\})} \right]^2 \right\}^{0.5} \rightarrow \min;$$

- при $w_M = 0$, $w_V \neq 0$ и $w_\eta \neq 0$

$$C_{V\eta}(\{x\}, \{z\}) = \left\{ w_V \left[1 - \frac{C_V(\{x\}_V^{opt}, \{z\}_V^{opt})}{C_V(\{x\}, \{z\})} \right]^2 + w_\eta \left[1 - \frac{C_\eta(\{x\}_\eta^{opt}, \{z\}_\eta^{opt})}{C_\eta(\{x\}, \{z\})} \right]^2 \right\}^{0.5} \rightarrow \min .$$

В процессе условной минимизации приведенных частных видов комплексной целевой функции общего вида (21) находятся соответственно оптимальные векторы вида $\{x\}_{MV}^{opt}$ и $\{z\}_{MV}^{opt}$, $\{x\}_{M\eta}^{opt}$ и $\{z\}_{M\eta}^{opt}$, $\{x\}_{V\eta}^{opt}$ и $\{z\}_{V\eta}^{opt}$.

По своему смыслу комплексная целевая функция вида (21) выражает меру близости расположения точки ее оптимума в пространстве переменных параметров $\{x\}$ к расположению точек оптимума всех учитываемых однокритериальных целевых функций (16)-(19) в пространстве тех же параметров. Оптимальный вектор $\{x\}_{MV\eta}^{opt}$ поэтому выражает собой такое расположение точки оптимума целевой функции (21), для которой характерна минимальная сумма расстояний до точек оптимума целевых функций (16)-(19). Иными словами, содержащиеся в оптимальных векторах $\{x\}_{MV\eta}^{opt}$ и $\{z\}_{MV\eta}^{opt}$ конструктивные размеры характеризуют такую конструкцию проектируемого поворотного гидродвигателя, которая в наибольшей степени отражает учитываемые критерии его эффективности и наилучшим образом обеспечивает их одновременное сочетание.

При равных значениях весовых коэффициентов w_M, w_V, w_η проектная значимость всех критериев эффективности одинакова. Обеспечение в процессе оптимального проектирования не одинаковой степени значимости различных критериев эффективности достигается заданием не одинаковых величин весовых коэффициентов: чем критерий эффективности более значим, тем большей задается величина соответствующего весового коэффициента. Задание нулевого значения весового коэффициента исключает соответствующий критерий эффективности из рассмотрения в процессе оптимального проектирования. В частности, при задании в выражении для комплексной целевой функции (21) нулевыми любых двух весовых коэффициентов задача проектирования поворотного гидродвигателя сведется к задаче однокритериальной оптимизации, так в этом случае целевая функция (21) будет эквивалентна одной из соответствующих целевых функций (16)-(19) и их минимумы будут достигаться при одном и том же оптимальном векторе $\{x\}^{opt}$.

Выводы.

1. Предложенные в данной работе математические модели основных типов поворотных гидродвигателей, в настоящее время широко используемых в конструкциях манипуляционных систем отечественных и зарубежных мобильных транспортно-технологических машин широкого функционального назначения, позволяют учесть в процессе их автоматизированного проектирования наиболее значимые с точки зрения обеспечения высоких технико-экономических показателей гидродвигателей критерии эффективности – минимумов массы (веса), занимаемого объема и потери мощности.

2. Сформулированная на базе указанных математических моделей задача многокритериальной условной оптимизации конструктивных размеров поворотных гидродвигателей с учетом комплекса конструктивных, прочностных и деформационных ограничений позволяет разрабатывать гидродвигатели, в оптимизированной конструкции которых в требуемой для целей проектирования мере комплексно учитываются названные критерии эффективности.

3. Сформулированная в работе задача многокритериальной оптимизации носит универсальный характер, так при проектировании поворотных гидродвигателей позволяет проводить одно-, двух- и трехкритериальную оптимизацию без внесения изменений в алгоритм решения, что имеет существенное значение для разработки универсального программного обеспечения для автоматизации проектирования мобильных транспортно-технологических машин.

Список литературы.

1. Новоселов, В. Время перемен. Российский рынок гидроманипуляторов / В. Новоселов // Строительная техника и технологии. – 2013. – №4. – С. 98-110.
2. Бандурин, Р.А. Рынок кранов-манипуляторов в России / Р.А. Бандурин // Проблемы современной экономики. – 2015. - № 26. – С. 138-142.
3. Лагерев, А.В. Динамико-прочностной анализ гидравлических крано-манипуляторных установок мобильных машин / А.В. Лагерев, А.А. Мильто, И.А. Лагерев. – Брянск: РИО БГУ, 2015. – 186 с.
4. Лагерев, И.А. Сравнительный анализ гидравлических кранов-манипуляторов транспортно-технологических машин и гидравлических манипуляторов промышленных роботов / И.А. Лагерев // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. – 2016. - № 3. – С. 16-49.
5. Лагерев, И.А. Оценка динамической нагруженности и оптимизация трехзвенных гидравлических кранов-манипуляторов транспортно-технологических машин для сварки трубопроводов: автореф. дис. ... канд. техн. наук / Лагерев Игорь Александрович. - Брянск, 2011. - 18 с.
6. Лагерев, А.В. Проектирование насосных гидроприводов подъемно-транспортной техники / А.В. Лагерев. – Брянск: БГТУ, 2006. – 232 с.
7. Лагерева, Э.А. Научные проблемы проектирования гидравлических крано-манипуляторных установок мобильных транспортно-технологических машин / Э.А. Лагерева // Достижения вузовской науки. – 2015. - № 14. – С. 101-106.
8. Бажин, И.И. Автоматизированное проектирование машиностроительного гидропривода / И.И. Бажин, Ю.Г. Беренгард, М.М. Гайцгори, С.А. Ермаков, Т.С. Клапцова, А.В. Кудинов, В.В. Чкалов. – М.: Машиностроение, 1988. – 312 с.
9. Лагерева, Е.А. Оптимальное проектирование гидравлических механизмов поворота шиберного типа крано-манипуляторных установок мобильных грузоподъемных машин / Е.А. Лагерева, И.А. Лагерев. – Вестник Брянского государственного технического университета. – 2013. - № 2. – С. 57-63.
10. Лагерев, А.В. Оптимальное проектирование гидравлических механизмов поворота поршневого типа крано-манипуляторных установок многоцелевых транспортно-технологических машин / А.В. Лагерев, Е.А. Лагерева // Вестник Брянского государственного технического университета. – 2014. - №1. - С. 37-45.
11. Программный комплекс «Оптимизация гидропривода трехзвенного крана-манипулятора» / А.В.Лагерев, И.А.Лагерев. - Свид-во о гос. регистрации программы для ЭВМ № 2012616748. - Зарегистрир. в Реестре программ для ЭВМ 27.07.12.
12. Программный комплекс «Оптимизация механизма поворота крана-гидроманипулятора мобильной машины» / Лагерева Е.А., Лагерев И.А., Лагерев А.В. - Свид-во о гос. регистрации программы для ЭВМ № 2014613249. - Зарегистрир. в Реестре программ для ЭВМ 21.03.14.
13. Лагерев, А.В. Оптимизация конструкции крана-манипулятора машины для сварки магистральных трубопроводов при модернизации / А.В. Лагерев, И.А.Лагерев // Подъемно-транспортное дело. – 2013.- № 1. – С. 4-6.
14. Беляков, В.В. Многокритериальная оптимизация в задачах подвижности, конкурентоспособности автотракторной техники и диагностики сложных технических систем / В.В. Беляков, М.Е. Бушуева, В.И. Сагунов. – Н. Новгород: НГТУ. – 2001. – 271 с.
15. Беляков, В.В. Концепция подвижности наземных транспортно-технологических машин / В.В. Беляков, А.М. Беляев, М.Е. Бушуева, У.Ш. Вахидов, К.О. Гончаров, Д.В. Зезюлин, В.Е. Колотилин, К.Я. Лелиовский, В.С. Макаров, А.В. Папунин, А.В. Тумасов, А.В. Федоренко // Наземные транспортные системы. – 2013. – №3. – С. 145-174.
16. Хорошев, А.Н. Введение в управление проектированием механических систем. - Белгород, 1999. - 372 с.

17. Гилл, Ф. Практическая оптимизация / Ф. Гилл, У. Мюррей, М. Райт. – М.: Мир, 1985. – 509 с.
18. Лагерев, И.А. Оптимальное проектирование подъемно-транспортных машин / И.А. Лагерев, А.В. Лагерев. – Брянск: БГТУ, 2013. – 228 с.
19. Попов, Д.Н. Механика гидро- и пневмоприводов / Д.Н. Попов. – М.: МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2002. – 320 с.
20. Свешников, В.К. Станочные гидроприводы / В.К. Свешников, А.А. Усов. – М.: Машиностроение, 1988. – 512 с.
21. Решетов, Д.Н. Детали машин / Д.Н. Решетов. – М.: Машиностроение, 1974. – 656 с.
22. Кондаков, Л.А. Уплотнения и уплотнительная техника: справочник / Л.А. Кондаков, А.И. Голубев, В.Б. Овандер, В.В. Гордеев, Б.А. Фурманов, Б.В. Кармугин. – М.: Машиностроение, 1986. – 464 с.
23. Башта, Т.М. Гидравлика, гидромашины и гидроприводы / Т.М. Башта, С.С. Руднев, Б.Б. Некрасов. – М.: Машиностроение, 1982. – 424 с.
24. ГОСТ 25346-2013. Основные нормы взаимозаменяемости. Характеристики изделий геометрические. Система допусков на линейные размеры. Основные положения, допуски, отклонения и посадки. – Введ. 2014-02-18. – М.: Стандартиформ, 2014. – 38 с.
25. ГОСТ 25.504-82. Расчеты и испытания на прочность. Методы расчета характеристик сопротивления усталости. – Введ. 01.07.83. – М.: Изд-во стандартов, 1982. – 80 с.
26. ГОСТ 21354-87. Передачи зубчатые цилиндрические эвольвентные внешнего зацепления. Расчет на прочность. – Введ. 01.01.89. – М.: Изд-во стандартов, 1988. – 128 с.
27. Сакало, В.И. Сопротивление материалов / В.И.Сакало. – Брянск: БГТУ, 2009. – 528 с.

Сведения об авторах

Лагерев Игорь Александрович – кандидат технических наук, проректор по инновационной работе ФГБОУ ВПО «Брянский государственный университет имени академика И.Г. Петровского», *lagerev-bgu@yandex.ru*.

Шатунова Елена Александровна – инженер, *shatea88@yandex.ru*.

DESIGN OF TURNING HYDRAULIC ENGINES FOR MANIPULATORS OF MOBILE MACHINES ON THE BASIS OF MULTICRITERIAL OPTIMIZATION

Lagerev I.A., Shatunova E.A.

Academician I.G. Petrovskii Bryansk State University

In this paper the mathematical models of the main types of turning hydraulic engines, which at the present time widely used in the construction of handling systems of domestic and foreign mobile transport-technological machines wide functionality. They allow to take into consideration the most significant from the viewpoint of ensuring high technical-economic indicators of hydraulic efficiency criteria – minimum mass (weight), their volume and losses of power. On the basis of these mathematical models the problem of multicriterial constrained optimization of the constructive sizes of turning hydraulic engines are subject to complex constructive, strength and deformation limits. It allows you to develop the hydraulic engines in an optimized design which is required for the purpose of designing a comprehensive measure takes into account efficiency criteria. The multicriterial optimization problem is universal in nature, so when designing a turning hydraulic engines allows for one-, two - and three-criteria optimization without making any changes in the solution algorithm. This is a significant advantage for the development of universal software for the automation of design of mobile transport-technological machines.

Keywords: *transport-technological mobile machine, manipulator, turning hydraulic engine, multicriterial optimization, criterion of effectiveness, objective function, weight, volume, power loss, restriction, strength*

DOI: 10.22281/2413-9920-2016-02-04-34-51

References

1. Novoselov V. Vremya peremen. Rossiyskiy rynek gidromanipulyatorov. *Stroitel'naya tekhnika i tekhnologii*, 2013, No.4, pp. 98-110.
2. Bandurin R.A. The market for cranes in Russia [Rynek kranov-manipulyatorov v Rossii]. *Problemy sovremennoy ekonomiki*, 2015, No.26, pp. 138-142.
3. Lagerev A.V., Milto A.A., Lagerev I.A. *Dinamiko-prochnostnoy analiz gidravlicheskiykh krano-manipulyatornykh ustanovok mobilnykh mashin* [Dynamic and mechanical analysis of hydraulic crane-manipulating installations of mobile machines]. Bryansk, Bryanskiy Gosudarstvennyy Universitet, 2015. 186 p.
4. Lagerev I.A. Comparative analysis of hydraulic crane-manipulating installations transport and technological machines and industrial robots hydraulic manipulators. *Nauchno-tekhnicheskiy vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta*, 2016, No.3, pp. 16-49.
5. Lagerev I.A. Evaluation of dynamic response and optimization of a three-link hydraulic cranes manipulators of transport and technological machines for welding of pipelines. Cand. Diss. (Engineering). Bryansk. 2011. 197 p.
6. Lagerev A.V. *Proektirovanie nasosnykh gidroprivodov podemno-transportnykh mashin* [The design of pump hydraulic drives of lifting-transport machines]. Bryansk, Bryanskiy gosudarstvennyy tekhnicheskiy universitet, 2006. 232 p.
7. Lagereva E.A. The scientific problem of designing hydraulic crane-manipulating installations of mobile transport technological machines, *Dostizheniya vuzovskoy nauki*, 2015, No.14, pp. 101-106.
8. Bazhin I.I., Berengard Yu.G., Gaytsgori M.M., Ermakov S.A., Klaptsova T.S., Kudinov A.V., Chkalov V.V. *Avtomatizirovannoe proektirovanie mashinostroitel'nogo gidroprivoda* [Computer-aided design of machinery hydraulic drive]. Moscow, Mashinostroenie, 1988. 312 p.
9. Lagereva E.A., Lagerev A.V. Optimal design of hydraulic turning mechanisms of the sliding type of crane facilities of mobile hoisting machines, *Vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta*, 2013, No.2, pp. 57-63.
10. Lagerev A.V., Lagereva E.A. Optimal design of hydraulic turning mechanisms of the pistoning type of crane facilities of multipurpose hoisting machines, *Vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta*, 2014, No.1, pp. 37-45.
11. Lagerev A.V., Lagerev I.A. *Programmnyy kompleks "Optimizatsiya gidroprivoda trekhzvennogo krano-manipulyatora"*. *Svidetelstvo o gosudarstvennoy registratsii programm dlya EVM* [The software package "Optimization of three-tier hydraulic drive of crane-manipulator". The Certificate on official registration of the computer program]. No. 2012616748, 2012.
12. Lagereva E.A., Lagerev I.A., Lagerev A.V. *Programmnyy kompleks "Optimizatsiya mekhanizma povorota krano-gidromanipulyatora mobilnoy mashiny"*. *Svidetelstvo o gosudarstvennoy registratsii programm dlya EVM* [The software package "Optimization of mechanism of rotation of the crane-manipulator of mobile machine". The Certificate on official registration of the computer program]. No. 2014613249, 2014.
13. Lagerev A.V., Lagerev I.A. Trunk pipeline welding machine crane-manipulator optimization during its modernization, *Podyemno-transportnoe delo*, 2013, No.1, pp. 4-7.
14. Belyakov V.V., Bushueva M.E., Sagunov V.I. *Mnogokriterial'naya optimizatsiya v zadachakh podvizhnosti, konkurentosposobnosti avtotraktornoy tekhniki i diagnostiki slozhnykh tekhnicheskikh system* [Multicriterial optimization in problems of mobility, the competitiveness of automotive engineering and diagnostics of complex technical systems]. N. Novgorod, NGTU, 2001. 271 p.
15. Belyakov V.V., Belyaev A.M., Bushueva M.E., Vakhidov U.Sh., Goncharov K.O., Zezyulin D.V., Kolotilin V.E., Leliovski K.Ya., Makarov V.S., Papunin A.V., Tumasov A.V., Fedorenko A.V. The concept of mobility and land transport-technological machines. *Nazemnye transportnye sistemy*, 2013, No. 3, pp. 145-174.
16. Khoroshev A.N. *Vvedenie v upravlenie proektirovaniem mekhanicheskikh system* [Introduction to control of mechanical systems design]. Belgorod, 1999. 372 p.

17. Gill Ph.E., Murray W., Wright M.H. Practical optimization. Academic Press Inc. (London) Ltd, 1981.
18. Lagerev I.A., Lagerev A.V. *Optimalnoe proektirovanie podyemno-transportnykh mashin* [Optimal design of lifting-transport machines]. Bryansk, Bryanskiy Gosudarstvennyy Tekhnicheskii Universitet, 2013. 228 p.
19. Popov D.N. *Mekhanika gidro- i pnevmoprivodov* [Mechanics of hydraulic and pneumatic drives]. Moscow, MGTU imeni N.E.Baumana, 2002. 320 p.
20. Sveshnikov V.K., Usov A.A. *Stanochnye gidroprivody* [Machine tool hydraulic drives]. Moscow, Mashinostroenie, 1988. 512 p.
21. Reshetov D.N. *Detali mashin* [Mashine parts]. Moscow, Mashinostroenie, 1974. 656 p.
22. Kondakov L.A., Golubev A.I., Ovander V.B., Gordeev V.V., Furmanov B.A., Karmugin B.V. *Uplotneniya i uplotnitelnaya tekhnika: spravochnik* [Seals and sealing technology: a Handbook]. Moscow, Mashinostroenie, 1986. 464 p.
23. Bashta T.M., Rudnev S.S., Nekrasov B.B. *Gidravlika, gidromashiny i gidroprivody* [Hydraulics, hydraulic machines and hydraulic drives]. Moscow, Mashinostroenie, 1982. 424 p.
24. GOST 25346-2013. Basic norms of interchangeability. Geometrical product specifications. Code system for tolerances on linear sizes. General provisions, tolerances, deviations and fits. Moscow, Standartinform, 2014. 38 p.
25. GOST 25.504-82. Strength calculation and testing. Methods of fatigue strength behavior calculation. Moscow, Izdatelstvo standartov, 1982. 80 p.
26. GOST 21354-87. Cylindrical involute gears of external engagement. Strength calculation. Moscow, Izdatelstvo standartov, 1988. 128 p.
27. Sakalo V.I. *Soprotivlenie materialov* [Mechanics of materials]. Bryansk, BGTU, 2009. 528 p.

Authors' information

Igor A. Lagerev - Candidate of Technical Sciences, Vice rector for Innovations at Academician I.G. Petrovskii Bryansk State University, lagerev-bgu@yandex.ru.

Elena A. Shatunova - graduate engineer, shatea88@yandex.ru.

Дата публикации
(Date of publication):
25.12.2016

РАСЧЕТ ПАРАМЕТРОВ РАДИАЛЬНО-ПЛУНЖЕРНОГО РЕДУКТОРА НА ОСНОВЕ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ФУНКЦИОНАЛЬНЫХ СЕМАНТИЧЕСКИХ СЕТЕЙ

Пашкевич В.М., Миронова М.Н.

ГУ ВПО «Белорусско-Российский университет»

Рассмотрены вопросы расчета параметров радиально-плунжерного редуктора. Использован подход, базирующийся на технологиях функциональных семантических сетей. Рассмотрена возможность применения функциональных семантических сетей для выбора рациональных параметров радиально-плунжерного редуктора. Приведены семантические сети для расчета массы радиально-плунжерного редуктора.

Ключевые слова: радиально-плунжерный редуктор, искусственный интеллект, функциональные семантические сети.

DOI: <https://doi.org/10.22281/2413-9920-2016-02-04-52-63>

Для эффективного проектирования радиально-плунжерных редукторов требуются знания о взаимосвязях между его параметрами. Выявление таких взаимосвязей возможно на основе подхода, базирующегося на технологиях функциональных семантических сетей, позволяющих осуществлять выбор рациональных значений параметров радиально-плунжерных редукторов, при которых обеспечиваются минимальные его массогабаритные показатели [1].

Функциональные семантические сети представляют собой логическую схему, описывающую функциональные взаимосвязи между аргументами совокупности математических зависимостей. В качестве такой совокупности могут выступать аналитические зависимости, связывающие параметры редуктора между собой [2–5].

Рассмотрим определение рациональных значений параметров одноступенчатого редуктора с муфтовым присоединением приводного электродвигателя. Расчетная схема редуктора представлена на рис. 1. Основные его детали изображены на рис. 2–7.

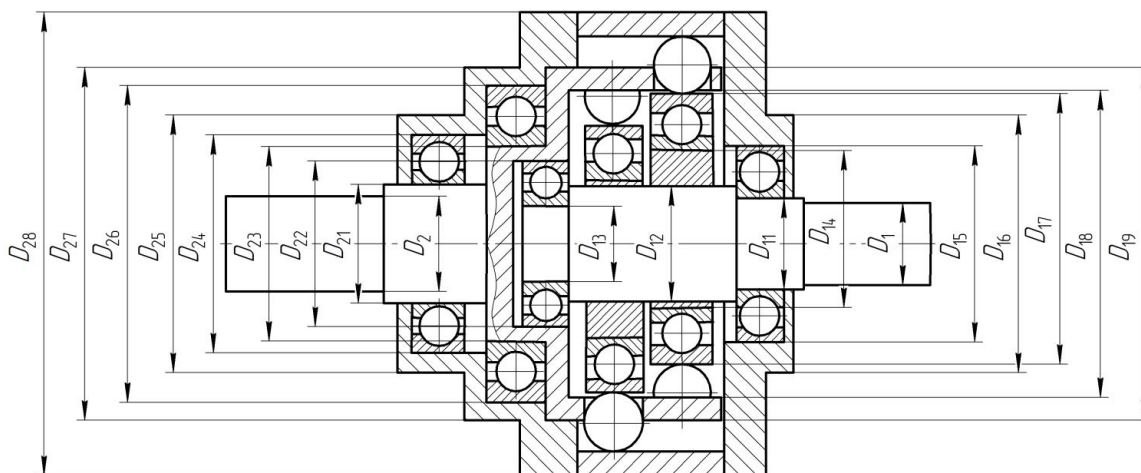


Рис. 1. Расчетная схема редуктора

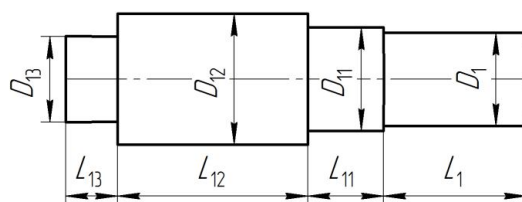


Рис. 2. Расчетная схема ведущего вала

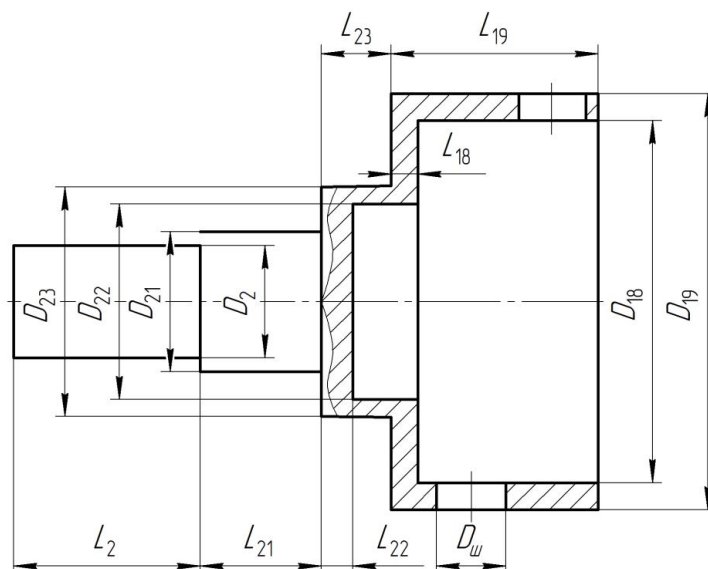


Рис. 3. Расчетная схема ведомого вала

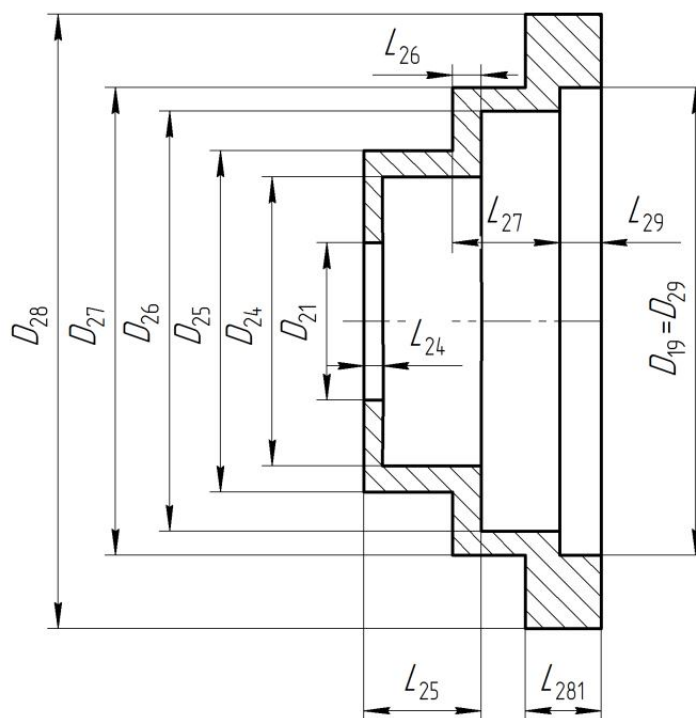


Рис. 4. Расчетная схема левой крышки

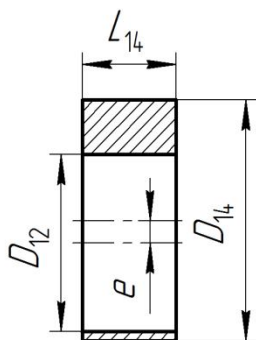


Рис. 5. Расчетная схема эксцентрика

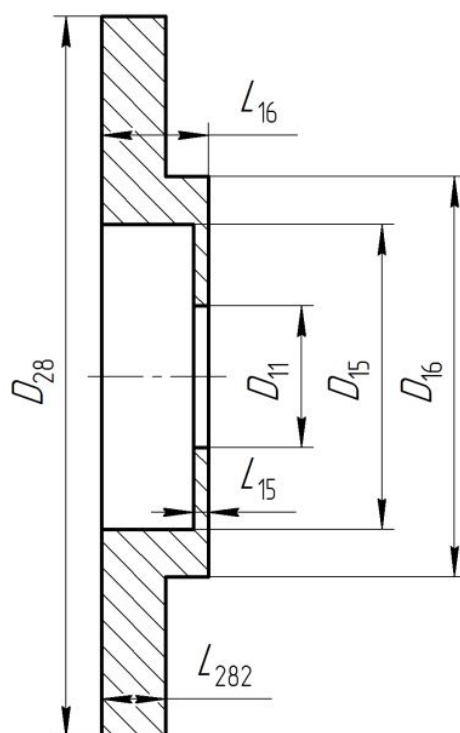


Рис. 6. Расчетная схема правой крышки

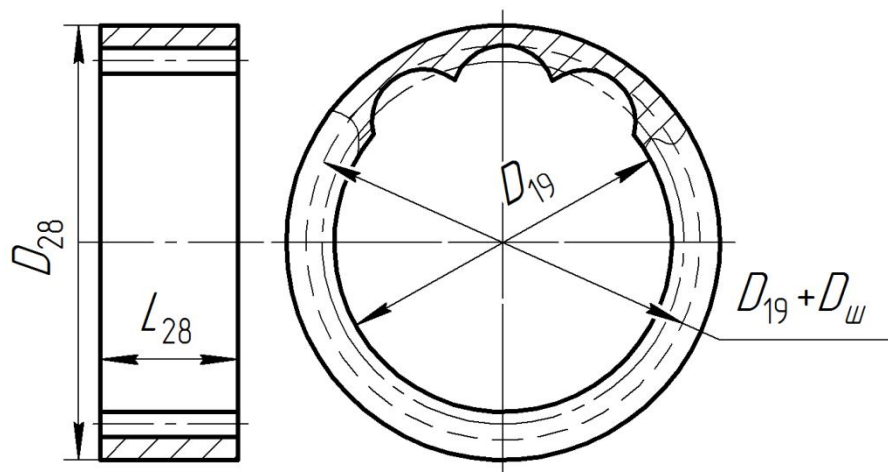


Рис. 7. Расчетная схема центрального колеса

Функциональную семантическую сеть можно представить в виде двудольного графа, состоящего из двух типов вершин P (множество параметров рассчитываемых задач, в том числе исходные данные) и R (множество отношений, определяющих функциональные зависимости решаемых с помощью семантической сети задач). Множество вершин сети V является объединением этих непересекающихся подмножеств. Отношение сети, определяющее функциональные зависимости между параметрами $P_1, \dots, P_j, \dots, P_k$, имеет вид [8–10]:

$$f(P_1, \dots, P_j, \dots, P_k) = 0.$$

Запись зависимостей в таком виде позволяет решать как прямые так обратные задачи, так как каждый из параметров отношений сети может выступать как в роли входного, так и в роли выходного.

В результате проведенного анализа конструкции радиально-плунжерного редуктора были определены параметры и математические зависимости, на основе которых построены функциональные семантические сети, позволяющие определять рациональные размеры редуктора, обеспечивающие минимальную его удельную массу.

Функциональная семантическая сеть для расчета размеров шаровых плунжеров представлена на рис. 8.

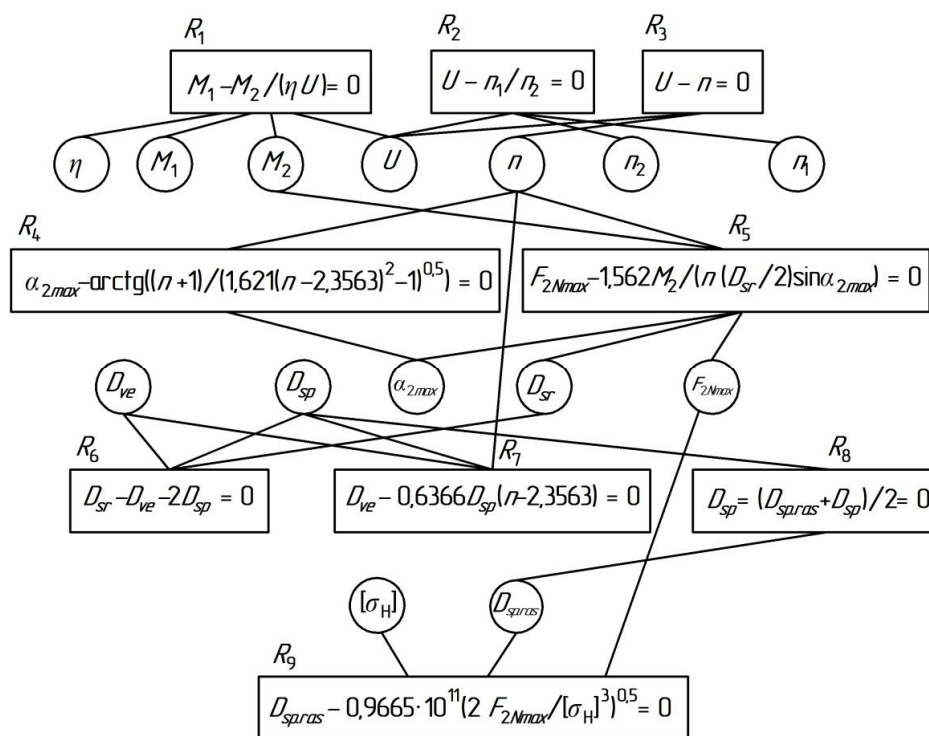


Рис. 8. Функциональная семантическая сеть для расчета шарового плунжера: M_1 – момент на ведущем валу; M_2 – момент на ведомом валу; η – КПД редуктора; U – передаточное отношение редуктора; n_1 – частота вращения ведущего вала; n_2 – частота вращения ведомого вала; n – количество шаровых плунжеров; α_{2max} – угол; F_{2Nmax} – нормальная сила, действующая на один плунжер со стороны центрального колеса; D_{sr} – средний диаметр зубчатого венца центрального колеса; D_{ve} – диаметр ведущего эксцентрика; D_{sp} – диаметр шарового плунжера; $[\sigma_n]$ – контактные напряжения в материале центрального колеса; $D_{sp.ras}$ – расчетный диаметр шарового плунжера

Функциональная семантическая сеть для расчета массы правой крышки (рис. 6) представлена на рис. 9; редуктора (рис. 1) – на рис. 10; центрального колеса (рис. 7) – на рис. 11; ведущего вала (рис. 3) – на рис. 12; левой крышки (рис. 4) – на рис. 13; ведомого вала (рис. 2) – на рис. 14.

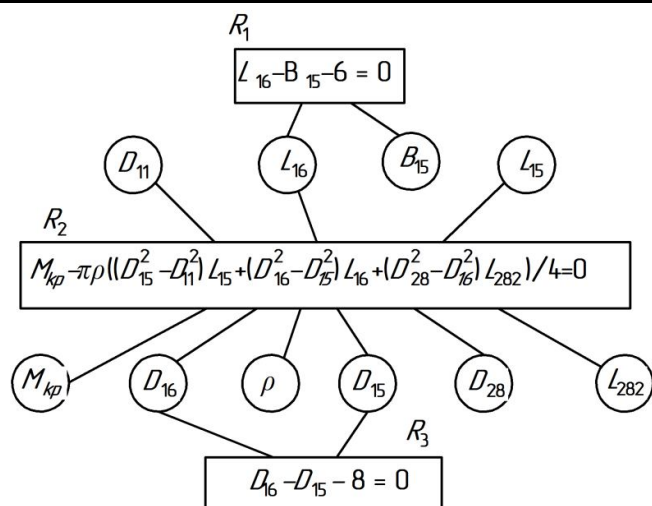


Рис. 9. Функциональная семантическая сеть для расчета массы крышки правой: M_{kp} – масса крышки правой; ρ – плотность материала крышки; B_{15} – ширина правого подшипника на ведущем валу

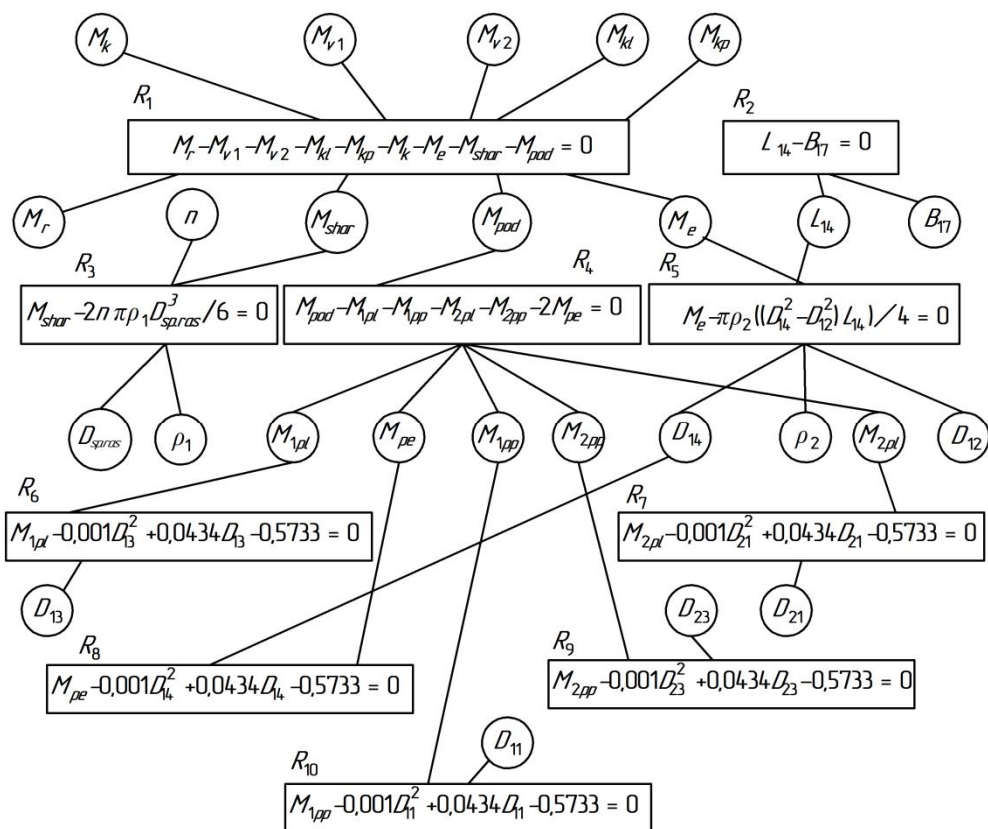


Рис. 10. Функциональная семантическая сеть для расчета массы редуктора: M_r – масса редуктора; M_{kl} – масса крышки левой; M_{kp} – масса крышки правой; M_{12} – масса ведомого вала; M_{V1} – масса ведущего вала; M_e – масса эксцентрика; M_{shar} – масса шаровых плунжеров; M_{pod} – масса подшипников; M_k – масса центрального колеса; ρ_1 – плотность материала шаровых плунжеров; n – количество шаровых плунжеров; ρ_2 – плотность материала эксцентрика; M_{1pl} – масса левого подшипника ведущего вала; M_{1pp} – масса правого подшипника ведущего вала; M_{2pl} – масса левого подшипника ведомого вала; M_{2pp} – масса правого подшипника ведомого вала; M_{pe} – масса подшипника эксцентрика; B_{17} – ширина подшипника на эксцентрикe; $D_{sp.ras.}$ – диаметр шарового плунжера

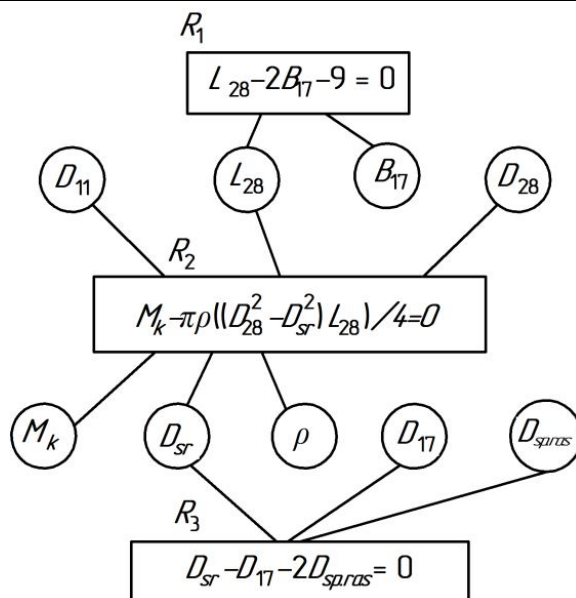


Рис. 11. Функциональная семантическая сеть для расчета массы центрального колеса:
 M_k – масса центрального колеса; ρ – плотность материала колеса; B_{17} – ширина подшипника на эксцентрике; $D_{sp.ras.}$ – диаметр шарового плунжера; D_{sr} – средний диаметр зубчатого венца центрального колеса

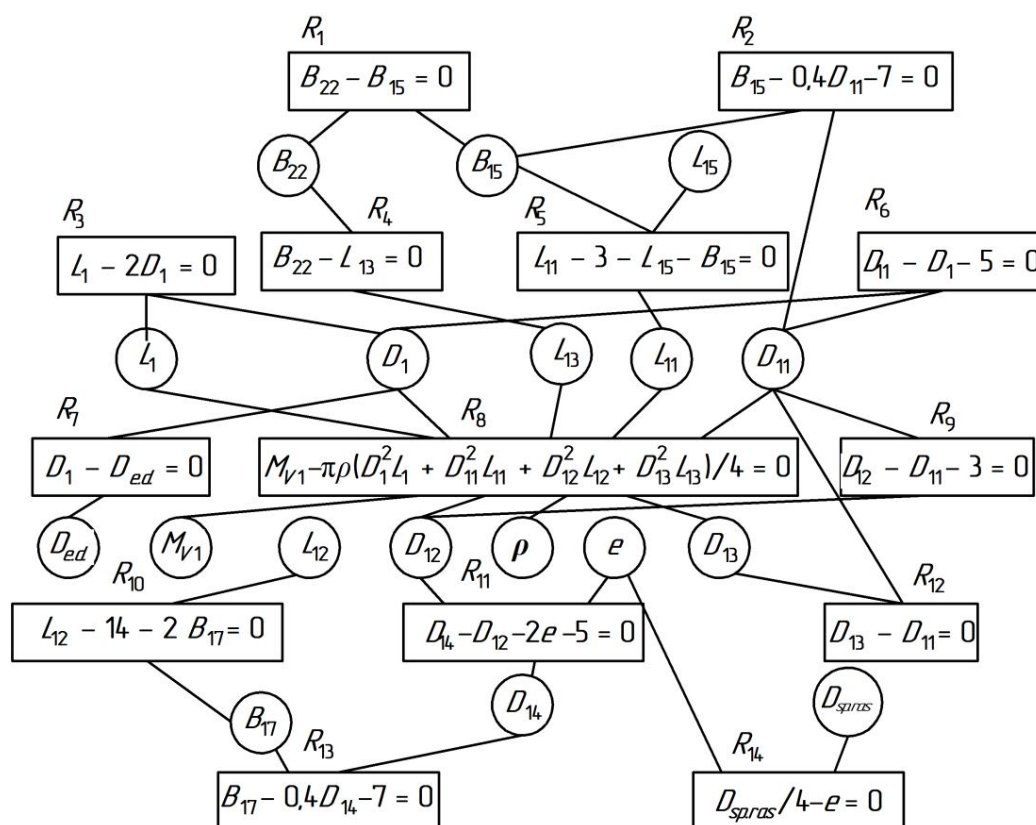


Рис. 12. Функциональная семантическая сеть для расчета массы ведущего вала:
 M_{V1} – масса ведущего вала; ρ – плотность материала ведущего вала; B_{15} – ширина правого подшипника на ведущем валу; B_{22} – ширина левого подшипника на ведущем валу; B_{17} – ширина подшипника на эксцентрике; $D_{e.d.}$ – диаметр вала электродвигателя; $D_{sp.ras.}$ – диаметр шарового плунжера

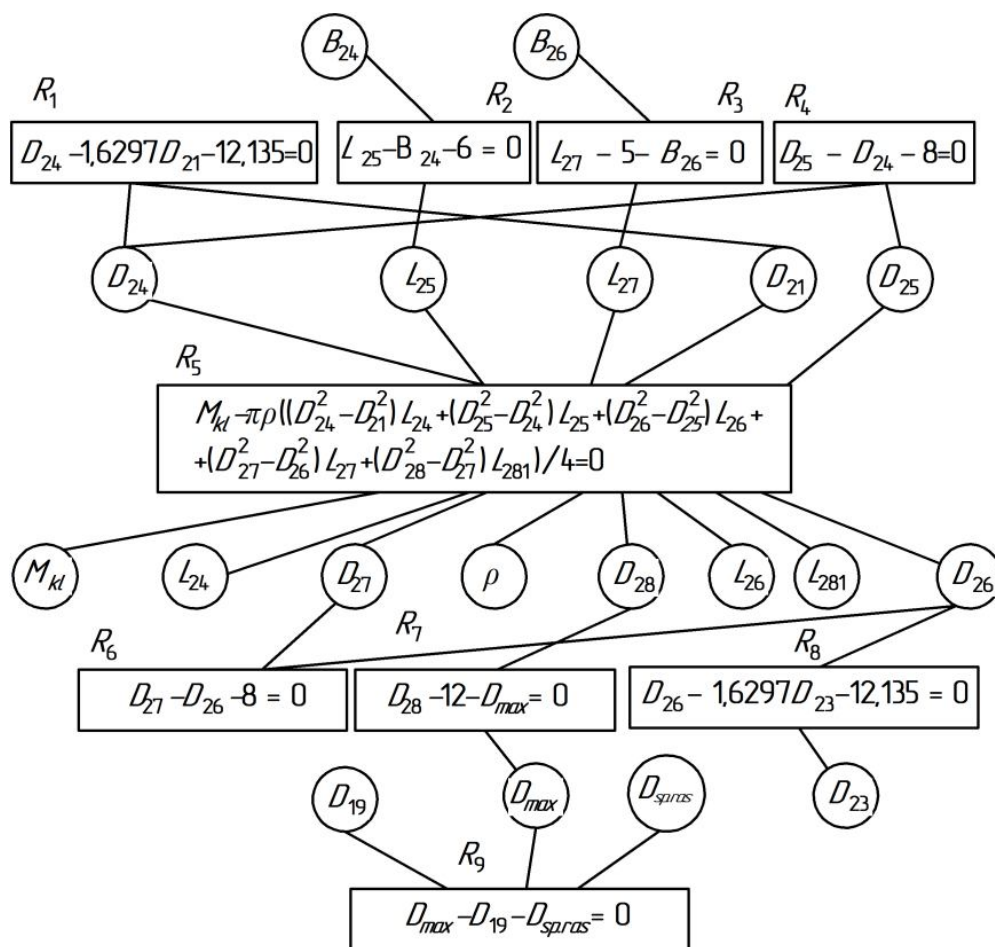


Рис. 13. Функциональная семантическая сеть для расчета массы крышки левой: M_{kl} – масса крышки левой; ρ – плотность материала крышки; B_{24} – ширина левого подшипника на ведомом валу; B_{26} – ширина правого подшипника на ведомом валу; $D_{sp.ras.}$ – диаметр шарового плунжера; D_{max} – наибольший диаметр зубчатого венца центрального колеса

Функциональные семантические сети, представленные на рис. 8–14, изображены в виде графов, где вершины-окружности являются параметрами радиально-плунжерного редуктора, а вершины-прямоугольники содержат расчетные зависимости между ними. Такое представление семантических сетей позволяет наглядно показать взаимосвязи между параметрами редуктора.

Для объединения результатов совместной работы сетей, представленных на рис. 8–14, в общую сеть для обеспечения минимальной удельной массы редуктора следует обеспечить обмен данными между ними. С этой целью были выделены параметры, по которым происходит «сшивание» сетей.

Так, функциональная семантическая сеть, представленная на рис. 8, связана с сетями, изображенными на рис. 9, 10, 12, параметром $D_{sp.ras.}$

Параметры, по которым происходит «сшивание» сетей, изображенных на рис. 9–14, приведены в табл. 1.

Применение обобщенной функциональной семантической сети, включающей набор из 64 отношений, учитывающих 83 параметра, дает возможность решать задачи, связанные с выбором рациональных значений параметров, обеспечивающих наименьшую удельную массу радиально-плунжерного редуктора, что позволяет более обосновано подходить к их проектированию.

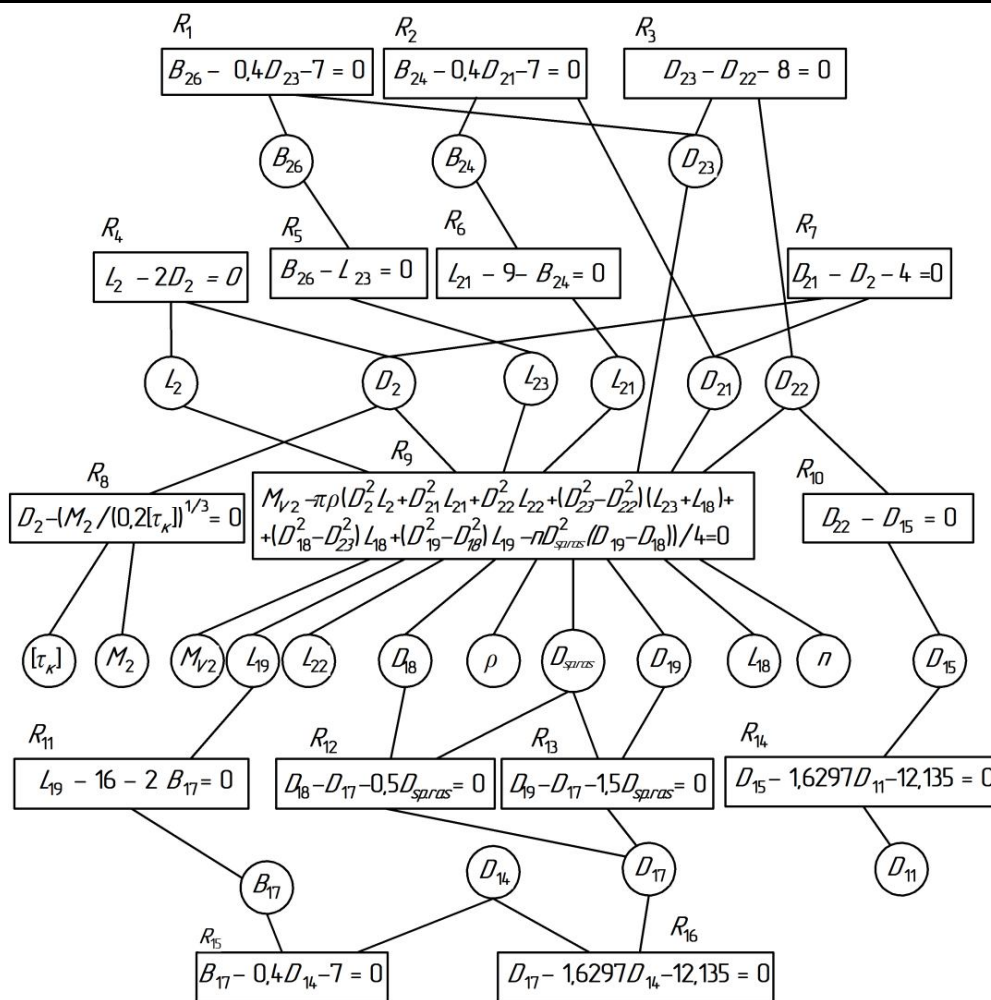


Рис. 14. Функциональная семантическая сеть для расчета массы ведомого вала: M_{V2} – масса ведомого вала; ρ – плотность материала ведомого вала; M_2 – момент на ведомом валу; $[\tau_\kappa]$ – допускаемое напряжение при кручении ведомого вала; B_{26} – ширина правого подшипника на ведомом валу; B_{24} – ширина левого подшипника на ведомом валу; B_{17} – ширина подшипника на эксцентрик; n – количество шаровых плунжеров; $D_{sp,ras}$ – диаметр шарового плунжера

Таблица 1

Параметры, связывающие семантические сети

Сеть, представленная на	Сети, представленные на					
	рис. 9	рис. 10	рис. 11	рис. 12	рис. 13	рис. 14
рис. 9	-	M_{kp}, D_{11}	D_{11}	D_{11}, B_{15}	-	D_{11}
рис. 10	M_{kp}, D_{11}	-	M_k, D_{11}	$M_{V1}, D_{11}, D_{14}, D_{13}, D_{12}$	M_{kl}, D_{21}	$M_{V2}, D_{11}, D_{14}, D_{23}$
рис. 11	D_{11}	M_k, D_{11}	-	D_{11}	-	B_{17}, D_{17}, D_{11}
рис. 12	D_{11}, B_{15}	$M_{V1}, D_{11}, D_{14}, D_{13}, D_{12}$	D_{11}	-	-	D_{11}, D_{14}
рис. 13	-	M_{kl}, D_{21}	-	-	-	$D_{19}, D_{23}, B_{24}, B_{26}$
рис. 14	D_{11}	$M_{V2}, D_{11}, D_{14}, D_{23}$	B_{17}, D_{17}, D_{11}	D_{11}, D_{14}	$D_{19}, D_{23}, B_{24}, B_{26}$	-

Рассмотрим процедуру поиска рациональных значений на основе использования функциональных семантических сетей.

Функциональная семантическая сеть является неориентированным графом, т. к. только при постановке условия расчетной задачи станет известно, какие параметры являются входными, а какие выходными для отношений сети [8].

Каждое отношение сети имеет несколько разрешений. Так, например, отношение R_9 функциональной семантической сети, изображенной на рис. 13, имеет три разрешения относительно параметров D_{max} , D_{19} и $D_{sp.ras}$ (рис. 15).

Покажем процесс поиска решений на примере решения задачи, определяющей диаметр наружной поверхности левой крышки редуктора D_{28} . При этом исходными данными являются: масса крышки M_{kl} ; плотность материала крышки ρ ; диаметральные размеры D_{26} , D_{24} ; линейные размеры L_{26} , L_{281} ; ширина левого подшипника на ведомом валу B_{24} ; ширина правого подшипника на ведомом валу B_{26} .

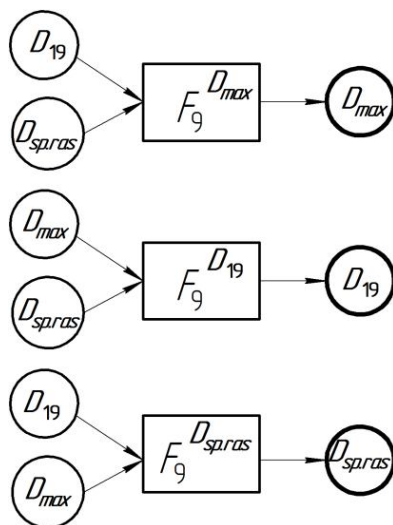


Рис. 15. Разрешения отношения R_9

При решении поставленной задачи необходимо определить минимально замкнутую систему отношений сети, построение которой позволяет указать какие разрешения должны быть у каждого из них и какие параметры являются входными для них. Поскольку в данном случае параметры D_{23} , D_{19} , $D_{sp.ras}$, D_{max} вычислять не требуется, то отношения R_7 – R_9 использоваться не будут, и тем самым минимально замкнутая подсистема отношений состоит лишь из R_1 – R_6 .

Таким образом, у отношений, входящих в минимально замкнутую систему, выявляются входные и выходные параметры, что приводит к преобразованию их в соответствующие функции. Так, например, для отношения R_1

$$R_1 = \{ D_{21} - (D_{24} - 12,135) / 1,6297 = 0 \} \rightarrow F_1 = \{ D_{21} = (D_{24} - 12,135) / 1,6297 \}.$$

В результате этого происходит формирование цепочек функций (рис. 16) и преобразование неориентированного двудольного графа (рис. 14), представляющего собой функциональную семантическую сеть, в ориентированный граф решения задачи (рис. 17).

У ориентированного графа решения задачи (рис. 17) вершины-окружности являются параметрами проектируемой системы, а вершины-прямоугольники содержат функции, в которые отношения были преобразованы.

Возможность преобразования функциональных семантических сетей в последовательность вычисляемых функций позволяет автоматизировать процедуру поиска рациональных значений параметров проектируемой системы, обеспечивающих снижение ее массогабаритных показателей.

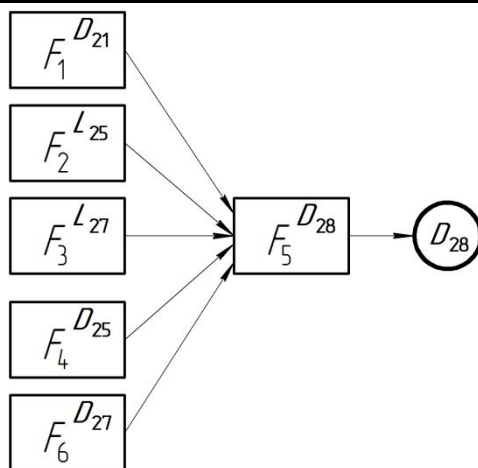


Рис. 16. Цепочка функций для решения поставленной задачи

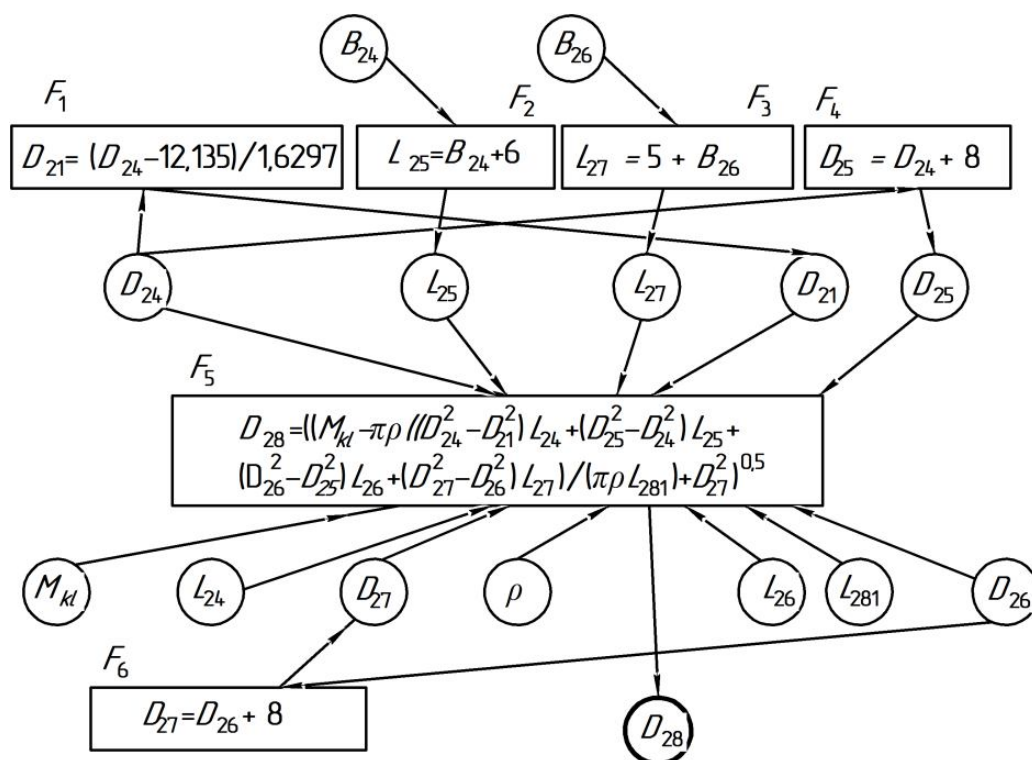


Рис. 17. Ориентированный граф решения задачи

Таким образом, средством проектирования радиально-плунжерных редукторов могут стать компьютерные программы, использующие технологии функциональных семантических сетей, обеспечивающих построение эффективных алгоритмов поиска рациональных значений параметров радиально-плунжерных редукторов на основе учета функциональных взаимосвязей его конструктивных параметров с его удельной массой.

Список литературы

1. Пашкевич, В.М. Управление точностью обработки деталей машин на основе использования семантических сетей / В.М. Пашкевич, М.Н. Миронова // Вестник Гомельского государственного технического университета имени П.О. Сухого. – 2012. – № 1. – С. 14–21.
2. Поспелов, Г. С. Искусственный интеллект – основа новой информационной технологии / Г.С. Поспелов – М.: Наука, 1988. – 280 с.

3. Гаврилова, Т.А. Базы знаний интеллектуальных систем / Т.А. Гаврилова, В.Ф. Хорошевский. – СПб: Питер, 2000. – 384 с.
4. Рассел, С. Искусственный интеллект: современный подход / С. Рассел, П. Норвиг. – 2-е изд. – М.: Вильямс. – 2006. – 1408 с.
5. Искусственный интеллект: справочник: в 3 кн. / Д.А. Попов [и др]; под ред. Д. А. Попова. – М.: Радио и связь, 1990. – Кн. 2: Модели и методы. – 304 с.
6. Пашкевич, В.М. Самообучающиеся системы искусственного интеллекта в машиностроении / В.М. Пашкевич, Ж.А. Мрочек. – Могилев: МГТУ, 2003. – 423 с.
7. Братко, И. Программирование на языке Пролог для искусственного интеллекта / И. Братко. – М.: Мир, 1990. – 559 с.
8. Пашкевич, В.М. Многофакторная оптимизация параметров обработки на основе использования семантических сетей / В.М. Пашкевич, М.Н. Миронова // Вестник Белорусско-Российского университета. – 2011. – № 4. – С. 51–61.
9. Миронова, М.Н. Интеллектуальная система для расчета станочных приспособлений / М.Н. Миронова // Вестник Полоцкого государственного университета. – 2010. – № 2. – С. 26–33.
10. Пашкевич, В.М. Методология комплексного решения технологических задач на основе использования функциональных семантических сетей / В.М. Пашкевич, М.Н. Миронова // Вестник Белорусско-Российского университета. – 2013. – № 2. – С. 95–105.

Сведения об авторах

Пашкевич Виктор Михайлович - доктор технических наук, доцент, проректор по научной работе ГУ ВПО «Белорусско-Российский университет», *pvm@bk.ru*.

Миронова Марина Николаевна, старший преподаватель кафедры «Технологии машиностроения» ГУ ВПО «Белорусско-Российский университет», *MarinaMN16@mail.ru*.

CALCULATION OF PARAMETERS OF RADIAL-PISTON REDUCER BASED ON THE USE OF FUNCTIONAL SEMANTIC NETWORKS

Pashkevich V.M., Mironova M.N.

State Institution of Higher Professional Education «Belarusian-Russian University»

The questions of calculation of parameters of radial-piston reducer are considered in this article. It is used the approach which is based technologies of functional semantic networks. It is considered possibility applications of functional semantic networks for calculation of parameters of radial-piston reducer. Semantic networks to calculate the mass of the radial piston reducer are given.

Key words: *radial-piston reducer, artificial intelligence, functional semantic networks.*

DOI: 10.22281/2413-9920-2016-02-04-52-63

References

1. Pashkevich V. M., Mironova M. N. Management of the accuracy of processing of details of cars on the basis of use of semantic networks. *The Bulletin of the Gomel state technical university of P. O. Sukhy*, 2012, No. 1, pp. 14–21.(in Russian).
2. Pospelov G.S. *Artificial intelligence – a basis of new information technology*. Moscow, Nauka, 1988. 280 p. (in Russian).
3. Gavrilova T.A. *Knowledge Base of Intelligent Systems*. SPb, Piter, 2000. 384 p. (in Russian).

4. Russel C. *Artificial Intelligence: a modern approach*. Moscow, Williams, 2006. 1408 p. (in Russian).
5. Popov D.A. ed. *Artificial Intelligence. Book 2: Models and methods*. Moscow, Radio i svyaz, 1990. 304 p. (in Russian).
6. Pashkevich V.M., Mrochek G.A. *Self-learning artificial intelligence systems in mechanical engineering*. Mogilev: MGTU, 2003. 423 p. (in Russian).
7. Bratko I. *Programming in Prolog for Artificial Intelligence*. Moscow, Mir, 1990. 559 p. (in Russian).
8. Pashkevich V.M., Mironova, M.N. Multiple-factor optimization of parameters of processing on the basis of use of functional semantic networks. *The Bulletin of the Belarusian-Russian university*, 2011, No.4, pp. 51–61. (in Russian).
9. Mironova M.N. Intellectual system for calculation of machine adaptations. *The Bulletin of the Polotsk state university*, 2010, No.2, pp. 26–33. (in Russian).
10. Pashkevich V.M. Mironova M.N. Metodologiya of the complex solution of technological tasks on the basis of use of functional semantic networks. *The Bulletin of the Belarusian-Russian university*, 2013, No.2, pp. 95–105. (in Russian).

Authors' information

Victor M. Pashkevich - Doctor of Technical Sciences, Associate professor, Vice rector for Science at Belarusian-Russian University, *pvm@bk.ru*.

Marina N. Mironova, senior lecturer at Department of Engineering Technology at Belarusian-Russian University, *MarinaMNI6@mail.ru*.

Дата публикации
(Date of publication):
25.12.2016

УДК 625.7.074 (621.879)

ПОВЫШЕНИЕ ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ ПРИЦЕПНОГО СКРЕПЕРА

Нилов В.А.¹, Федоров Е.В.²

¹ – Воронежский государственный технический университет

² - ВУНЦ ВВС «ВВА имени профессора Н.Е. Жуковского и Ю.А. Гагарина»

Рассмотрен вопрос совершенствования эксплуатационно-технических характеристик прицепного скрепера за счет применения комбинированной ножевой системы, сочетающей в одной машине широко распространенную ступенчатую ножевую системы и совковый режущий орган. Показана практическая возможность получения ровного забоя, повышения интенсивности заполнения ковша, рационального распределения грунта в ковше в условиях свободного резания, а также заполнения ковша при увеличенной глубине резания грунта, без привлечения дополнительных машин. Получены данные о величине коэффициента удельного сопротивления резанию при ширине свободного резания в пределах 1,0...2,2 м.

Ключевые слова: совковый режущий орган, комбинированная ножевая система, блокированное и свободное резания грунта, способ копания грунта.

DOI: <https://doi.org/10.22281/2413-9920-2016-02-04-64-70>

В Российской Федерации остро стоит проблема развития опорной сети автомобильных дорог, стоимость строительства которых существенно зависит от набора применяемых машин для возведения земляного полотна. Отличительной особенностью скреперов является их универсальность. Они одновременно заменяют несколько машин: разрабатывают грунт, перемещают его на необходимое расстояние, разравнивают грунт в отвале и предварительно его уплотняют. К сожалению, в настоящее время эти работы при строительстве автодорог выполняют универсальные экскаваторы, самосвалы, бульдозеры и машины для уплотнения грунта, что не может не отразиться на увеличении стоимости разработки земляного полотна.

Учитывая значительный объем земляных работ в России и необходимость рационального расходования средств, снижения стоимости земляных работ, за счет применения скреперов, спроектированных на основе новых исследований, обеспечивающих уменьшение энергоемкости разработки грунта и увеличение его производительности, является важной научно-технической задачей.

Одним из действенных способов увеличения производительности скреперов является совершенствование их ножевой системы с целью снижения усилия копания и обеспечения надлежащей прочности и жесткости и хороших планирующих качеств. Основные требования к современной ножевой системе сводятся к следующим [1]:

- эффективно разрушать (отделять от массива) грунт, т.е. иметь низкое сопротивление резанию;
- обеспечивать возможно большую толщину срезаемой стружки в заключительной стадии заполнения ковша;
- распределять грунт равномерно как в заднюю, так и в переднюю часть ковша;
- обладать высокой жесткостью и прочностью;
- обеспечивать высокие планирующие качества скреперу;
- иметь простую и надежную конструкцию.

В настоящее время наибольшее распространение имеет ступенчатая ножевая система [2] со средними выступающими ножами, имеющая постоянный угол резания $\alpha \approx 30^{\circ} \dots 35^{\circ}$. Такая ножевая система имеет наиболее простую и надежную конструкцию, обеспечивает достаточно хорошие планирующие качества, обладает высокой жесткостью и прочностью.

Однако ступенчатая ножевая система не обеспечивает необходимую в конце заполнения ковша толщину стружки. В результате существенно затрудняется заполнение ковша особенно в заключительной стадии копания и ухудшается заполнение передней части ковша. Достоинством ступенчатой ножевой системы являются её высокая прочность и жесткость.

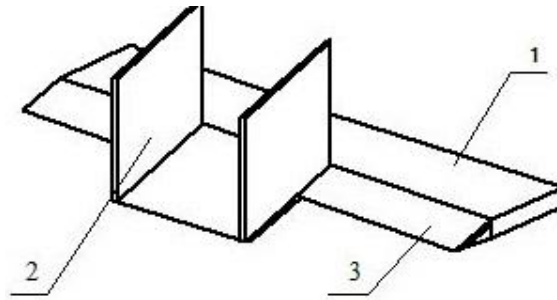


Рис. 1. Совковый режущий орган: 1 – днище ковша; 2 – сменный совковый орган; 3 – подножевая плита

Научные исследования показали, что ширина резания существенно влияет на эффективность заполнения ковша скрепера, особенно на заключительной стадии копания. Установлено, что ковш скрепера с совковыми режущими органами (рис. 1) существенно (на 20...25%) снижает сопротивление копанию (рис. 2) [3]. Однако при этом ухудшаются планирующие качества скрепера в отвале и ровность забоя. Для устранения этих недостатков необходимо применение дополнительных машин: бульдозера и скрепера со ступенчатой ножевой системой.

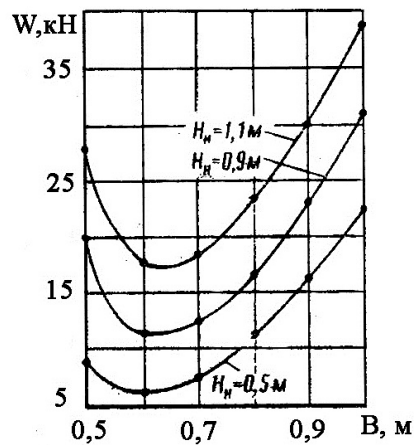


Рис. 2. Влияние ширины резания совковым режущим органом на сопротивление копанию

Создан и прошел исследования скрепер (рис. 3) с комбинированной ножевой системой [4], сочетающей в одном ковше две ножевые системы: стандартную с выступающими средними ножами и совковый режущий орган, который установлен на передней заслонке ковша (рис. 4).



Рис. 3. Опытный образец скрепера с комбинированной ножевой системой на базе скрепера ДЗ-111

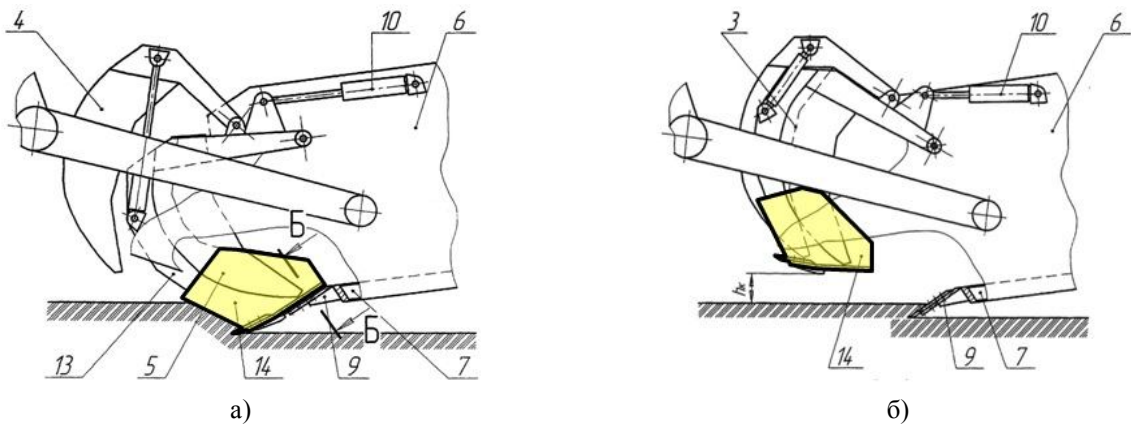


Рис. 4. Комбинированная ножевая система скрепера:
 а - копание совковым режущим органом; б - копание полной шириной

Ковш 6 снабжен первой стандартной ступенчатой ножевой системой 9, жестко соединенной с днищем 7. Вторая ножевая система – совковый режущий орган 14 жестко установлена на передней заслонке 3, соединенной с ковшом 6 гидроцилиндрами привода 10. Совковый режущий орган 14 имеет свою дополнительную заслонку 4 с приводом.

Применение комбинированной ножевой системы позволяет разрабатывать грунт следующими способами: полной шириной ковша; уменьшенной шириной - совковым режущим органом; сначала полной шириной ковша, а завершающую часть копания - совковым режущим органом для интенсификации заполнения ковша; в условиях наименее энергоёмкого свободного резания (боковые стенки ковша не участвуют в процессе резания). Однако наиболее рациональным является последний способ. Он основан на использовании комбинированной ножевой системы, позволяющей после двух проходов совковым режущим органом на определенном расстоянии, оставшийся между ними грунт разрабатывать в условиях наименее энергоемкого свободного резания, без применения дополнительного толкача (рис. 5), в результате чего получаем чистый, ровный забой (рис. 6) и полностью заполненный ковш (рис. 7).

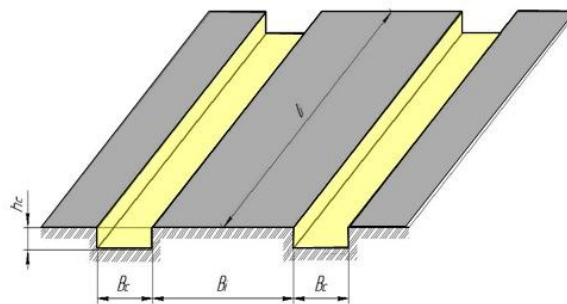


Рис. 5. Схема разработки забоя для заполнения ковша в условиях свободного резания



Рис. 6. Чистый, ровный забой после работы скрепера с комбинированной ножевой системой



Рис. 7. Окончательное заполнение ковша (3 проход)

Выполнены исследования по заполнению ковша скрепера в условиях свободного резания и получены экспериментальные значения удельного сопротивления резанию при ширине копания в пределах 1,0...2,2 м.

Для испытаний была подготовлена горизонтальная площадка «грядка» согласно схеме представленной на рисунке 8, высотой $h_c = 0,2 \dots 0,3$ м и шириной $B_i = 2,2$ м.



Рис. 8. След после прохода совковым режущим органом со смещением

Ковш скрепера устанавливали на заданную толщину резания, которая оставалась постоянной в ходе исследований, копание выполнялось без заглабления ковша. Для записи усилия резания служил датчик, фиксирующий горизонтальное и вертикальное взаимодействие скрепера и тягача.

Резание грунта прекращалось при достижении грунтовой стружки половины длины днища. Затем ковш перемещали назад, из него выгружали грунт и опыт повторяли. Для перехода на меньшую ширину резания «грядку» подрезали до следующей меньшей ширины и повторяли все необходимые процедуры. Заполнение ковша выполняли при различной ширине b свободного резания (2,2; 1,8; 1,6; 1,4; 1,2 и 1,0 м). Исследования проходили в сухую погоду на суглинистом грунте практически III категории прочность 12...18 ударов ударника ДорНИИ при влажности (0,4...0,5) ω_0 .

Удельное сопротивление грунта свободному резанию рассчитывалось по зависимости:

$$K_{св.рез.} = \frac{P_{св.рез.} - P_f}{b \cdot h(1 + \mu \cdot \rho)},$$

где: $P_{св.рез.}$ – сопротивление, фиксируемое датчиком силы тяги, кН; P_f – сопротивление качению ковша скрепера, кН; b – ширина свободного резания, м; h – глубина резания, м; μ – коэффициент трения грунта по стали; ρ – соотношение вертикальной и горизонтальной составляющих сопротивления резанию, $\rho = 0,2$.

Исследования показали, что удельное сопротивление грунта *блокированному резанию* составляет 86,5 и 90 кН/м² для ширины резания 1,4 и 2,5 м, т.е. практически не зависит от ширины. Удельное сопротивление грунта *свободному резанию* зависит от ширины резания, его средняя величина при ширине свободного резания 1,4 м составляет 61,7 кН/м², что на 28,6 % меньше, чем для блокированного резания совковым режущим органом (при этом практически на такую же величину уменьшается усилие резания) (рис. 9).

При заполнении ковша скрепера в условиях свободного резания отмечено, что размещение грунта в ковше при ширине резания 2,2 м практически не отличается от размещения грунта в ковше при блокированном резании всей шириной ковша 2,43 м. При ширине свободного резания меньше 1,6 м ухудшается заполнение области передней заслонки (рис. 10).

По результатам проведенных испытаний были выработаны рекомендации по рациональному распределению грунта в ковше скрепера в условиях свободного резания:

1. Ковш скрепера сначала заполняли на $\frac{1}{4}$ часть, затем останавливали скреперный агрегат. Перемещали заднюю стенку ковша вперед до конца и возвращали ее в исходное положение. Скреперный агрегат продолжал движение до полной загрузки ковша.

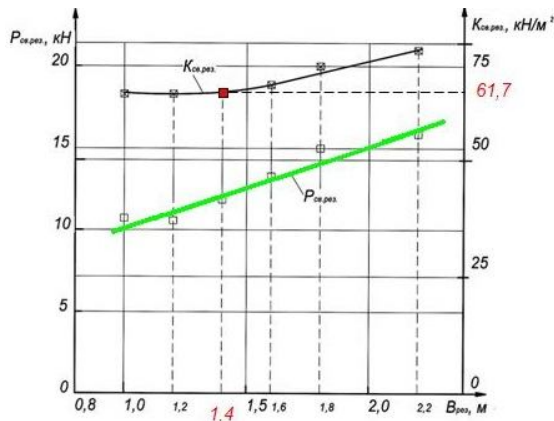


Рис. 9. Зависимость усилия свободного резания $P_{св.рез.}$ и удельного сопротивления свободному резанию $K_{св.рез.}$ от ширины резания



Рис. 10. Заполнение ковша в условиях свободного резания при ширине меньше 1,6 м

2. Скреперный агрегат начинал копание грунта с выдвинутой вперед задней стенки полностью. По мере заполнения передней части ковша, отодвигали заднюю стенку назад на ходу и завершали заполнение ковша.

3. Скреперный агрегат начинал копание грунта с выдвинутой вперед задней стенки до середины ковша, затем ее сдвигали вперед до полного заполнения области передней за-слонки. После чего заднюю стенку полностью перемещали назад и завершали заполнение ковша.

Применение рекомендаций по рациональному распределению грунта в ковше скрепера в условиях свободного резания позволило улучшить заполнение области передней за-слонки и ковша в целом. При этом отмечено, что быстрое перемещение задней стенки назад уменьшает высоту грунта в ковше в средней фазе заполнения, что благоприятно сказывается на уменьшении общего времени заполнения ковша.

Разработку грунта скреперами в условиях свободного резания можно обеспечить и для серийных скреперов со ступенчатой ножевой системой за счет пропуска между проходками ковшей (рис. 8) неразработанных участков грунта (если это позволяет ширина забоя, например, при мелиоративных работах) шириной (0,5...0,6) ширины ковша скрепера. Затем такие участки разрабатывают этими же скреперами уже в условиях свободного резания.

В результате проведенных исследований установлено:

1. Разработана конструкция комбинированной ножевой системы, которая обеспечивает возможность разработки грунта как полной, так и уменьшенной шириной копания при минимальной энергоемкости копания.

2. Разработан способ копания грунта скреперным агрегатом с минимальной энергоемкостью заполнения ковша, без привлечения дополнительных машин, позволяющий уменьшить удельную энергоемкость копания с 3,18 до 2,05 кНм/(м³/ч) при сокращении пути заполнения с 37,2 до 29,6 м в конце процесса копания.

3. Получены данные о величине коэффициента удельного сопротивления резанию при ширине свободного резания в пределах 1,0...2,2 м и установлено, что свободное резание уменьшает удельный коэффициент сопротивления грунта резанию на 17...25 % в зависимости от ширины резания.

4. Разработаны рекомендации по заполнению ковша скрепера грунтом при копании в условиях свободного резания в пределах 1,0...2,2 м.

Список литературы

1. Нилов, В.А. Развитие ножевых систем скреперов с изменяемой шириной резания / В.А. Нилов, Е.В. Федоров // Межвузовский сборник научно-методических трудов «Академические Жуковские чтения». ВУНЦ ВВС «ВВА». - 2014. – С. 159-163.

2. Зеленин, А.Н. Машины для земляных работ / А.Н. Зеленин, В.И. Баловнев, И.М. Керов. - М.: Машиностроение, 1975. – 424 с.
3. Борисенков, В.А. Исследование работы скрепера с совковым режущим органом / В.А. Борисенков, В.А. Кацин // Транспортное строительство. – 1972. – № 12. - С. 50-51.
4. Пат. 2467129 Российской Федерации, МПК⁷ Е 02 F 3/64. Ковш скрепера / Нилов В.А., Летуновский К.П., Бударин Р.Э., Нилова В.И.; заявитель и патентообладатель Воронежский государственный технический университет. - № 2010102451/03; заявл. 25.01.2010; опубл. 27.07.2011, Бюл. № 21.

Сведения об авторах

Нилов Владимир Александрович - доктор технических наук, профессор, профессор ФГБОУ ВО «Воронежский государственный технический университет», vladnil1014@mail.ru.

Федоров Евгений Владимирович – преподаватель ФГКВБОУ ВПО «Военный учебно-научный центр Военно-воздушных сил «Военно-воздушная академия имени профессора Н.Е. Жуковского и Ю.А. Гагарина» (г. Воронеж)», geka.fv@mail.ru.

INCREASING PRODUCTIVITY OF TRAILED SCRAPER

Nilov V.A.¹, Fedorov E.V.²

¹ - Voronezh State Technical University

² - Military academy of a name of prof. N.E. Zhukovsky and Y.A. Gagarin

Considered the issue of improving the operational characteristics of trailing scraper through the use of a combined knife system, which combines in one machine the widespread speed stab system and shovels cutting on. Requirements are formulated to knife scraper systems and the new combined knife system. It allows you to develop soil in terms of minimum energy and the free cutting of the soil. The practical possibility of obtaining a smooth face, more intense filling of the bucket, rational distribution of soil in the bucket in conditions of free cutting and filling of the bucket when the increased cutting depth of soil, without additional machines. The obtained data on the value of the coefficient of the specific resistance to cutting when the width of the free cut in the range of 1.0 to 2.2 m. The recommendations for a rational distribution of the soil in the bucket during the free cutting.

Keywords: *shovels on the cutter, combined cutter system, blocked and free cutting of soil, method of soil digging.*

DOI: <https://doi.org/10.22281/2413-9920-2016-02-04-64-70>

References

1. Nilov V.A., Fedorov E.V. Development of knife systems scrapers with adjustable cutting width. Interuniversity collection of scientific and methodical works “Zhukovskie Akademicheskie chteniya”. VUNTS VVS "VVA", 2014, pp. 159-163.
2. Zelenin A.N., Balovnev V.I., Kerov I.M. *Mashiny dlya zemlyanykh rabot* [The earth-moving machines]. Moscow, Mashinostroenie, 1975. 424 p.
3. Borisenkov V.A., Katsin V.A. Study of working of scraper shovels with cutting on. *Transportnoe stroitelstvo*, 1972, No. 12, pp. 50-51.
4. Patent RU 2467129. *Kovsh skrepera* [Scraper bowl]. Nilov V.A., Letunovskiy K.P., Budarin R.E., Nilova V.I. Declared 25.01.2010. Published 27.07.2011.

Authors' information

Vladimir A. Nilov - Doctor of Technical Science, professor of Department of Automated equipment engineering production at Voronezh State Technical University, *vladnil1014@mail.ru*.

Eugene V. Fedorov - the lecturer of Military Educational center of science of Military-air force at Military academy of a name of prof. N.E. Zhukovsky and Y.A. Gagarin (Voronezh), *geka.fv@mail.ru*.

Дата публикации
(Date of publication):
25.12.2016

УДК 621.867

АНАЛИЗ ВЛИЯНИЯ КОНСТРУКТИВНЫХ ПАРАМЕТРОВ ВЕРТИКАЛЬНО-ЗАМКНУТОЙ ТРАССЫ КОНВЕЙЕРА С ПОДВЕСНОЙ ЛЕНТОЙ И РАСПРЕДЕЛЕННЫМ ПРИВОДОМ НА ЕГО ТЕХНИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ

Толкачев Е.Н.

Брянский государственный университет имени академика И.Г. Петровского

Для эталонной конструкции конвейера с подвесной лентой и распределенным приводом выполнена серия численных расчетов, по результатам которой установлено влияние конструктивных параметров вертикально-замкнутой трассы на главные технические показатели конвейера. Сформулированы рекомендации по выбору рациональных параметров.

Ключевые слова: вертикально-замкнутая трасса, ленточный конвейер, подвеска, подвесная лента, распределенный привод, рациональные параметры, численный анализ.

DOI: <https://doi.org/10.22281/2413-9920-2016-02-04-71-82>

Исследование выполнено при финансовой поддержке гранта РФФИ для научных проектов, выполняемых молодыми учеными (Мой первый грант) № 16-38-00058.

Технический прогресс в области конвейерного транспорта в одном из направлений привел к созданию нового вида ленточного конвейера – конвейера с подвесной грузонесущей лентой [1]. В настоящее время известны конструкции такого вида конвейера, в которых отсутствуют приводная и натяжная станции, а подвески, удерживающие ленту в подвешенном желобчатом положении, оборудованы индивидуальными приводами, питающимися от токоведущих троллей и приводящими систему в движение [2-6].

Между тем вопросы проектирования и расчета находятся на стадии научной проработки. К настоящему времени известен ряд публикаций, посвященных выбору рациональных параметров элементов конвейера с подвесной лентой и распределенным приводом. Так в работе [7] предствалены результаты исследования влияния параметров подвесок дискретного участка (структурной группы, состоящей как минимум из одной пары приводных ведущих подвесок, а также некоторого количества пар неприводных ведомых), на тяговые и сцепные характеристики ведущей подвески. А в работах [8; 9] проводятся исследования влияния количественного сочетания подвесок разных типов и шага их расположения на трассе, а также влияния конструктивных параметров приводных и неприводных подвесок на главные технические характеристики конвейера с подвесной лентой и распределенным приводом.

Установление рациональных конструктивных параметров позволяет обеспечить благоприятное сочетание главных технических характеристик конвейера, определяющих энергоемкость транспортирования, производительность конвейерной установки, а также ресурс грузонесущей ленты. Среди рассчитываемых технических характеристик – общая мощность конвейера, скорость транспортирования груза, а также напряжения в ленте. Методика расчета общей мощности и скорости конвейера по результатам численного интегрирования изложена в работе [9]. Необходимость и порядок определения напряжений в ленте рассматривается ниже.

Передача тягового усилия между подвесками конвейера, подвесное исполнение грузонесущего органа и отсутствие поддерживающих опор на грузовой и холостой ветви, а также образуемая желобчатость поперечного сечения ленты являются определяющими факторами при формировании напряженно-деформированного состояния ленты. Учитывая, что сокращение напряжений позволяет использовать меньшее количество прокладок тягового каркаса ленты и тем самым уменьшить погонную нагрузку, а также при сохранении типоразмера грузонесущей ленты способствует увеличению долговечности этого дорогостоящего и наиболее ответственного элемента, то считается рациональным сокра-

щение эквивалентных напряжений в опасных точках сечения ленты, а также размаха их изменения по длине конвейера до минимальных значений.

Под действием сил, приложенных со стороны движущихся подвесок конвейера, в продольном направлении грузонесущей ленты возникают нормальные напряжения растяжения или сжатия, которые рассчитываются как

$$\sigma_x = \frac{F_{lx}}{A_{lyz}},$$

где F_{lx} – продольная сила; A_{lyz} – площадь поперечного сечения тягового каркаса конвейерной ленты.

Величина продольной силы в ленте складывается из сил упругости F_{ynp} и демпфирования F_{duc} :

$$F_{lx} = F_{ynp} + F_{duc} = 2c(x_i - x_{i-1} - h_n) + 2k_i(\dot{x}_i - \dot{x}_{i-1}),$$

где x – линейное перемещение подвески; \dot{x} – линейная скорость подвески; c – приведенная жесткость упругого элемента (ленты); k_i – коэффициент сопротивления демпфирующего элемента; h_n – шаг расположения подвесок.

Площадь поперечного сечения тягового каркаса ленты:

$$A_{lyz} = B \cdot y_{max} = B \cdot i_0 \delta_0,$$

где B – ширина ленты; y_{max} – толщина тягового каркаса; δ_0 – толщина тяговой прокладки; i_0 – количество тяговых прокладок.

На конечных поворотных участках трассы конвейера лента дополнительно испытывает нормальные напряжения от изгиба в продольном направлении. Согласно [10] в таких случаях нормальные напряжения могут быть определены как

$$\sigma_{xy}^{изг} = \frac{E_{xy}y}{R},$$

где E_{xy} – модуль упругости в продольном направлении; $y = 0,5y_{max}$ – расстояние от изгибаемого волокна до нейтрального слоя.

Подвешенная с помощью подвесок между направляющими качения грузонесущая конвейерная лента в поперечном сечении испытывает растягивающие напряжения от силы тяжести транспортируемого материала и ленты, а также изгиба.

В расчетах принято, что в точке A поперечного сечения ленты, располагающейся на дне (рис. 1), напряжения от растяжения, возникающие от погонной нагрузки со стороны груза и ленты, равны нулю, и действующие напряжения формируются только за счет изгиба грузонесущего полотна.

В таком случае растягивающие напряжения, действующие в поперечном направлении ленты равны

$$\sigma_z^{\partial n} = \sigma_{yz}^{изг} = E_{yz}yk,$$

где $E_{yz} = (0,2...0,5)E_{xy}$ – модуль упругости в поперечном направлении ленты [11]; E_{xy} – модуль упругости в продольном направлении ленты; k – кривизна ленты.

Известно, что кривизна кривой может быть определена по зависимости [12]:

$$k = \frac{y''(z)}{(1 + (y'(z))^2)^{3/2}},$$

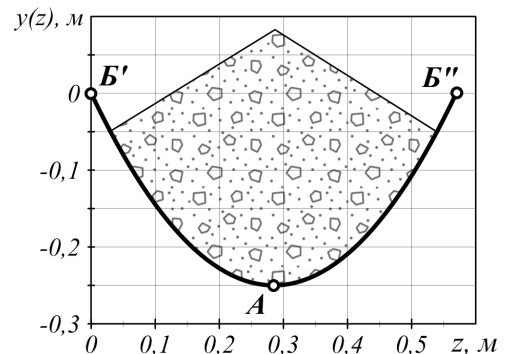


Рис. 1. Поперечное сечение ленты конвейера

где $y(z)$ – функция зависимости профиля ленты от расстояния между направляющими качения, полученная в работе [13]:

$$y(z) = \left(\frac{1730}{L_{0\%}^{1,87}} - 1580 \right) \left(\left(2 - e^{0,0338L_{0\%}} \right)^{\frac{z}{B \cdot L_{0\%}}} + e^{0,0338 \frac{z}{B}} - 2 \right).$$

В случае расчета растягивающих напряжений по дну ленты координата z принимает значение:

$$z = 0,5B \cdot L_{0\%}.$$

Другой расчетный случай соответствует определению напряжений по краю борта ленты в точке B' или B'' (рис. 1). Здесь растягивающие напряжения от погонной нагрузки со стороны ленты и груза складываются с напряжениями от изгиба:

$$\sigma_z^{kp} = \sigma_z^p + \sigma_{yz}^{изг}.$$

Растягивающие напряжения от погонной нагрузки груза и ленты рассчитываются как

$$\sigma_z^p = \frac{T}{A_{л.хз}},$$

где T – усилие со стороны ленты и транспортируемого груза, передаваемое через узел крепления подвески [14-16]; $A_{л.хз} = h_n \cdot y_{max}$ – площадь продольного сечения тягового каркаса ленты между парой подвесок с одноименной направляющей.

Расчет растягивающих напряжений от изгиба по краю ленты выполняется по ранее приведенным зависимостям, с отличием в том, что координата z принимается равной нулю.

Величина эквивалентных напряжений в соответствующих точках профиля ленты определяется согласно IV теории прочности [17].

При оценке степени влияния конструктивных параметров вертикально-замкнутой трассы на основные технические характеристики конвейера с подвесной лентой используется математическая модель, учитывающая параметры конфигурации трассы, конструктивные особенности подвесок, механические характеристики индивидуальных приводов, встроенных в подвески, инерционные и силовые характеристики элементов

конструкции, а также продольную деформацию грузонесущей ленты [14; 18; 19].

С использованием ЭВМ и широко известных методов численного интегрирования была произведена серия расчетов параметров конвейерной установки. В качестве эталонной конструкции принят конвейер с подвесной лентой и распределенным приводом [9], конфигурация трассы которого изображена на рис. 2, а технические характеристики представлены в таблице.

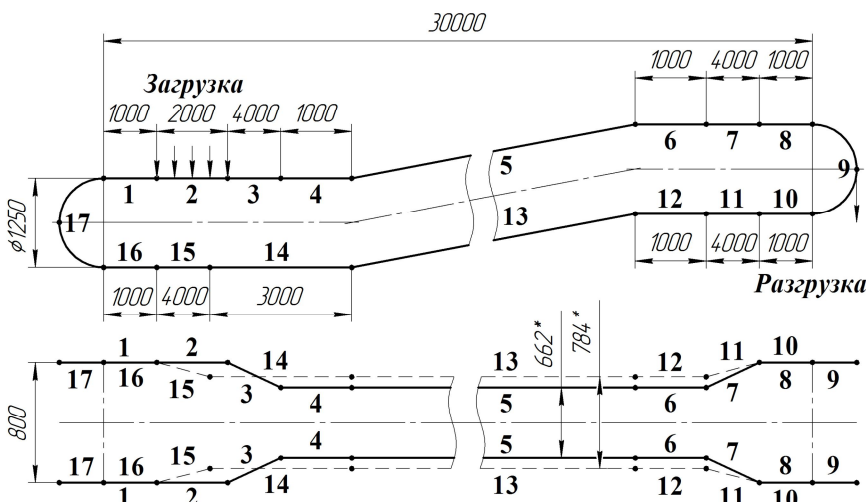


Рис. 2. Схема трассы эталонного конвейера с подвесной лентой и распределенным приводом: 1-8 – грузовая ветвь; 10-16 – холостая ветвь; 9, 17 – концевые поворотные участки; 2 – загрузочный пункт; 3, 11 – желобообразующие участки; 7, 15 – выполаживающие участки; 5, 13 – наклонные участки

Технические характеристики эталонного конвейера

Техническая характеристика	Обозначение	Единица измерения	Значение
<i>Общие характеристики</i>			
Длина горизонтальной проекции конвейера	L	м	30
Радиус концевой поворотной секции	R	м	0,625
Угол наклона конвейера	α	град	0
Производительность расчетная	Q_p	т	200
Объемная плотность транспортируемого груза	ρ	т/м ³	1,2
Угол естественного откоса груза	φ	град	20
Скорость транспортирования расчетная	$v_{зр}$	м/с	1,0
Общее количество подвесок	n	шт.	80
Количество приводных подвесок (дискретных участков)	n_n	шт.	16
Количество подвесок в дискретном участке	$n_{од}$	шт.	5
Шаг размещения подвесок	h_n	м	0,8
<i>Характеристики подвесок</i>			
Сила прижатия ведущего ролика приводной подвески	F_{np}	Н	140
Номинальный крутящий момент на валу привода ведущей подвески	$M_{крн}$	Н·м	10,0
Номинальная скорость вращения	n_n	об/мин	148,0
Скорость вращения без нагрузки	n_x	об/мин	165,0
Масса металлоконструкции прижимной секции	$m_{мкнс}$	кг	1,0
Масса приводного ролика	m_{np}	кг	2,0
Масса мотор-редуктора	$m_{мр}$	кг	4,2
Масса металлоконструкции несущей секции	$m_{мкнс}$	кг	7
Масса неприводного ролика	$m_{нр}$	кг	0,07
Масса металлоконструкции неприводной подвески	$m_{мкнп}$	кг	5,0
Наружный радиус приводного ролика	r_{np}	м	0,065
Наружный радиус холостого ролика	$r_{нр}$	м	0,025
Внутренний радиус ролика	r_o	м	0,006
Коэффициент трения качения (резина-сталь)	f_{np}	м	0,0077
Коэффициент трения скольжения (резина-сталь)	μ_{np}	-	0,5
Коэффициент трения качения (сталь-сталь)	$f_{нр}$	м	0,001
Коэффициент трения скольжения в осях	$\mu_{нрo}$	-	0,03
Количество холостых роликов в приводной подвеске	k_{II}	шт.	6
Количество холостых роликов в неприводной подвеске	k_H	шт.	4
<i>Характеристики ленты</i>			
Ширина ленты	B	м	0,8
Число прокладок ленты	i_0	шт.	3
Толщина верхней обкладки / нижней обкладки	δ_1 / δ_2	мм	1,0 / 2,0

Окончание табл.

Техническая характеристика	Обозначение	Единица измерения	Значение
Толщина тягового каркаса ленты	y_{\max}	мм	3
Толщина ленты	-	мм	9
Модуль упругости ленты в продольном направлении	E_x	МПа	380
Модуль упругости ленты в поперечном направлении	E_z	МПа	190
Коэффициент жесткости	k	кН/м	570
Коэффициент затухания колебаний	ζ	-	0,05

Начальные линейные перемещения подвесок равны длине пути от начала грузовой ветви вдоль направляющих качения до соответствующих подвесок, в то время как угловые перемещения, а также линейные и угловые скорости принимались нулевыми.

Влияние угла наклона линейной секции трассы конвейера. Увеличение угла наклона линейной секции 5, 13 до 20° привело к практически линейному росту общей мощности (рис. 3, а) на 87 % относительно эталонного значения и сокращению скорости движения ленты (рис. 3, б) до 85 %.

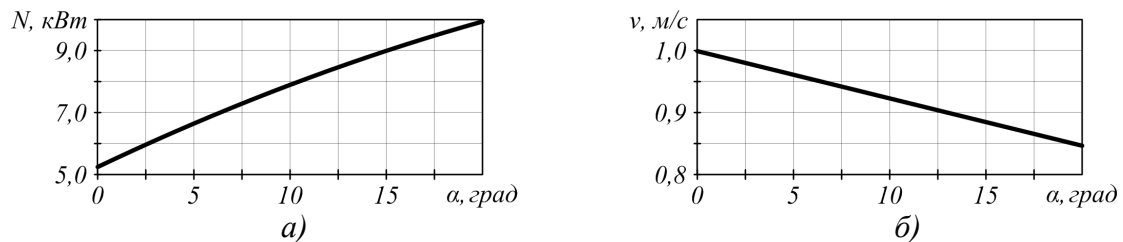


Рис. 3. Зависимость технических характеристик конвейера от угла наклона линейной секции трассы: а – мощности; б – скорости

Распределение напряжений в ленте вдоль трассы при увеличении угла наклона линейной секции трассы принимает следующий вид (рис. 4). Возникающие в продольном направлении напряжения σ_x (рис. 4, а), за счет роста абсолютной величины по краям линейной секции (участки 5 и 13) увеличивают свой размах практически в 2,5 раза. Так в начале участка 5 и в конце 13 напряжения при изменении угла наклона грузовой секции сокращаются с 0,07 до -1,37 МПа и с -0,20 до -0,73 МПа соответственно. А в конце участка 5 и в начале 13 напряжения повышаются в интервалах 0,29...1,82 МПа и 0,16...1,17 МПа. При этом в областях, примыкающих к концевым поворотным участкам 6-12 и 14-4, несмотря на повышение абсолютных значений, напряжения сохраняют характер распределения неизменным, а величина их всплеска остается прежней. Максимальные значения соответствуют пикам напряжений на поворотном участке 9 в конце грузовой ветви.

На характер распределения напряжений, действующих в поперечном направлении ленты, увеличение угла наклона линейной секции трассы не оказывает влияния, поэтому эквивалентные напряжения по дну и по краю борта ленты принимают вид (рис. 4, б, в).

Графики зависимости эквивалентных напряжений по дну ленты $\sigma_e^{\text{дн}}$ (рис. 4, б) испытывают наиболее выраженный прирост значений в интервале от 1,69 до 2,69 МПа в начале грузового участка подъема 5, которые снижаются к концу наклонной секции до значений порядка 1,6 МПа. Очередной скачок напряжений образуется в области концевого поворотного участка 9 в пределах значений от 1,28 до 2,65 МПа. На участке холостой ветви 10-16 напряжения увеличиваются по краям в области переходных участков 11, 15 в интервале 0,45...1,36 МПа и 0,45...1,36 МПа соответственно. При этом в середине холостой ветви 13 их величина сохраняется практически неизменной порядка 0,20 МПа.

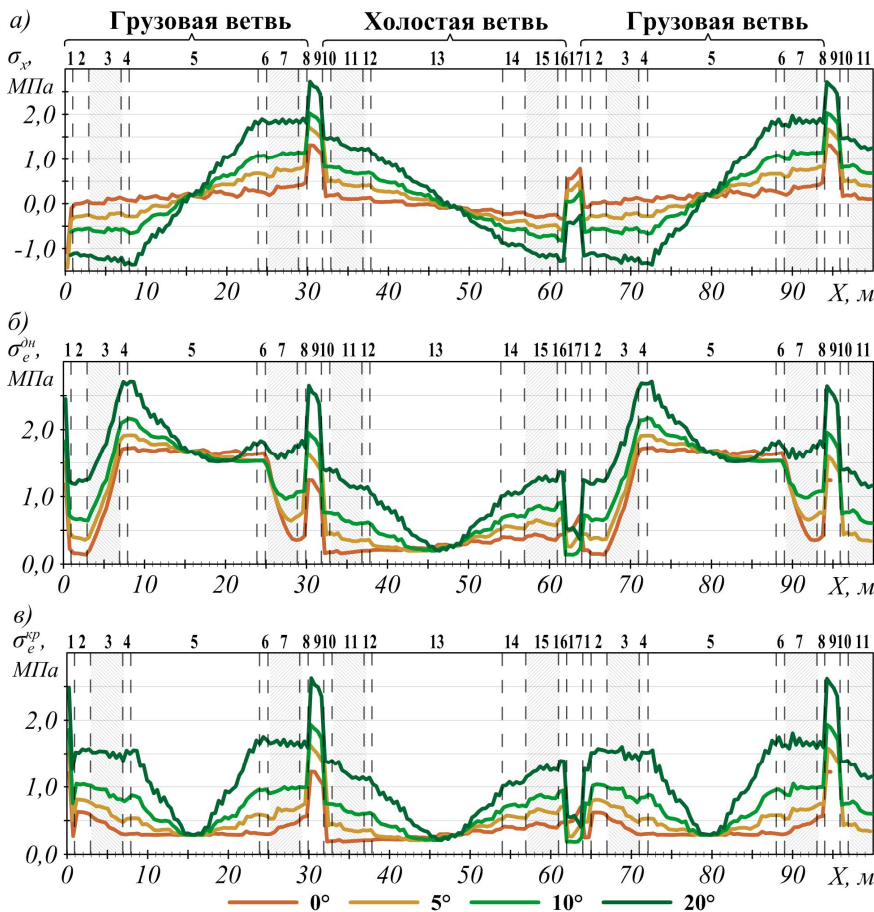


Рис. 4. Графики изменения напряжений в ленте вдоль трассы конвейера при увеличении угла наклона линейной секции трассы: а – продольных; б – эквивалентных по дну; в – эквивалентных по борту

Эквивалентные напряжения по краю борта $\sigma_e^{кр}$ (рис. 4, в) практически совпадают по величине с эквивалентными напряжениями, рассчитанными по дну ленты, на протяжении холостой ветви и примыкающих поворотных участков 9-17. На грузовом участке 1-8 графики имеют аналогичный характер изменения значений: в центре области с желобчатой формой ленты 5 напряжения сохраняются постоянными равными 0,29 МПа, а по краям увеличиваются в пределах 0,26...1,53 МПа и 0,28...1,65 МПа.

Влияние расстояния между направляющими качения. Изменение пролета между направляющими осуществлялось только на участке грузовой ветви. Величина расстояния изменялась в долях от ширины ленты и принималась на

20% больше и меньше эталонного значения, 0,57 и 0,854 соответственно. Аппроксимированные по результатам расчета зависимости общей мощности конвейера и скорости транспортирования имеют вид (рис. 5).

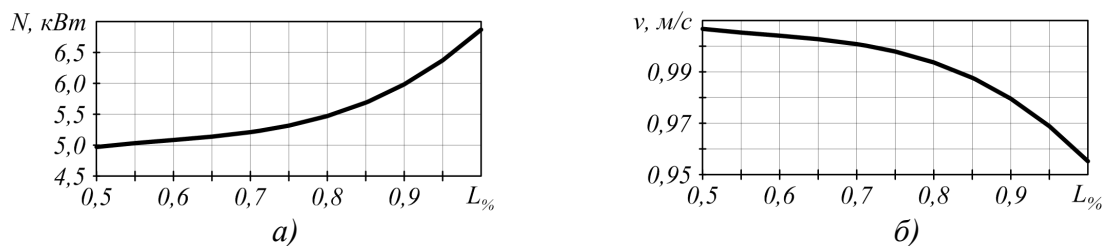


Рис. 5. Зависимость технических характеристик конвейера от расстояния между направляющими качения: а – мощности; б – скорости

С изменением расстояния между направляющими качения затрачиваемая общая мощность конвейера повышается тем интенсивнее, чем больше пролет между ними. Что объясняется ростом сопротивлений движению подвесок, вызванным в результате увеличения горизонтальных проекций от сил, действующих со стороны ленты на подвески, в то время как вертикальные проекции остаются постоянными. Между тем изменение скорости происходит в обратном направлении – она снижается. Так при сокращении расстояния между направляющими в долях от ширины ленты на 20 % до 0,57 общая мощность снижается на 3,5 %, а

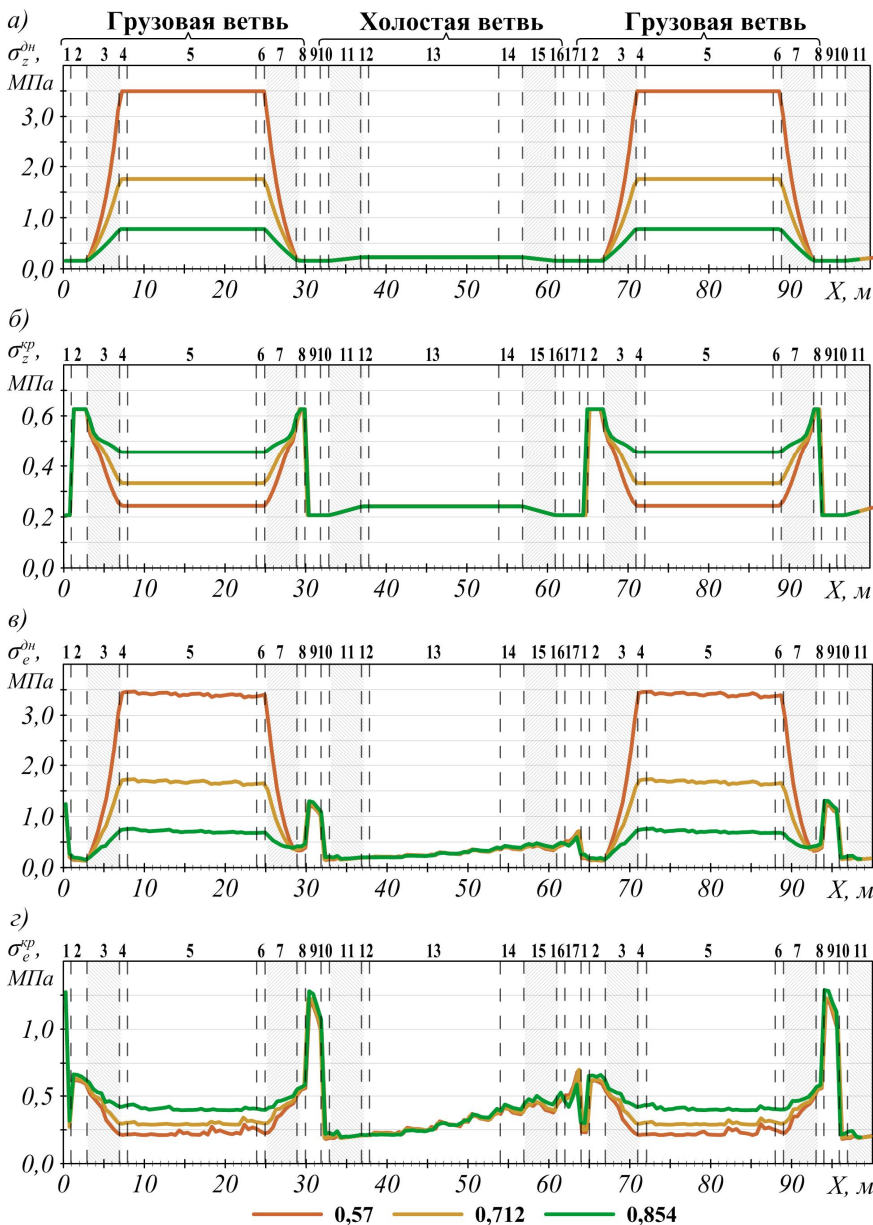


Рис. 6. Графики изменения напряжений в ленте вдоль трассы конвейера при изменении расстояния между направляющими качения: а – поперечных по дну; б – поперечных по борту; в – эквивалентных по дну; г – эквивалентных по борту

участка 9 сохраняются одинаковыми (порядка 1,25 МПа).

Противоположным образом преобразовываются значения растягивающих в поперечном направлении σ_z^{kp} (рис. 6, б), а также эквивалентных напряжений σ_e^{kp} (рис. 6, г). Увеличение расстояния между направляющими качения с 0,57 до 0,854 ведет к повышению напряжений на соответствующем участке трассы конвейера 5 от 0,2 до 0,4 МПа. Однако максимальные значения напряжений по краю ленты (0,63 МПа) по-прежнему сохраняются на участках грузовой ветви 2, 8, где лента выположена. Наибольшие эквивалентные напряжения по борту ленты σ_e^{kp} (1,25 МПа) соответствуют поворотному участку 9 в конце грузовой ветви (рис. 6, г).

Влияние радиуса конечных поворотных участков. Варьирование радиуса осуществлялось таким образом, чтобы шаг между подвесками оставался неизменным. Поэтому длина трассы конвейера сохранялась постоянной за счет сокращения или увеличения длины приле-

скорость повышается на 0,5%. Ровно такое же увеличение пролета до 0,854 приводит к росту мощности более чем на 9,0 % и сокращению скорости на 1,3%.

Величина продольных напряжений σ_x при варьировании расстояния между направляющими качения остается неизменной и равна эталонному значению, в то время как поперечные напряжения претерпевают более явные изменения (рис. 6). При сокращении расстояния между направляющими качения (участок 5) растягивающие напряжения, возникающие в продольном направлении по дну ленты σ_z^{dn} (рис. 6, а), а также эквивалентные напряжения в соответствующей точке σ_e^{dn} (рис. 6, в) значительно повышаются с 1,7 до 3,5 МПа. С увеличением пролета соответствующие напряжения уменьшаются до 0,8 МПа. Вследствие того, что продольные напряжения σ_x не изменяются, максимальные значения эквивалентных напряжений σ_e^{dn} на пике в области концевой поворотной

гающих к конечным поворотным участкам секций 1, 8, 10, 16. При этом значения радиуса принимались 0,313 м и 1,25 м соответственно, что отличается от эталонного значения в 2 раза.

Результаты расчетов показали, что изменение размеров поворотного участка оказывает незначительное влияние на общую мощность и скорость конвейера (рис. 7). Двукратное увеличение радиуса поворотной секции по отношению к эталонному значению привело к линейному сокращению мощности всего лишь на 3,5% и повышению скорости на 0,5%.

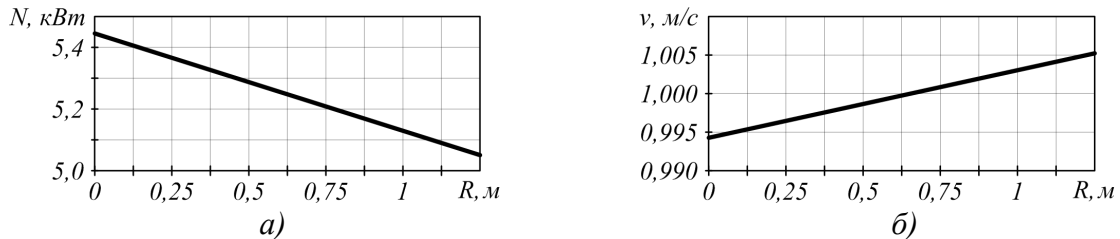


Рис. 7. Зависимость технических характеристик конвейера от радиуса конечных поворотных участков: а – мощности; б – скорости

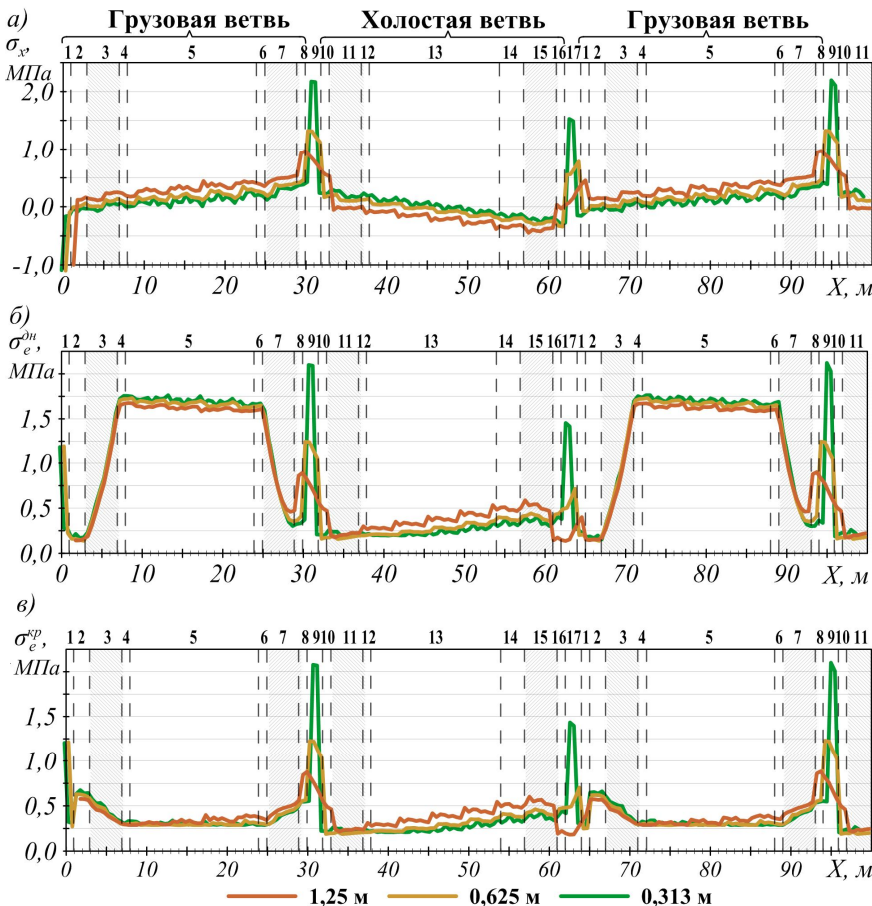


Рис. 8. Графики изменения напряжений в ленте вдоль трассы конвейера при уменьшении радиуса конечных поворотных участков: а – продольных; б – эквивалентных по дну; в – эквивалентных по борту

области конечных поворотных участков грузовая ветвь конвейера испытывает дополнительное растяжение, а холостая – сжатие.

Результаты влияния варьирования радиуса поворотной секции на возникающие напряжения в ленте σ_x представлены на рис. 8. Увеличение радиуса приводит к резкому сокращению пиковых значений продольных напряжений в области конечных поворотных участков 9, 17 (рис. 8, а). Вместе с тем несколько увеличивается размах напряжений между грузовой 1-8 и холостой 10-16 ветвью конвейера с 0,2 по 0,6 МПа. Такой характер распределения напряжений, объясняется тем, что увеличение радиуса поворотной секции сопровождается увеличением количества одновременно находящихся на ней подвесок. Проекции сил тяжести, действующие на ленту, от расположенных под наклоном подвесок увеличиваются. Следовательно, в результате повышения нагрузок на ленту в

Напряжения, возникающие в поперечном направлении ленты $\sigma_z^{дн}$ и $\sigma_z^{кр}$, не изменились в результате варьирования размера поворотной секции. Поэтому эквивалентные напряжения $\sigma_e^{дн}$ и $\sigma_e^{кр}$ в соответствии с характером распределения продольных напряжений при сокращении радиуса концевой поворотной секции увеличиваются преимущественно на концевых поворотных участках трассы 9, 17 (рис. 8, б, в).

Таким образом, обобщая полученные результаты, можно сформулировать следующие выводы.

1. Увеличение угла наклона конвейера приводит к росту общей мощности приводов подвесок, а также снижению скорости движения. При этом максимальные напряжения по дну ленты возникают в начале наклонного участка и на поворотном участке в конце грузовой ветви. По краю борта ленты максимум напряжений находится в конце грузовой ветви в области поворотной секции.

2. Результатом сокращения расстояния между направляющими качения является нелинейное снижение общей мощности конвейера в совокупности с повышением скорости транспортирования. Эквивалентные напряжения по дну ленты значительно возрастают при уменьшении пролета, в зависимости от чего максимальная величина напряжений образуется либо на желобчатом участке, либо на поворотном в конце грузонесущей ветви. Независимо от пролета между направляющими качения пиковые значения эквивалентных напряжений по-прежнему возникают по краю борта ленты в области концевой поворотной секции. Следовательно, принимая расстояние между направляющими качения в долях от ширины ленты необходимо выбирать значения порядка 0,7...0,8, поскольку именно в области этих значений прирост мощности и падение скорости не существенны, в то время как сокращение напряжений по дну ленты весьма значительно, а увеличение по краю борта небольшое.

3. По итогам анализа результатов варьирования радиуса концевых поворотных секций выявлено, что размеры поворотной секции практически не оказывают существенного влияния на мощность и скорость конвейера. В то время как распределение напряжений вдоль трассы при уменьшении радиуса отличается резким и стремительным повышением напряжений на соответствующих участках. Поэтому став конвейера предпочтительно изготавливать с большим радиусом концевой поворотной секции.

4. Установленная в результате численного анализа математической модели конвейера с подвесной лентой и распределенным приводом направленность и степень влияния конструктивных параметров вертикально-замкнутой трассы на основные технические показатели конвейера позволяют осуществлять их обоснованный выбор. При этом предлагается автоматизировать расчеты, используя разработанный программный комплекс «Моделирование динамики конвейеров с подвесной лентой и распределенным приводом» [20].

Список литературы

1. Конвейеры с подвесной лентой / В.И. Аверченков, В.Н. Ивченко, В.П. Дунаев [и др.] / под общ. ред. проф. В.И. Аверченкова. – М.: Машиностроение-1, 2004. – 256 с.
2. Лагерев, А.В. Конвейеры с подвесной грузонесущей лентой – инновационный вид машин непрерывного транспорта / А.В. Лагерев, В.П. Дунаев // Справочник. Инженерный журнал. – 2009. – № 10. – С. 9–14.
3. Лагерев, А.В. Динамические процессы при переходных режимах работы дискретного участка конвейера с распределенным приводом / А.В. Лагерев, Д.Ю. Кулешов // Вестник Брянского государственного технического университета. – 2013. – № 2. – С. 50-56.
4. Гончаров, К.А. Экспериментальный стенд для исследования движения дискретного участка ленточного конвейера с подвесной лентой и распределенным приводом / К.А. Гончаров, П.В. Бословяк, Д.Ю. Кулешов // Достижения молодых ученых в развитии инновационных процессов в экономике, науке, образовании: материалы IV международной научно-практической конференции / под ред. И.А. Лагерева. – Брянск: БГТУ, 2012. – С. 14.

5. Патент 94550 Российская Федерация, МПК⁷ В 65 G 15/00. Подвесной ленточный конвейер / Лагерев А.В., Дунаев В.П., Кулешов Д.Ю. – Заявл. 30.12.2009, № 2009149559/22. Оpubл. 27.05.2010.
6. Патент 126323 Российская Федерация, МПК⁷ В 65 G 15/08. Конвейер с подвесной лентой / Лагерев А.В., Дунаев В.П., Кулешов Д.Ю., Толкачев Е.Н. – Заявл. 19.04.2012, № 2012115925/11. Оpubл. 27.03.2013. – Бюл. № 9.
7. Лагерев, А.В. Рациональные параметры подвесок конвейера с подвесной лентой и распределенным приводом / А.В. Лагерев, Е.Н. Толкачев // Подъемно-транспортное дело. – 2016. – № 1-2 (84). – С. 17-20.
8. Лагерев, А.В. Определение рационального количества подвесок конвейера с подвесной лентой и распределенным приводом / А.В. Лагерев, Е.Н. Толкачев // Вестник СибАДИ. – 2016. – № 5.
9. Лагерев, А.В. Анализ динамики подвесок дискретного участка конвейера с подвесной лентой и распределенным приводом / А.В. Лагерев, Е.Н. Толкачев // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. – 2016. – № 3. – С. 50-59. – Режим доступа: <http://ntv-brgu.ru/wp-content/arhiv/2016-N3/2016-03-03.pdf>.
10. Дарков, А.В. Соппротивление материалов / А.В. Дарков, Г.С. Шпиро. – М.: Высшая школа, 1975. – 654 с.
11. Атакулов, Л.Н. Обоснование параметров переходного участка загрузочного узла крутонаклонного конвейера с прижимной лентой для открытых горных работ: автореферат дис. ... канд. техн. наук / Л.Н. Атакулов. – Москва, 2007. – 24 с.
12. Никольский, С.М. Курс математического анализа / С.М. Никольский. – М.: Физико-математическая литература, 2000. – 592 с.
13. Лунев, Д.Е. Обоснование рациональных конструктивных и эксплуатационных параметров конвейеров с подвесной лентой для предприятий горной промышленности: дис. ... канд. тех. наук. / Д.Е. Лунев. – СПб., 2007. – 119 с.
14. Lagerev, A.V. Modelling of a Vertical Loop Conveyor with Suspended Belt and Distributed Drive / A.V. Lagerev, E.N. Tolkachev, I.A. Lagerev // International Review on Modelling and Simulations. – 2016. – Vol. 9, N. 4. – P. 271-279.
15. Толкачев, Е.Н. Особенности расчета сопротивлений движению подвесок конвейера с подвесной лентой и распределенным приводом / Е.Н. Толкачев // Научные исследования и разработки молодых ученых: сб. материалов IX Междунар. мол. науч.-практ. конф. – Новосибирск: Изд-во НГТУ, 2016. – Часть 1. – 228 с.
16. Толкачев, Е.Н. Определение условий работоспособности дискретного участка конвейера с подвесной лентой и распределенным приводом / Е.Н. Толкачев // Научные исследования и разработки молодых ученых: сб. материалов XII Междунар. мол. науч.-практ. конф. – Новосибирск: Издательство ЦРНС, 2016. – 152 с.
17. Александров, А.В. Соппротивление материалов / А.В. Александров, В.Д. Потапов, Б.П. Державин. – М.: Высш. шк., 2004. – 560 с.
18. Лагерев, А.В. Моделирование динамики конвейера с подвесной лентой и распределенным приводом / А.В. Лагерев, Е.Н. Толкачев // Будущее машиностроения России: сб. тр. Восьмой Всерос. конф. мол. уч. и спец. (23-26 сент. 2015 г.) – Москва: МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2015. – С. 886-890.
19. Лагерев, А.В. Математическая модель конвейера с подвесной лентой, распределенным приводом и вертикально замкнутой трассой / А.В. Лагерев, Е.Н. Толкачев // Вестник Брянского государственного технического университета. – 2014. – № 3. – С. 44-52.
20. Лагерев, А.В. Программный комплекс «Моделирование динамики конвейеров с подвесной лентой и распределенным приводом» / А.В. Лагерев, Е.Н. Толкачев, И.А. Лагерев. – Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ № 2016618964 от 10 августа 2016 г. (Федеральная служба по интеллектуальной собственности).

Сведения об авторе

Толкачев Евгений Николаевич – специалист отдела инновационного развития ФГБОУ ВО «Брянский государственный университет имени академика И.Г. Петровского», *tolkachev_en@mail.ru*.

INFLUENCE ANALYSIS OF DESIGN PARAMETERS OF VERTICAL LOOP ROUTE ANALYSIS OF THE INFLUENCE OF DESIGN PARAMETERS OF VERTICALLY- CLOSED TRACK CONVEYOR WITH SUSPENDED BELT AND DISTRIBUTED DRIVE ON THE TECHNICAL SPECIFICATIONS

Tolkachev E.N.

Academician I.G. Petrovskii Bryansk State University

Using the basic design of the conveyor with suspended belt and distributed drive, a series of numerical calculations was performed. As a result, the influence of design parameters of vertical loop route on the main technical parameters of the conveyor was established. Recommendations on the choice of rational parameters were formulated.

Key words: *conveyor belt, distributed drive, numerical analysis, rational parameters, suspended belt, suspension, vertical loop route.*

DOI: <https://doi.org/10.22281/2413-9920-2016-02-04-71-82>

References

1. Averchenkov V.I., Davydov S.V., Dunaev V.P., Ivchenko V.N., Kurov S.V., Rytov M.Yu., Sakalo V.I. *Konveyery s podvesnoy lentoy* [Conveyors with hanging ribbon. Moscow, Mashinostroenie-1, 2004. 256 p.
2. Lagerev A.V., Dunaev V.P. Conveyors with suspension carrying belt – new type of continuous transport machines, *Inzhenerniy zhurnal. Spravochnik*, 2009, No.10, pp.9-14.
3. Lagerev A.V., Kuleshov D.Yu. Dynamic processes of discrete section of a conveyor with suspended belt and distributed drive at transient state of work, *Vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta*, 2013, No.2, pp. 50-56.
4. Goncharov K.A., Boslovyak P.V., Kuleshov D.Yu. The experimental stand for the study of motion of the discrete section of a belt conveyor with a suspended belt and a distributed drive [Eksperimentalnyy stand dlya issledovaniya dvizheniya diskretnogo uchastka lentochnogo konveyera s podvesnoy lentoy i raspredelennym privodom]. *Dostizheniya molodykh uchenykh v razvitii innovatsionnykh protsessov v ekonomike, nauke, obrazovanii: materialy IV mezhdunarodnoy nauchno-prakticheskoy konferentsii* (Proceedings of the IV International Scientific and Practical Conference). Bryansk, BGTU, 2012, p. 14.
5. Patent RU 94550. *Podvesnoy lentochnyy konveyer* [Conveyor with suspended belt]. Lagerev A.V., Dunaev V.P. Kuleshov D.Yu. Declared 30.12.2009. Published 27.05.2010.
6. Patent RU 126323. *Konveyer s podvesnoy lentoy* [Conveyor with suspended belt]. Lagerev A.V., Dunaev V.P., Kuleshov D.Yu., Tolkachev E.N. Declared 19.04.2012. Published 27.03.2013.
7. Lagerev A.V., Tolkachev E.N. Rational conveyor suspension parameters with suspended belt and distributed drive. *Podyemno-transportnoe delo*, 2016, No.1-2, pp. 17-20.
8. Lagerev A.V., Tolkachev E.N. Determination of rational number suspensions of conveyor with suspended belt and distributed drive. *Vestnik SibADI*, 2016, No. 5.

9. Lagerev A.V., Tolkachev E.N. Influence analysis of design parameters of suspensions on the technical specifications of conveyor with suspended belt and distributed drive. *Nauchno-tekhnicheskii vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta*, 2016, No.3, pp. 50-59. Available at: www.ntv-brgu.ru/wp-content/arhiv/2016-N3/2016-03-03.pdf.
10. Darkov A.V., Shpiro G.S. *Soprotivlenie materialov* [Strength of materials]. Moscow, Vysshaya shkola, 1975. 654 p.
11. Atakulov L.N. Substantiation of parameters of the transition portion bootable node of steeply inclined conveyor with pressure belt for open mining operations: Extended abstract of Cand. Diss. (Engineering). Moscow, 2007. 24 p.
12. Nikolskiy S.M. *Kurs matematicheskogo analiza* [A course of mathematical analysis]. Moscow, Fiziko-matematicheskaya literatura, 2000. 592 p.
13. Lunev D.E. Justification of rational design and operational parameters of conveyor with suspended belt for the mining industry. Cand. Diss. (Engineering). SPb, 2007. 119 p.
14. Lagerev A.V., Tolkachev E.N., Lagerev I.A. Modelling of a Vertical Loop Conveyor with Suspended Belt and Distributed Drive. *Int. Review on Modelling and Simulations*, 2016, Vol. 9, No. 4, pp. 271-279.
15. Tolkachev E.N. Features calculate resistance to movement of the conveyor with suspended belt and distributed drive [Osobennosti rascheta soprotivleniy dvizheniyu podvesok konveyera s podvesnoy lentoy i raspredelennym privodom]. *Nauchnye issledovaniya i razrabotki molodykh uchenykh: sb. materialov IX Mezhdunar. mol. nauch.-prakt. konf.* (Proceedings of the IX International Youth Scientific and Practical Conference). Novosibirsk, NGTU, 2016, No. 1, pp. 228.
16. Tolkachev E.N. Definition of conditions working ability discrete section of the conveyor with suspended belt and distributed drive [Opredelenie usloviy rabotosposobnosti diskretnogo uchastka konveyera s podvesnoy lentoy i raspredelennym privodom]. *Nauchnye issledovaniya i razrabotki molodykh uchenykh: sb. materialov XII Mezhdunar. mol. nauch.-prakt. konf.* (Proceedings of the XII International Youth Scientific and Practical Conference). Novosibirsk, CRNS, 2016, p. 152.
17. Aleksandrov A.V., Potapov V.D., Derzhavin B.P. *Soprotivlenie materialov* [Strength of materials]. Moscow, Vysshaya shkola, 2004. 560 p.
18. Lagerev A.V., Tolkachev E.N. Modeling of dynamics of conveyor with suspended belt and distributed drive [Modelirovanie dinamiki konveyera s podvesnoy lentoy i raspredelennym privodom]. *Future Engineering of Russia. Proceedings of the 8 All-Russian Conference of young scientists and specialists. Moscow, MGTU im. N.E.Baumana, 23-26 Sept. 2014.* Moscow, MGTU im. N.E. Baumana, 2015, pp. 886-890.
19. Lagerev A.V., Tolkachev E.N. Mathematical model of a special conveyor with suspended belt and distributed drive, *Vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta*, 2014, No.3, pp. 44 – 52.
20. Lagerev A.V., Tolkachev E.N., Lagerev I.A. *Programmnyy kompleks „Modelirovanie dinamiki konveyerov s podvesnoy lentoy i raspredelennym privodom”*. *Svidetelstvo o gosudarstvennoy registratsii programm dlya EVM* [The software package "Dynamics simulation of conveyors with suspended belt and distributed drive". The Certificate on official registration of the computer program]. No. 2016618964, 2016.

Author' information

Evgeniy N. Tolkachev - specialist at Academician I.G. Petrovskii Bryansk State University, tolkachev_en@mail.ru.

Дата публикации
(Date of publication):
25.12.2016

УДК 621.311:006(083)

РЕАЛИЗАЦИЯ ЦИФРОАНАЛОГОВОГО ПРЕОБРАЗОВАТЕЛЯ ДЛЯ МОДЕЛИ НАПРЯЖЕНИЯ В СЕТИ

Гончарова О.А.

Липецкий государственный технический университет

В статье рассматриваются недостатки применения цифровых измерительных приборов. Ставится задача моделирования измерительного прибора для различных форм сигнала и единиц измерения с применением микроЭВМ. Изучены и выбраны математические модели для описания поведения средства измерения и для различных форм сигналов. Для проверки правильности выбора и реализации моделей смоделированы токовые характеристики простой электрической цепи. Реализована программа виртуального моделирования для сигналов различных форм. **Ключевые слова:** цифроаналоговый преобразователь, модель, напряжение, сигнал, сеть, электрические цепи, измерение, виртуальный прибор.

DOI: <https://doi.org/10.22281/2413-9920-2016-02-04-83-91>

Со второй половины XX века в промышленности широко применяются цифровые измерительные приборы, однако их главным недостатком является большая чувствительность к форме сигнала. Так, например, цифровой вольтметр не может быть применен для анализа аналоговых сигналов, так как он отображает среднее значение последовательных измерений, задержка между которыми обусловлена устройством аналогоцифрового преобразователя последовательного приближения. Измеренное значение совершенно не поддается анализу, так как измерения могут производиться в любой точке периода колебания. Аналоговый прибор в силу инертности своей аппаратной составляющей отображает среднее значение за измеренный промежуток, однако точность такого измерения недостаточна. Использование осциллографов позволяет точнее анализировать сигналы, однако стоимость, размеры и неспособность анализировать другие величины кроме напряжения мешает внедрению на производстве.

Это означает, что задача создания измерительного прибора для различных форм сигнала и единиц измерения с применением микроЭВМ является актуальным. Первым шагом в решении этой задачи является создание *виртуального* средства измерения, которое не требует сопряжения аппаратного обеспечения ЭВМ с измерительными устройствами.

Таким образом, требуется реализовать виртуальный измерительный прибор для сигналов разных форм. Для этого необходимо изучить и выбрать математические модели для описания поведения средства измерения и для различных форм сигналов. Для проверки правильности выбора и реализации моделей необходимо также смоделировать токовые характеристики простой электрической цепи.

Для решения поставленной задачи необходим комплекс математических моделей. Существует теория измерений, которая занимается изучением закономерностей измерений и строится с использованием математических моделей и компонентов, которые участвуют в процессе измерения и оказывают влияние на его результат. В процессе измерения можно выделить следующие основные компоненты: объект измерения, носитель измеряемой величины, средство измерения и среда, в которой протекает измерение. Поэтому теория измерений оперирует с математическими моделями указанных выше компонентов измерительного процесса.

Относительно математических моделей среды измерения отметим следующее. Среда характеризуется некоторым набором величин: температура, давление, влажность, запылённость и т.д. Следовательно, построение математической модели среды сводится к построению математических моделей величин, её характеризующих.

Были изучены такие математические модели, как математическая модель цифрового средства измерения (по Цветкову) [1]; математические модели средств измерения (по Назарову) [2]. А также математические модели сигналов разных форм: детерминированные величины и случайные величины (случайный вектор, случайная функция, случайная последовательность). И математические модели для электрических цепей (интегрирующие цепи RC и LR, дифференцирующие цепи CR и RL, цепь RLC с параллельным резонансом).

Математические модели для электрических цепей.

Для проверки адекватности моделей сигналов были выбраны следующие электрические цепи для моделирования их токовых характеристик.

Интегрирующие цепи RC и LR.

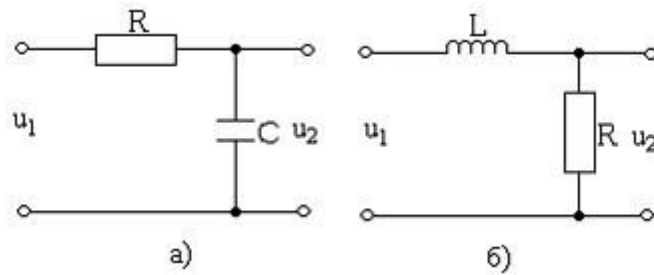


Рис.1. Интегрирующие цепи

Скорость нарастания фронта выходного сигнала зависит от времени

$$\tau = RC = \frac{L}{R}.$$

Функция зависимости выходного напряжения от входного

$$V_{\text{вых}}(t) = V_{\text{вх}} \left(1 - e^{-\frac{t}{\tau}} \right).$$

Дифференцирующие цепи CR и RL.

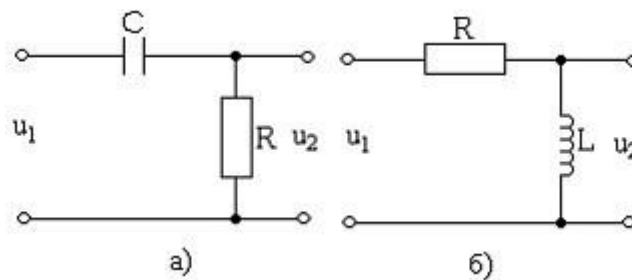


Рис. 2. Дифференцирующие цепи

Постоянная времени цепи $\tau = RC = \frac{L}{R}$. Функция зависимости

$$V_R(t) = V_{\text{вх}} \left(1 - e^{-\frac{t}{\tau}} \right), V_L(t) = V e^{-\frac{t}{\tau}}.$$

Цепь RLC с параллельным резонансом.

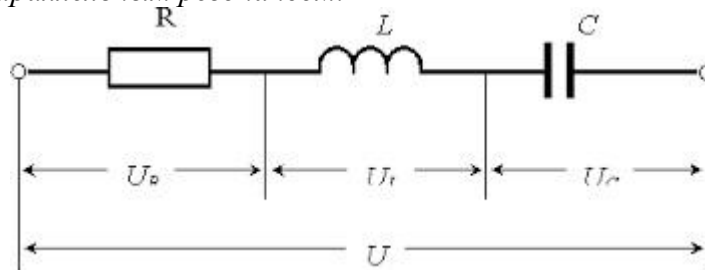


Рис. 3. Цепь с параллельным резонансом

Общее сопротивление цепи

$$R_{\text{общ}} = \sqrt{\left(\omega L - \frac{1}{\omega C} \right)^2 + R^2},$$

где частота собственных колебаний

$$\omega = \frac{1}{\sqrt{LC}}.$$

Ток в цепи $i = I_m (\sin \omega t - \phi)$. Напряжение на сопротивлении, катушке и конденсаторе соответственно равны:

$$U_R = iR = I_m (\sin \omega t - \phi)R,$$

$$U_L = L \frac{di}{dt} = L \frac{dI_m (\sin \omega t - \phi)}{dt} = LI_m \omega \cos(\omega t),$$

$$U_C = \frac{1}{C} \int i dt = -\frac{I (\cos(\omega t) + \phi \omega t)}{C \omega}.$$

Напряжение на зажимах цепи равно сумме напряжений на всех элементах цепи

$$U = U_m \sin(\omega t) = U_R + U_L + U_C = I_m \left[R(\sin \omega t - \phi) + L \omega \cos(\omega t) - \frac{\cos(\omega t) + \phi \omega t}{C \omega} \right].$$

Теперь перейдем непосредственно к программной реализации. Программа разработана в интегрированной среде Microsoft Visual Studio 2013, на языке программирования C#.

Начнем рассмотрение со *скалярной случайной величины*.

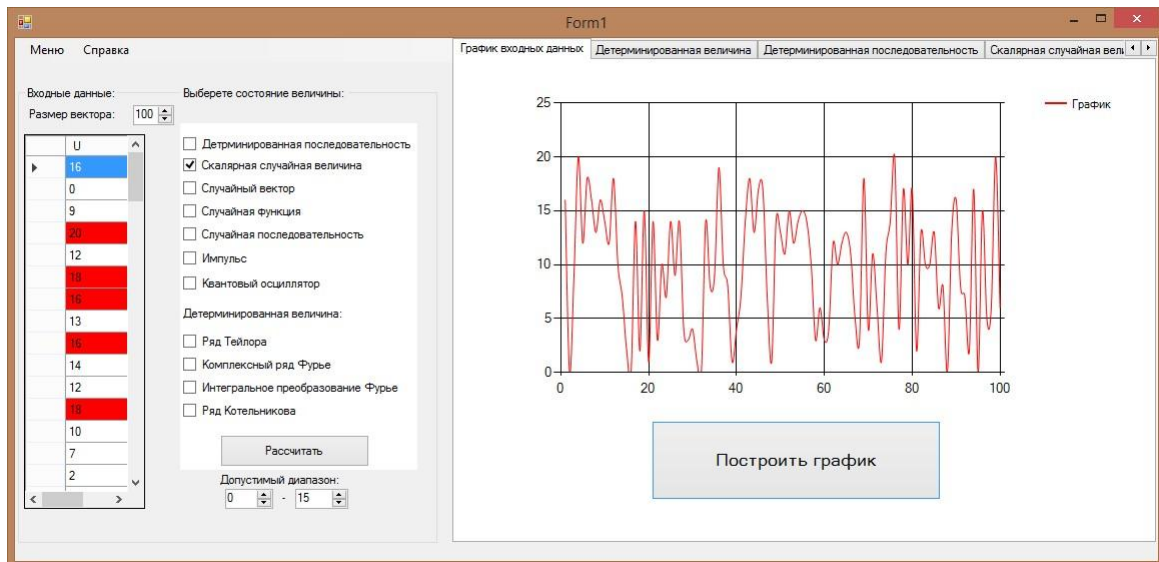


Рис. 4. График входных данных

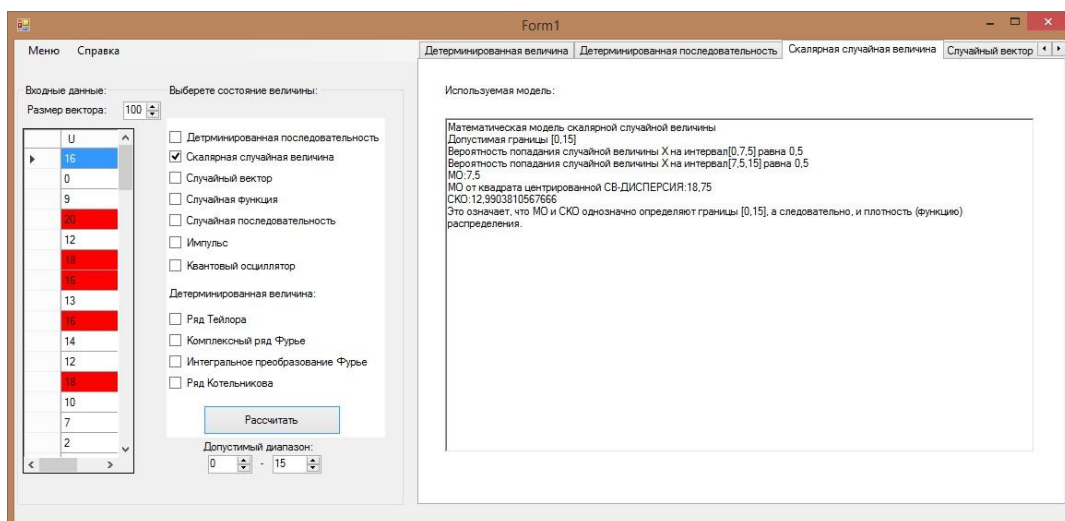


Рис.5. Математическая модель скалярной случайной величины

Случайный вектор. Минимальную совокупность числовых характеристик случайной величины составляют математическое ожидание и дисперсия, а случайного вектора – вектор математического ожидания и ковариационная матрица (рис. 7).

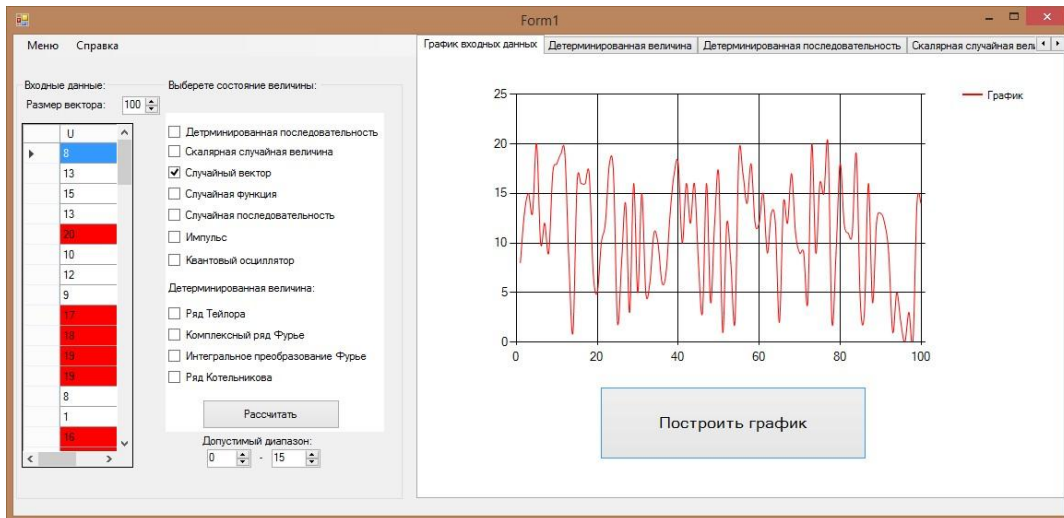


Рис.6. График входных данных

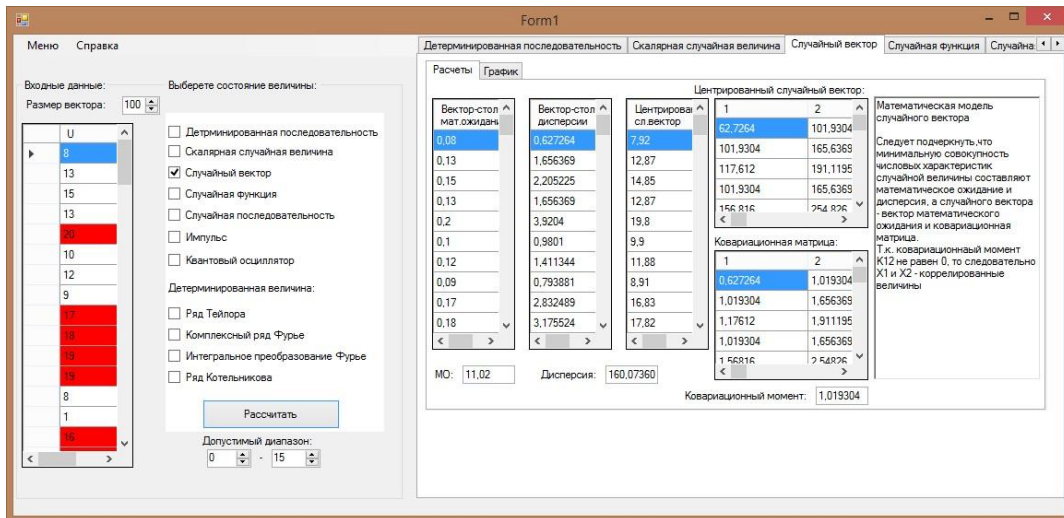


Рис. 7. Математическая модель случайного вектора

Дополнительно строится график вектора математического ожидания (рис.8).

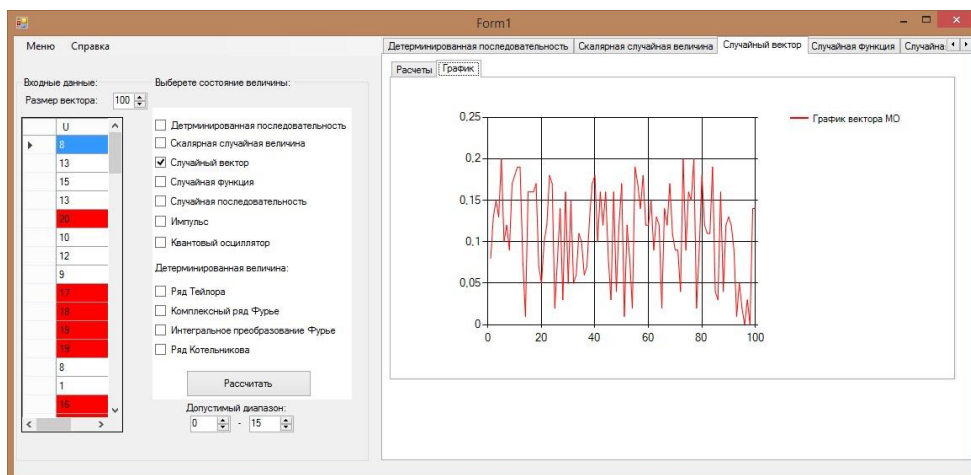


Рис. 8. График вектора математического ожидания

Случайная последовательность. Представление случайной последовательности возможно в форме случайного вектора или в форме случайной функции дискретного аргумента. В нашем случае выбрано представление в форме вектора (рис. 10).

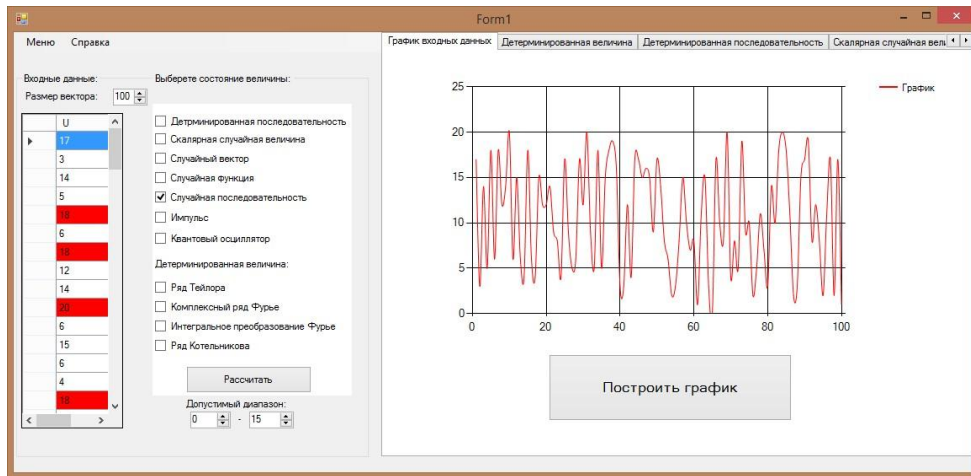


Рис. 9. График входных данных

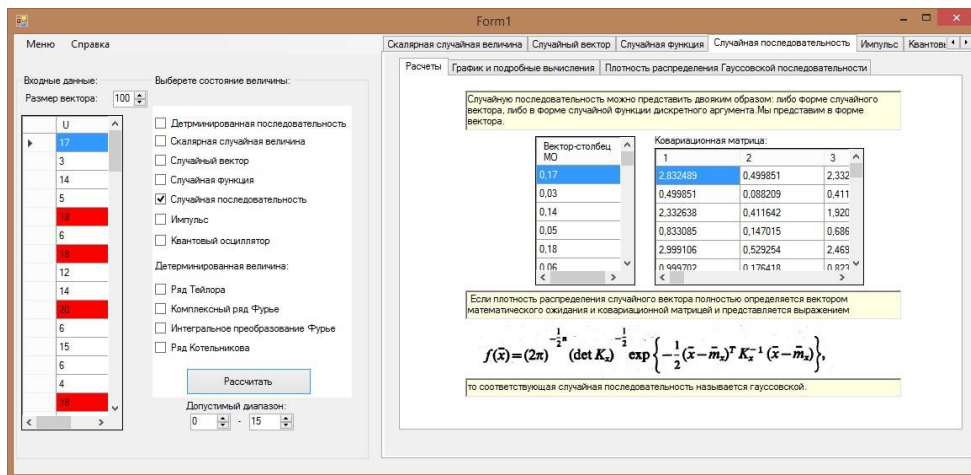


Рис. 10. Представление случайной последовательности в форме вектора

В программе представлен график вектора математического ожидания случайной последовательности, а также произведен расчет математического ожидания и дисперсии (рис. 11).

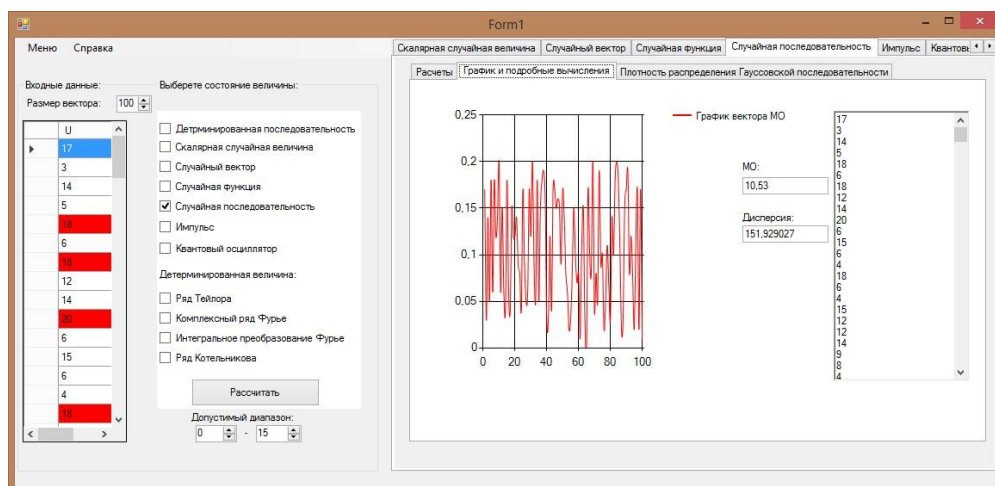


Рис. 11. График и подробные вычисления случайной последовательности

Детерминированная последовательность. Моделирование разложением в ряд Тейлора.

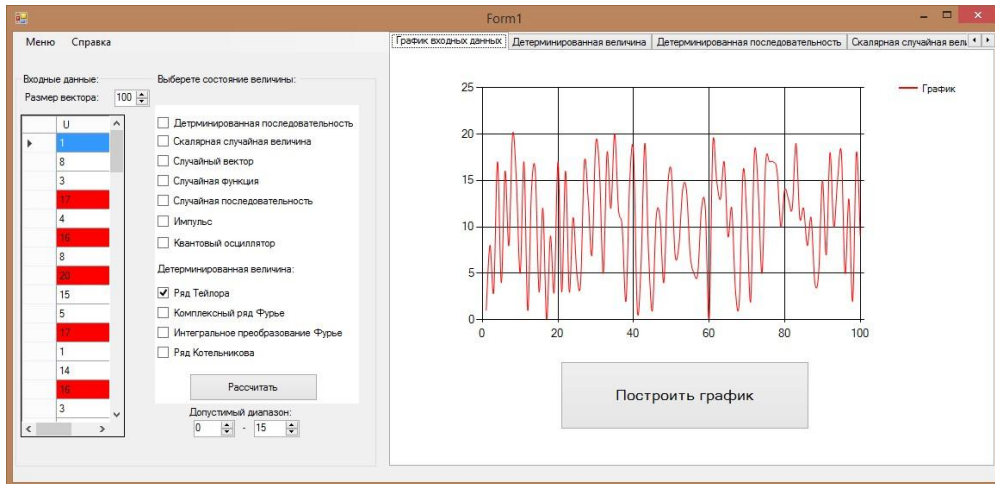


Рис. 12. График входных данных

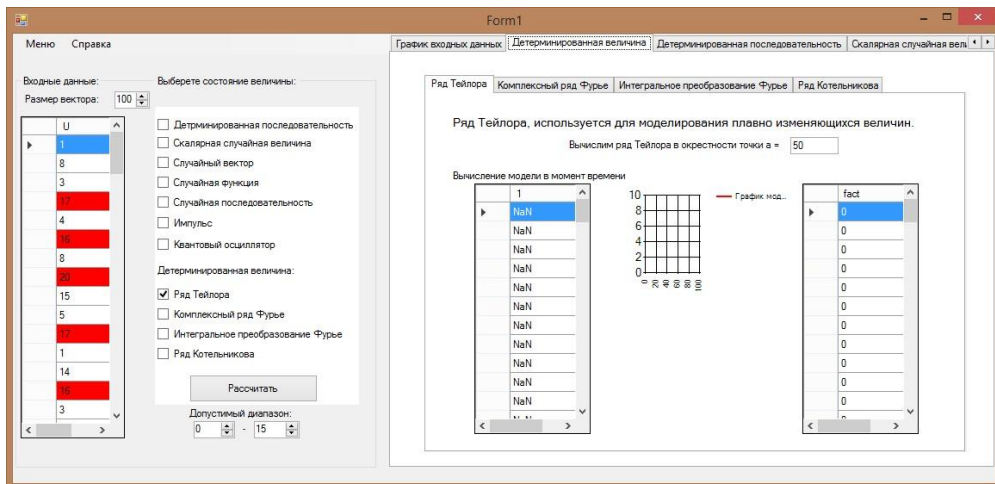


Рис. 13. Вычисление ряда Тейлора в окрестности точки a=50

Комплексный ряд Фурье. Построен график входных данных детерминированной величины, а именно комплексного ряда Фурье (рис. 14).

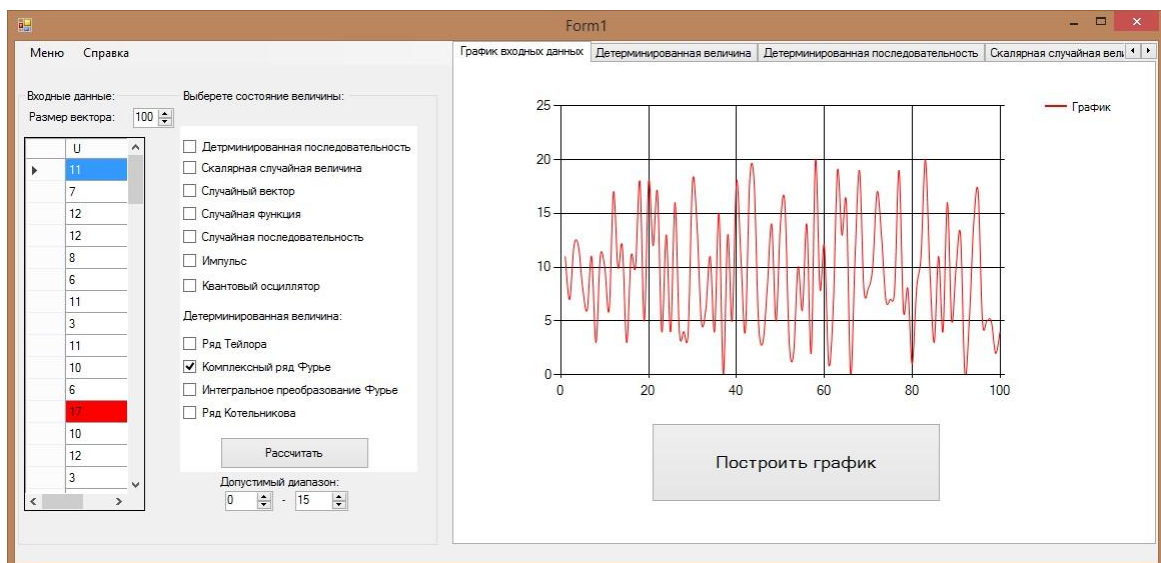


Рис. 14. График входных данных

Комплексный ряд Фурье используется для моделирования периодических сигналов (рис. 15).

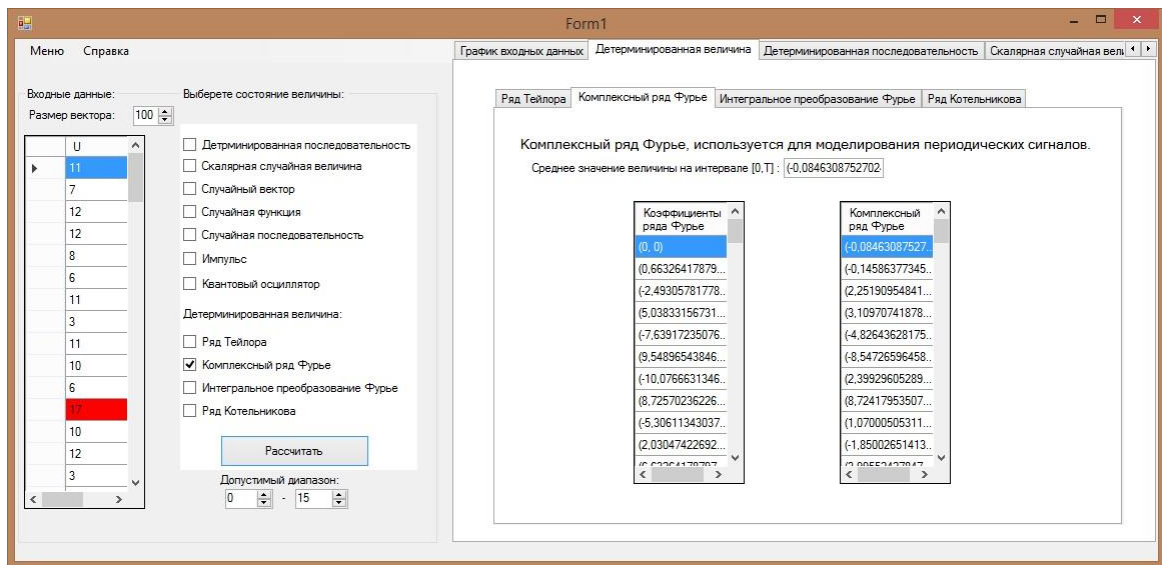


Рис. 15. Расчет среднего значения величины на интервале

В программе также реализованы интегральное преобразование Фурье и ряд Котельникова.

Ряд Котельникова целесообразно использовать для построения математической модели аналоговой величины, заданной в дискретных равноотстоящих значениях аргумента.

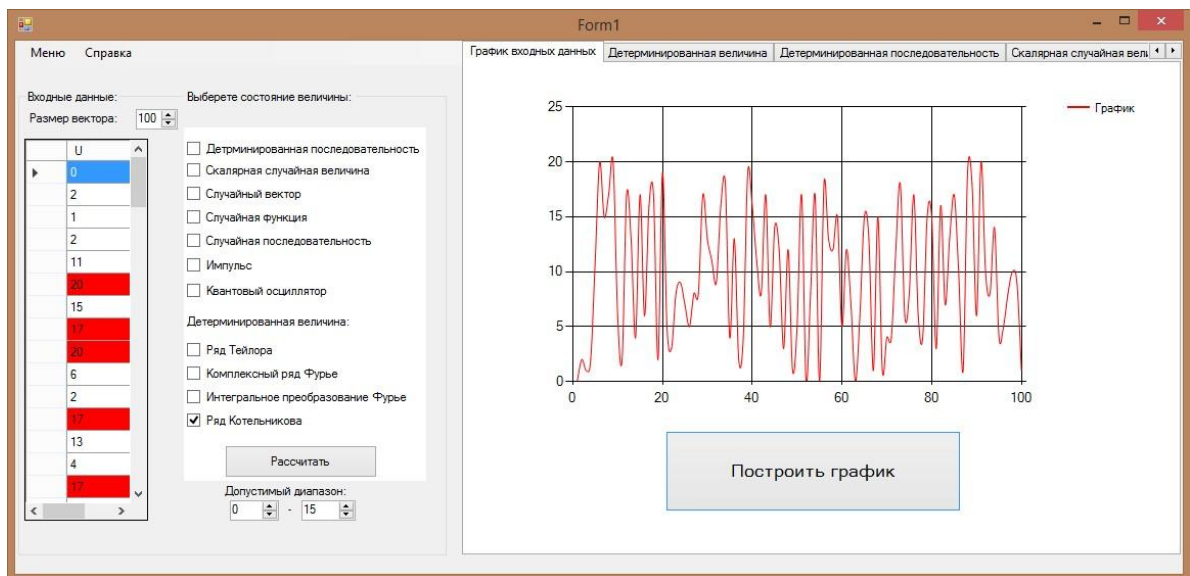


Рис. 16. График входных данных

Таким образом, изучены и выбраны математические модели для описания поведения средства измерения и для различных форм сигналов. По математическим моделям средства измерения, сигналов и электрических цепей написана программа универсального средства измерения, которая позволяет проводить измерения независимо от формы сигнала, что является отличительной особенностью разработанной программы.

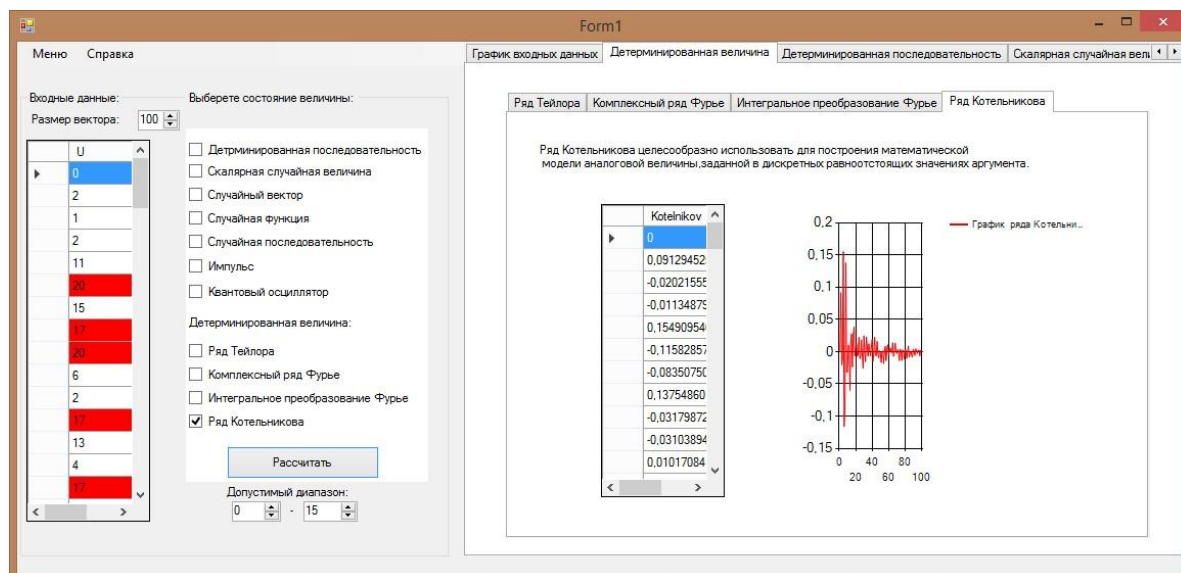


Рис. 17. График ряда Котельников

Список литературы

1. Цветков, Э.И. Основы математической метрологии / Э.И. Цветков. – СПб.: Политехника, 2005. – 510 с.
2. Назаров, Н.Г. Метрология: основные понятия и математические модели / Н.Г. Назаров. – М.: Высшая школа, 2002.

Сведения об авторе

Гончарова Ольга Александровна – магистрант кафедры «Прикладная математика» ФГБОУ ВО «Липецкий государственный технический университет», furiyalipetsk@rambler.ru.

REALIZATION OF THE DIGITAL TO ANALOG CONVERTER FOR MODEL OF THE VOLTAGE IN NETWORK

Goncharova O.A.

Lipetsk State Technical University

The article discusses the disadvantages of digital measuring instruments. Formulated the task of modeling the measuring device for different waveforms and measurements with the use of microcomputers. Studied and selected mathematical models to describe the behavior of measuring instruments and for different waveforms. Modeled amperage characteristics of a simple electrical circuit to check the correctness of the choice and implementation of the models. Implemented a program of virtual simulation for signals of different forms. The program allows measurements regardless of the waveform that is a distinctive feature of the developed program.

Keywords: DAC, model, voltage, signal, net, electrical circuits, measurement, virtual instrument.

DOI: <https://doi.org/10.22281/2413-9920-2016-02-04-83-91>

References

1. Tsvetkov E. I. *Osnovy matematicheskoy metrologii* [Fundamentals of mathematical metrology]. SPb, Polyequipment, 2005. 510 p.
2. Nazarov N. G. *Metrologiya: osnovnye ponyatiya i matematicheskie modeli* [Metrology: basic concepts and mathematical models]. Moscow, Vysshaya shkola, 2002.

Author' information

Olga A. Goncharova - undergraduate of the Department «Applied Mathematics» at Lipetsk State Technical University, *furiyalipetsk@rambler.ru*.

Дата публикации
(Date of publication):
25.12.2016

УДК 004.057.5:004.558

ЭВОЛЮЦИОННЫЙ ПОДХОД К РЕШЕНИЮ ЗАДАЧИ АВТОМАТИЗАЦИИ ПРОЕКТИРОВАНИЯ СТРУКТУРЫ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОГО КОНТЕНТА

Беломойцев Д.Е.

Московский государственный технический университет им. Н.Э. Баумана

Обозначена проблема эффективного формирования образовательных курсов при дистанционной форме обучения. Рассмотрен подход к формированию контента образовательных курсов по выбору. Предложена эволюционная методика составления курсов. Приведены особенности многомерного представления образовательного контента. Представлен способ автоматизации проектирования индивидуальных программ обучения.

Ключевые слова: образовательная программа, методика синтеза, дополнительное образование, автоматизация.

DOI: <https://doi.org/10.22281/2413-9920-2016-02-04-92-98>

Введение.

Проведенный в [1] анализ показал, что важной составляющей в повышении эффективности образовательного процесса является интеграция в образовательный процесс систем дистанционного обучения. Для этого необходимо соответствующее техническое обеспечение (программное и аппаратное, а также средства коммуникации с широкой полосой пропускания); учебно-методическое обеспечение; повышение квалификации преподавательского состава. Решение проблемы целостности курсов дополнительного и дистанционного образования порождает необходимость построения структуры и наполнения содержанием того дополнительного курса или образовательной программы, которые позволят в необходимом и достаточном объеме удовлетворить имеющиеся научно-практические потребности. Для того, чтобы предоставить обучающимся средства эффективного решения данной проблемы при поиске требуемого курса дополнительного обучения необходимо реализовать соответствующие средства автоматизации проектирования структуры курсов на основе задаваемых студентом критериев подбора.

Основой для наполнения содержанием синтезированной структуры учебного курса является образовательный контент - электронные материалы учебных курсов, электронные библиотеки, обучающие и тестирующие системы и т.д. Поэтому, когда заходит речь о необходимости получения в т.ч. дополнительного образования по определенной тематике, то для формирования индивидуальной образовательной программы необходимо вначале выяснить практические аспекты интересующей тематики [4], а затем уже сформировать связанный с ними набор контента для построения на его основе программы.

Автоматизировать процесс формирования индивидуальных образовательных программ возможно путем применения разработанной методики проектирования, суть которой в общем случае заключается в сопоставлении отобранным элементам пространства научно-практических достижений элементов пространства образовательного контента. Эти многомерные пространства формируются на основе анализа с одной стороны теоретических аспектов существующих образовательных программ, а с другой стороны – научно-практических достижений человечества. В ходе анализа определяются связи достижений и соответствующих им теоретических аспектов.

Принципы автоматизации проектирования структуры образовательного контента.

Целью синтеза индивидуальной образовательной программы является преобразование исходного описания проектируемого курса, которое содержит информацию о требованиях к составу, об условиях обучения, ограничениях на компонентный состав, в результирующее описание структуры, т.е. сведения о составе элементов, параметрах их наполнения и взаимосвязи. В настоящей работе программа образовательного курса рассматривается в составе совокупности подразделов, каждый из которых выделяется по принципу группировки рассматриваемых предметных сущностей.

У каждого подраздела есть различные альтернативы исполнения. Для формирования проектного решения необходимо выбрать тот или иной вариант реализации каждого подраздела. В процессе структурного синтеза образовательного курса возникает т.н. задача принятия решений. Ее суть заключается в необходимости выбора проектного решения из множества альтернатив в соответствии с набором критериев.

Множество альтернатив формируется за счет всех допустимых комбинаций вариантов подразделов(элементов). В силу потенциально большой мощности А при синтезе структуры курса целесообразно применять неявное описание множества альтернатив в виде набора правил Р синтеза проектных решений из ограниченного набора элементов Э.

Для формального описания множеств Р и Э применим подход с формированием морфологических таблиц, альтернативных графов. Рассмотрим подход к формированию множества альтернатив с помощью И-ИЛИ дерева (рис. 1).

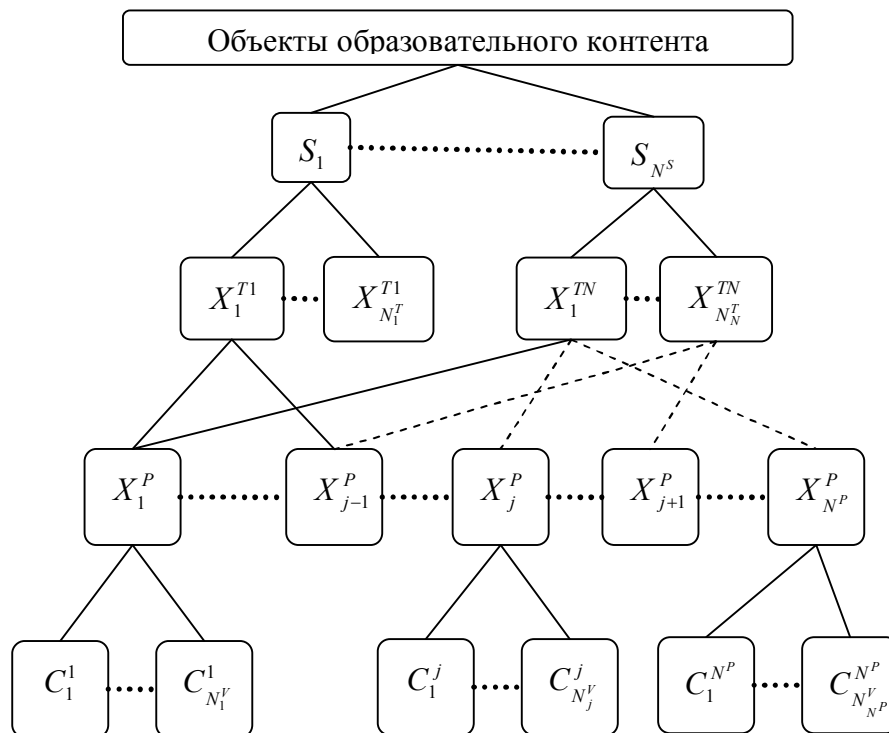


Рис. 1. И-ИЛИ дерево множества альтернатив

Курс (алгоритмическая реализация) представляется в виде совокупности подразделов $S_i, i = \overline{1, N^S}$, N^S - количество подразделов. Множество управляемых параметров алгоритмической реализации курса состоит из подмножеств типов подразделов и параметров подразделов $X = X^T \cup X^P$. Мощности множеств X^T, X^P составляют N^T, N^P , соответственно. У i -го подраздела существует N_i^T альтернативных типов $X_k^{Ti}, k = \overline{1, N_i^T}$. Каждому типу X_k^{Ti} соответствует набор из N_k^{Pi} параметров $\{X_j^P\}$, где $j \in \{I_q^{Pi}\}$ - совокупность индексов элементов $(0 < I_q^{Pi} \leq N^P, q = \overline{1, N_k^{Pi}})$. Каждый параметр X_j^P может принимать значение из набора C_r^j , где $r = \overline{1, N_j^V}$, N_j^V - количество допустимых значений параметра X_j^P .

Различные подразделы имеют общие параметры, равно как и различные типы одного подраздела. Поэтому невозможно отдельно вычислить оптимальные значения управляемых параметров для каждого подраздела в отдельности.

Оценку альтернатив в задаче принятия решений необходимо проводить на основе величины функции полезности, характеризующей вклад в общую связность курса. Значение функции полезности альтернативы в целом образуется из значений функций полезности подразделов, составляющих альтернативу. Критерием расчета общего значения функции по-

лезности на основе частных выбран аддитивный критерий, так как по сути проблемы более важен суммарный эффект совокупности подразделов, нежели выделение оценки какого-либо одного подраздела.

Правила Р формирования альтернатив А на базе элементов Э представляют собой данные о запрещении некоторых комбинаций составляющих элементов. Возможная форма представления данных правил – матричная (симметричная) (рис. 2):

	\mathcal{E}_{11}	\mathcal{E}_{12}	\mathcal{E}_{13}	\mathcal{E}_{21}	\mathcal{E}_{22}
\mathcal{E}_{11}	1	1	0	1	1
\mathcal{E}_{12}		1	1	1	1
\mathcal{E}_{13}			1	1	1
\mathcal{E}_{21}				1	0
\mathcal{E}_{22}					1

Рис. 2. Матричная форма представления данных о совместимости

Элементы \mathcal{E}_{ij} показывают, допустимо ли одновременное использование в курсе i и j типов подразделов.

Следует отметить, что основное отличие предложенного способа представления множества альтернатив от способов, применяющихся в стандартизованных методиках проектирования заключается в возможности обеспечить учет зависимости различных типов подразделов от общих параметров подразделов, а также добавлять новые элементы и формировать новые альтернативы за счет расширения И-ИЛИ дерева.

Для решения NP-сложной задачи поиска проектного решения применимыми будут эволюционные методы, в частности - генетические алгоритмы. Также их применение позволит учитывать существование запрещенных комбинаций типов различных подразделов. Учет осуществляется средствами оператора мутации типов подразделов на основании матрицы совместимости.

Для применения генетического алгоритма необходимо сформировать множество управляемых параметров объекта синтеза, влияющих на его полезность. В качестве объекта синтеза рассматривается структура индивидуального образовательного курса и значения его параметров. Множество управляемых параметров (хромосома) определяет элементный состав курса.

Хромосома представляется совокупностью генов (параметров проектного решения), которые соответствуют подразделам проектируемого курса. Например, среди генов, которые соответствуют каждому подразделу, имеется один, описывающий тип данного подраздела. Другие гены определяют параметры алгоритма наполнения подраздела. У каждого типа подраздела (и, соответственно, у каждого алгоритма наполнения подраздела) имеется различное количество параметров. Следовательно, количество генов в хромосоме будет варьироваться в зависимости от рассматриваемых типов подразделов.

Процесс синтеза проектных решений в соответствии с рекомендациями выполняется по стандартной схеме генетического алгоритма. В эту схему входит этап формирования новых хромосом (рис. 3).

В виду представления проектного решения хромосомой переменной длины разработаны новые принципы применения генетических операторов мутации, кроссовера и селекции. Необходимость в этом продиктована невозможностью применять классические операторы для модификации хромосомы переменной длины. Новые операторы должны также учитывать запрещенные комбинации альтернативных типов подразделов.

Оператор мутации типов подразделов разработан для изменения структуры хромосомы при выполнении генетического алгоритма. Функционирование оператора затрагивает нижние уровни И-ИЛИ дерева, от уровня значений параметров до уровня типов подразделов.

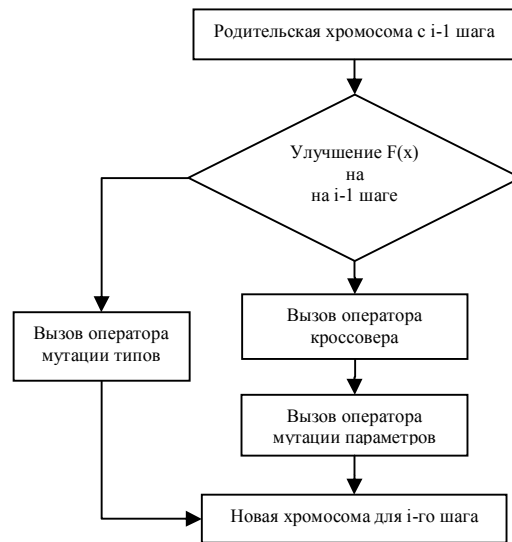


Рис. 3. Схема алгоритма формирования новых хромосом

Смена типов (поля X^{Ti} , на рис. заштрихованы) приводит к смене подраздела и его параметров, закодированных в полях $X_1^{Pi} \dots X_{N^{Pi}}^{Pi}$. Кроме того, изменяется число параметров подраздела N^{Pi} .

Количество типов, которые подвергаются изменению в ходе вызова оператора, может варьироваться в зависимости от хода выполнения генетического алгоритма. В том случае, если улучшение показателя целевой функции от поколения к поколению практически не происходит, необходимо произвести широкую смену типов подразделов. Если же на протяжении нескольких поколений наблюдается стойкая тенденция к улучшению значения целевой функции, то смена типов подразделов производится в узком составе. В подобной ситуации вызов оператора мутации типов целесообразно заменить вызовом оператора мутации параметров подразделов.

Выбор подраздела для применения к нему оператора мутации типов осуществляется на основании анализа динамики изменения значения частной функции полезности данного подраздела. Необходимо менять такой подраздел (его тип), у которого наблюдается стагнация функции полезности в области «плохих» значений.

Оператор мутации параметров подразделов разработан для точечного изменения содержания генов отдельных подразделов в структуре хромосомы при выполнении генетического алгоритма. Функционирование оператора затрагивает самый нижний уровень И-ИЛИ дерева.

Смена значений параметров приводит к изменениям в функционировании алгоритмов наполнения затронутых подразделов курса. Это, в свою очередь, влияет на значение функций полезности, которые вычисляются для хромосом нового поколения.

Возможно совместное применение операторов мутации типов и параметров подраздел. При этом некоторые подразделы будут меняться полностью (смена их типов автоматически ведет к смене параметров). У части же подразделов будут изменяться значения отдельных параметров, которым соответствуют выбранные случайным образом гены хромосомы.

В отличие от классического, оператор кроссовера, предложенный в данной работе, обеспечивает размещение точек разрыва хромосомы в соответствии с делением генов по подразделам. Это означает, что обмен генами будет осуществляться строго между подразделами одного типа.

Таким образом, при использовании разработанного оператора многоточечного кроссовера набор подразделов проектного решения остается неизменным. Обмен значениями параметров (генами) происходит внутри областей хромосом, которые соответствуют отдельным подразделам. Фактически точки разрыва могут располагаться внутри данных областей.

Подобная ситуация возникает, если действие оператора кроссовера на каждый подраздел происходит в отдельности, как если бы на хромосомы действовал вектор операторов кроссовера. Компоненты данного вектора соответствуют отдельным подразделам индивидуального образовательного курса.

Применение рассмотренных выше генетических операторов приводит к формированию новых поколений. На основе анализа значений их целевых функций происходит селекция альтернативного варианта, который может стать проектным решением.

Таким образом, предложенный подход к синтезу индивидуальных образовательных курсов основан на следующих положениях:

- используется множество альтернатив в форме И-ИЛИ дерева с возможностью его расширения за счет внесения дополнительных вариантов;
- проектное решение представляется в форме хромосомы с подразделением генов между подразделами на типовые и параметрические;
- вводятся новые генетические операторы мутации и кроссовера для формирования новых поколений путем асинхронного изменения типов подразделов, а также для проведения кроссовера внутри подразделов.

В соответствии с разрабатываемой методикой проектирования синтез происходит с применением генетического алгоритма. На основании оценки альтернативных вариантов по значениям их функции полезности принимается решение об окончании поиска проектного решения или о генерации новых альтернатив.

Значение целевой функции для альтернативы определяется исходя из значений частных функций полезности для каждого из подразделов. Значения частных функций полезности находятся в зависимости от величин управляемых параметров элементов структуры курса, а также параметров внешних факторов, воздействующих на эффективность и связность восприятия информации курса. Функция полезности подраздела курса дает численную оценку вклада в общую эффективность восприятия и связность курса посредством данного подраздела. Помимо параметров элементов при вычислении функции полезности учитываются требования, предъявляемые к проектируемому курсу. На основании данных требований формируется вектор параметров внешних факторов.

Алгоритм вычисления значения функции полезности подраздела определяется индивидуально для каждого типа X_K^{Ti} . У каждого альтернативного K -го варианта i -й подраздела имеется своя форма вычисления функции полезности $F_K^i(X^P)$. Она генерируется на основе обобщения экспертных мнений. Таким образом, создание новых типов подразделов представляет собой нетривиальный процесс, требующий непосредственного участия экспертов и проектировщиков.

Заключение.

В дополнение к рассмотренному в [1] модульному представлению материалов в рамках проводимого исследования эффективности методики синтеза индивидуальных образовательных программ предложено структурировать элементы пространства образовательного контента с точки зрения эволюционных методов построения проектных решений, в частности – генетических алгоритмов [2, 3].

Представление структуры образовательных курсов путем описания в виде совокупности генов и хромосом дает возможность эффективно оценивать пользу их восприятия обучающимися на основе специально разработанных целевых функций.

Применение же специализированных генетических операторов [4] позволяет осуществлять генерацию различных вариантов индивидуальных образовательных программ в совокупности с наложенными ограничениями на совместимость некоторых элементов пространства образовательного контента.

Использование блочно-иерархического подхода к проектированию структуры образовательных курсов в рамках настоящей работы предложено в форме синтеза контента из элементов множества альтернатив в виде И-ИЛИ дерева. В рамках предложенного подхода

множество альтернативных вариантов может расширяться за счет добавления новых элементов для достижения необходимого уровня целостности. Соответственно, структура объектов контента допускает включение дополнительных подразделов для повышения связности. За счет расширяемости структурного состава курса и множества альтернатив достигается большая гибкость разработанной методики проектирования по сравнению с уже существующими.

Поиск проектного решения ведется на основе критерия максимизации покрываемых объектами контента предметных областей образовательного курса. При вычислении величины максимизируемого функционала предложенная методика использует в качестве управляемых переменных параметры курса, а также учитывает вероятностный характер степени освоения материала объектов контента. Таким образом, математическая модель процесса обучения по курсу формируется на основе совокупности функций полезности подразделов, составляющих курс. Подобный подход позволяет учитывать вклад каждого подраздела в общий показатель эффективности освоения курсового контента.

Для поиска проектного решения применен математический аппарат генетических алгоритмов. Применение данной разновидности эволюционных методов признано наиболее подходящим по критерию ресурсоемкости в сравнении с методами полного перебора вариантов решений NP-сложной задачи, поиска по морфологическим таблицам, а также в связи с возможностью параметров иметь лингвистический характер. Хромосома, представляющая проектное решение, обладает свойством изменять длину. Данное свойство проявляется при внесении изменений в набор типов подразделов, составляющих проектное решение. Вызвано это тем, что альтернативные варианты одного типа подраздела отличаются числом параметров. Варианты различных подразделов также отличаются числом параметров.

Список литературы

1. Волосатова, Т.М. Автоматизация процесса синтеза индивидуальных образовательных программ на основе генетических алгоритмов формирования курсов обучения / Т.М. Волосатова, Д.Е. Беломойцев // Ученые записки ИСГЗ. - 2014. - № 1-2 (12).
2. Норенков, И.П. Генетические методы структурного синтеза проектных решений / И.П. Норенков // Информационные технологии. - 1998. - №1.
3. Норенков, И.П. Эвристики и их комбинации в генетических методах дискретной оптимизации / И.П. Норенков // Информационные технологии. - 1999. - №1.
4. Беломойцев, Д.Е. Разработка методики автоматизированного проектирования каналов передачи защищенных сообщений в беспроводных соединениях мобильных устройств: автореф. дис. ... канд техн. Наук / Беломойцев Дмитрий Евгеньевич. - М., 2009.

Об авторе

Беломойцев Дмитрий Евгеньевич – кандидат технических наук, доцент, ФГБОУ ВО «Московский государственный технический университет им. Н.Э. Баумана», *dmitry.belomoytsev@gmail.com*.

EVOLUTIONARY APPROACH TO THE EDUCATIONAL CONTENT STRUCTURE DESIGN AUTOMATION PROBLEM SOLUTION

Belomoytsev D.E.

Bauman Moscow Technical University

The educational courses effective formation problem at remote form of education is designated. Approach to educational elective courses content formation is considered. The evolutionary technique of drawing up courses is offered. Features of educational content multidimensional representation are given. The way of automation of design of individual programs of training is presented.

Keywords: education course, synthesis method, additional education, automation.

DOI: <https://doi.org/10.22281/2413-9920-2016-02-04-92-98>

References

1. Volosatova T.M., Belomoytsev D.E. Individual educational program synthesis automation based on genetic algorithms of course formation. *Uchenye zapiski ISGZ*, 2014. No.1-1 (12).
2. Norenkov I.P. Genetic methods of structural synthesis of design decisions. *Informatsionnye tekhnologii*, 1998, No.1.
3. Norenkov I.P. Heuristics and its combination in genetic methods of discrete optimization. *Informatsionnye tekhnologii*, 1999, No.1.
4. Belomoytsev D.E. Development of a technique of the automated design of channels of transfer of the protected messages in wireless connections of mobile devices. Cand. Diss. (Engineering). Moscow. 2009.

Author' information

Dmitriy E. Belomoytsev - Ph.D., Associate professor at Bauman Moscow Technical University, dmitry.belomoytsev@gmail.com.

Дата публикации
(Date of publication):
25.12.2016

УДК 621.165

МОДЕЛИРОВАНИЕ КИНЕМАТИКИ И СЕПАРАЦИИ ПОЛИДИСПЕРСНЫХ КАПЕЛЬНЫХ ПОТОКОВ В ВЕРТИКАЛЬНЫХ ЦИКЛОНАХ С БОКОВЫМ ПОДВОДОМ ВЛАЖНОГО ПАРА ИЛИ ВОЗДУХА

Лагерева Э.А.

Брянский государственный университет имени академика И.Г. Петровского

Представлена методика расчета коэффициента сепарации полидисперсной капельной влаги из потока влажного пара или воздуха в вертикальном циклоне с боковым тангенциальным входом потока рабочего тела, а также гистограммы распределения по размерам не осевших капель и эпюры распределения по внутренней поверхности стенки циклона массового расхода осевшей жидкости. Она включает газодинамическую модель движения газовой и жидкой фаз рабочего тела внутри циклона и подход, реализующий идею пространственной и фракционной дискретизации процесса сепарации. На основе расчетов кинематики капельной влаги конкретных циклонов показана целесообразность совершенствования принятой системы влагоудаления, связанного с выполнением промежуточных влагоотводящих устройств, рациональным их размещением на поверхности обечайки и заданием оптимальных конструктивных размеров.

Ключевые слова: *циклон, моделирование, газодинамическая модель, кинематика, сепарация, капельная влага, промежуточное влагоотводящее устройство.*

DOI: <https://doi.org/10.22281/2413-9920-2016-02-04-99-109>

Вертикальные циклоны с боковым тангенциальным подводом влажного пара или воздуха, выходом газовой фазы в верхней части корпуса и удалением уловленной капельной влаги через нижнюю часть конструктивно являются одним из наиболее простых типов сепарационных устройств. В промышленной и коммунальной теплоэнергетике различные конструктивные разновидности этих сепараторов нашли применение [1-4], в частности, в качестве внутрибаранных и выносных циклонов паровых котлов ТЭС и парогенераторов АЭС, батарейных сепараторов влажного пара. К настоящему времени выполнен значительный объем теоретических и экспериментальных исследований основных технических характеристик вертикальных циклонов – эффективности сепарации, гидравлического сопротивления, допустимых паропроизводительности и осевой скорости подъема пара и воздуха и др. С их помощью и на основе практического опыта были сформулированы рекомендации по проектированию в зависимости от ожидаемого режима работы циклонов, а также получены критериальные соотношения для оценки коэффициента сепарации в зависимости от конструктивных размеров и параметров двухфазного рабочего тела [1, 2]. Было установлено, что эффективность сепарации имеет экстремальный характер изменения в зависимости от величины отношения тангенциальной скорости газового потока на входе в циклон u и осевой скорости подъема пара w_0 . Оптимальное значение $u/w_0 = 10...20$ по данным [2], причем допустимые величины w_0 для сепараторов паровых котлов составляют $[w_0] = 0,3...1,3$ м/с при давлении пара 1...11 МПа.

Конструкция вертикальных циклонов предусматривает удаление отсепарированной влаги в нижней части его водяного объема путем самопроизвольного стекания жидкой пленки, образующейся при центробежном отделении капель из закрученного потока рабочего тела в результате проявления инерционного эффекта, вдоль внутренней стенки цилиндрической обечайки под действием силы тяжести. Для повышения эффективности сепарации иногда предусматриваются влагоотводящие щели, располагаемые в верхней части парового объема циклона в непосредственной близости от пароотводящей трубы, для удаления той части жидкой пленки, которая может двигаться вверх под действием силы внутреннего трения на границе раздела фаз. Анализ применяемой системы влагоудаления показывает ее недостаточную развитость, так как на всем достаточно протяженном пути движения пленки от подводящего патрубка до нижней или верхней части сепаратора (вдоль оси циклона его относительная протяженность составляет 1...3 диаметра обечайки D_0 , а полная может достигать до

(10...20) D_0 и более) отсутствуют промежуточные устройства влагоудаления и, таким образом, отсутствует возможность эффективного воздействия на протекающие процессы вторичного массообмена между жидкой и газовой фазами. Следует ожидать, что эти процессы достаточно интенсивны. Это связано с отражением и разбрызгивающим действием оседающих первичных капель [5], с вероятностью формирования по мере перемещения к месту удаления пленок критической толщины [6] и с трехмерным характером поля скоростей паровой фазы внутри циклона – наличием обширной вихревой зоны у противоположной относительно подводящего патрубка стенки и возможностью возвратного движения пара в центральной части циклона вследствие радиальной неравномерности эпюры давления по поперечному сечению обечайки. Вторичные срывные процессы с поверхности жидкой пленки, подъем капель пара и вынос их в паропроводящую трубку интенсифицируются с увеличением осевой скорости w_0 , т.е. при уменьшении отношения $u/w_0 < 5$ они настолько снижают сепарационную способность вертикальных циклонов, что делают невозможным их эффективную работу [2].

Таким образом, недостаточная развитость традиционно применяемой системы влагоудаления во многом обуславливает присущие данному типу сепараторов недостатки:

- сравнительно невысокие значения допустимой паропроизводительности (объемного расхода влажного пара);
- повышенные массогабаритные показатели.

Улучшение названных технических характеристик путем снижения допустимых значений отношения $u/w_0 < 10...20$ при сохранении высокого значения коэффициента сепарации является важным условием совершенствования конструкции вертикальных циклонов.

Данная задача должна решаться в направлении совершенствования системы влагоудаления: применении промежуточных влагоотводящих устройств, рациональном их размещении на поверхности обечайки и задании оптимальных конструктивных размеров. В свою очередь, решение совокупности названных частных задач базируется на результатах моделирования движения полидисперсных потоков капельной влаги в поле скоростей газовой фазы внутри циклона, построении эпюр распределения по внутренней поверхности обечайки расхода осевшей жидкости, прогнозировании направления ее дальнейшего перемещения и изменения толщины жидкой пленки [7]. Разработке возможных подходов к моделированию движения влаги в вертикальных циклонах и посвящена данная работа.

На рис. 1 приведена конструкция исследуемых сепараторов с обозначением характерных геометрических размеров.

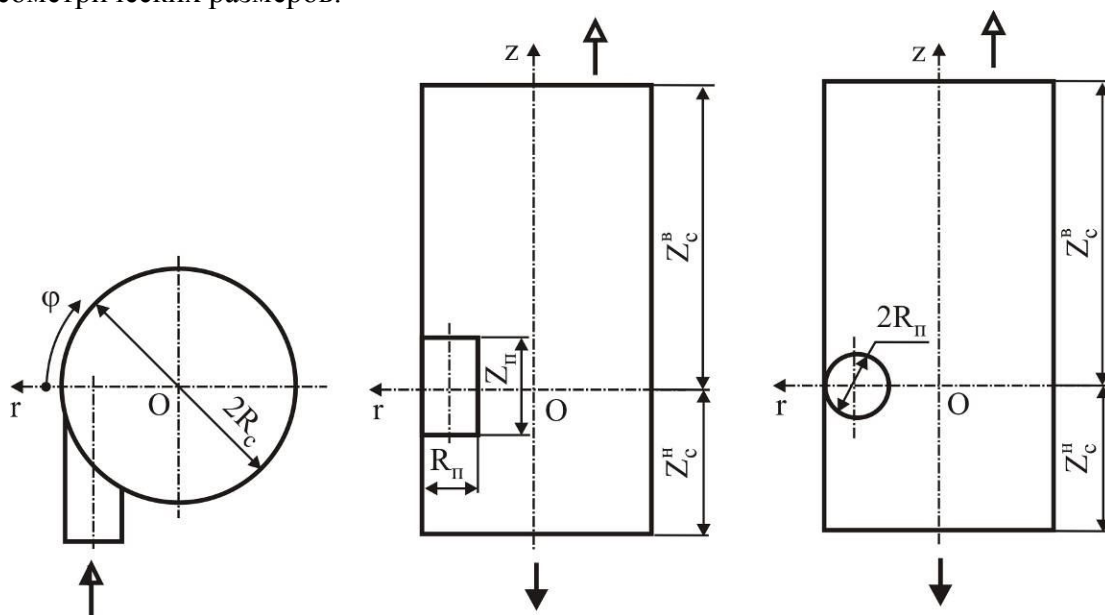


Рис. 1. Конструкция вертикальных циклонов с боковым тангенциальным подводом влажного пара или воздуха

В основе моделирования кинематики капле влаги лежит подход, реализующий идею пространственной и фракционной дискретизации процесса [8, 9].

Под пространственной дискретизацией понимается разделение капельного потока на ряд групп в зависимости от места их входа вовнутрь циклона с последующим отдельным анализом движения капель каждой группы и оценкой ее вклада в формирование пленки жидкости. Для этого проекция выходного сечения подводящего патрубка на плоскость xOz разбивается на $N = n_i n_j$ подобластей S_{ij} , каждая из которых характеризуется четырьмя угловыми точками $M_{ij}^{(1)} \dots M_{ij}^{(4)}$ и центральной точкой M_{ij} (рис. 2). В случае патрубка прямоугольного поперечного сечения подобласть S_{ij} также является прямоугольной, причем n_i - число рядов S_{ij} по ширине патрубка, а n_j - число слоев S_{ij} по его высоте. Координаты центральных точек M_{ij} в цилиндрической системе координат $r\varphi z$:

$$r_{ij} = R_0 - (i - 0,5)\Delta R; \quad \varphi_{ij} = 0; \quad z_{ij} = Z_c + (j - 0,5)\Delta Z.$$

В случае патрубка круглого поперечного сечения подобласть S_{ij} является кольцевым сектором, причем n_i - число рядов S_{ij} в окружном направлении, а n_j - число слоев S_{ij} в радиальном направлении. Координаты центральных точек M_{ij} в цилиндрической системе координат $r\varphi z$:

$$r_{ij} = [R_n - (j - 0,5)\Delta R] \cos[(i - 0,5)\Delta \psi]; \quad \varphi_{ij} = 0; \quad z_{ij} = [R_n - (j - 0,5)\Delta R] \sin[(i - 0,5)\Delta \psi].$$

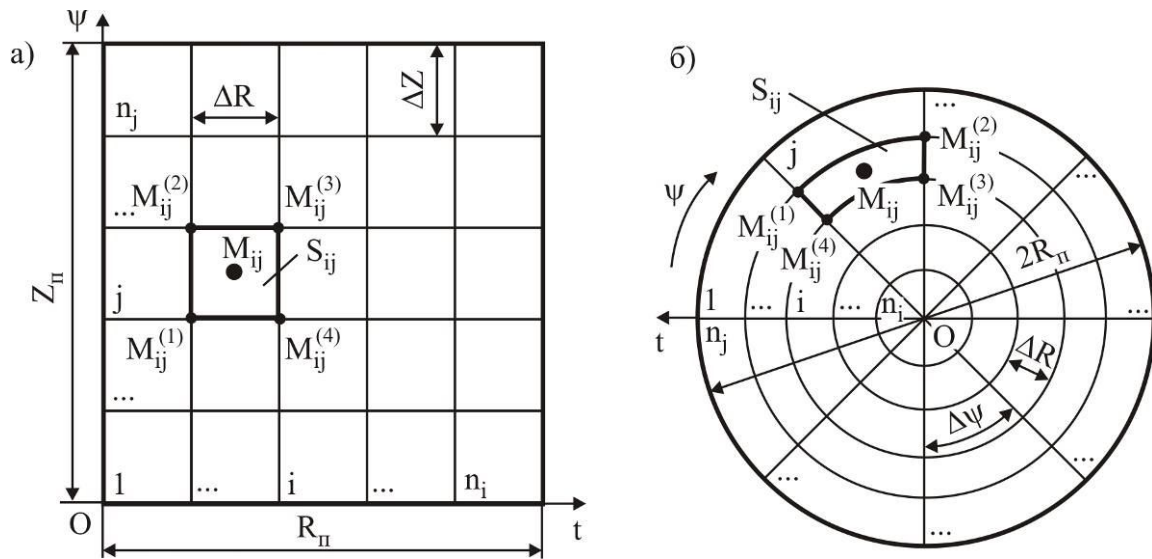


Рис. 2. Схемы пространственной дискретизации сечения подводящего патрубка: а - прямоугольного поперечного сечения; б - круглого поперечного сечения

Движение паровой фазы на входе в циклон приближенно является одномерным. Скорость пара переменна в пределах поперечного сечения подводящего патрубка $C = C(t, \psi)$ [10], вследствие чего массовый расход рабочего тела через произвольную подобласть S_{ij} поперечного сечения приближенно равен

$$g_{ij} = \rho C(t_{ij}, \psi_{ij}) F_{ij},$$

где ρ - плотность влажного пара; t_{ij}, ψ_{ij} - координаты центральной точки M_{ij} подобласти S_{ij} в системе координат, связанной с поперечным сечением подводящего патрубка (рис.2); F_{ij} - площадь подобласти S_{ij} .

Локальная степень влажности $y(t, \psi)$ в пределах поперечного сечения подводящего патрубка существенно неравномерна. Согласно данным [11], для перепускных ресиверов большого диаметра влажнопаровых турбин АЭС примерно 30...50 % влаги концентрируется в пристеночной зоне толщиной менее 5 % диаметра поперечного сечения. Вид функции $y(t, \psi)$ учитывает неоднородность заполнения влагой сечения патрубка в радиальном t и окружном ψ направлениях, возникающую при наличии в подводящем участке патрубка криволинейных участков, ответвлений, отборов рабочего тела и других местных сопротивлений. Для функции $y(t, \psi)$ справедливо соотношение:

- подводящий патрубок прямоугольного сечения

$$\int_0^{R_n} \int_0^{Z_n} y(t, \psi) dt d\psi = R_n Z_n y_0;$$

- подводящий патрубок круглого сечения

$$\int_0^{R_n} \int_0^{2\pi} y(t, \psi) dt d\psi = \pi R_n^2 Z_n y_0,$$

где y_0 - средняя степень влажности рабочего тела на входе в циклон.

Таким образом, через подобласть S_{ij} поперечного сечения подводящего патрубка вовнутрь циклона поступает массовый расход капельной влаги

$$g'_{ij} = y(t_{ij}, \psi_{ij}) g_{ij}.$$

Под фракционной дискретизацией понимается разделение полидисперсного капельного потока каждой из групп на ряд фракций в зависимости от их радиуса r_k с последующим отдельным анализом дальнейшего движения капель каждой фракции и оценки ее вклада в формирование пленки жидкости. Для этого весь диапазон размеров капель, проходящих через подобласть S_{ij} поперечного сечения подводящего патрубка, $r_k \in [0; r_{\max, ij}]$ разбивается на K фракций одинаковой ширины $\Delta r_{ij} = r_{\max, ij} / K$. К произвольной ν -й фракции относятся капели размера

$$r \in [(\nu - 1)\Delta r_{ij}; \nu\Delta r_{ij}]$$

со среднефракционным радиусом $r_{ij, \nu} = (\nu - 0,5)\Delta r_{ij}$.

В первом приближении для характеристики распределения массы капель по размерам рекомендуется использование нормальной функции Гаусса [6]:

$$f_4(r_k) = \frac{m(r_k)}{m(\bar{r}_k)} = \exp \left[-\pi \left(\frac{r_k}{\bar{r}_k} - 1 \right)^2 \right].$$

Учитывая свойства нормального распределения [12], распределение расхода капельной влаги в каждой подобласти g'_{ij} также следует считать нормальным со средним значением радиуса капель $\bar{r}_{kij} = 0,5r_{\max, ij}$. Расход капель ν -й фракции, прошедшей через подобласть S_{ij} , составляет $r_{ij, \nu} + \Delta r_{ij} / 2$:

$$g'_{ij, \nu} = g'_{ij} \left\{ \int_{r_{\max, ij}}^{r_{ij, \nu} + \Delta r_{ij} / 2} \exp \left[-\pi \left(2 \frac{r_k}{r_{\max, ij}} - 1 \right)^2 \right] dr_k \right\} / \left\{ \int_0^{r_{\max, ij}} \exp \left[-\pi \left(2 \frac{r_k}{r_{\max, ij}} - 1 \right)^2 \right] dr_k \right\}.$$

Таким образом, весь поток капельной влаги на входе в циклон разделяется на $n_i n_j$ отдельных групп и фракций, движение которых подлежит отдельному моделированию. Представление о движении и осаждении всех капель ν -й фракции ij -й группы дает движение капели среднефракционного радиуса $r_{ij, \nu}$, прошедшей через центральную точку M_{ij} . Очевидно,

с уменьшением дискретности разбиения (т.е. с увеличением n_i и n_j) результаты расчета количества осевшей влаги на внутренней поверхности циклона будут приближаться к действительному значению. Это подтверждается данными, приведенными на рис. 3 и характеризующими изменение величины коэффициента осаждения в зависимости от числа подобластей S_{ij} . При проведении расчетов в качестве примера использовался сепаратор, предназначенный для эксплуатации при номинальном давлении 0,8 МПа, массовом расходе рабочего тела $G = 0,6$ и $1,2$ кг/с и степени влажности $y_0 = 0,8$ в составе системы подготовки геотермального пара турбин ГеоТЭС. Конструктивные размеры данного циклона: $R_n = 0,03$ и $0,06$ м; $Z_n = 0,15$ м; $R_0 = 0,15$ м; $Z_c^e = 1,15$ м; $Z_c^h = 0,5$ м; $\alpha = \beta = 0$. Видно, что погрешность расчета η_0 , связанная с дискретностью представления процесса, при $n_i n_j > 4 \dots 9$ оказывается практически незначимой.

Кинематика каплей ν -й фракции ij -й группы (траектория и скорость) характеризуются системой дифференциальных уравнений движения сферической жидкой частицы под действием преимущественно сил инерции, тяжести и аэродинамического сопротивления со стороны пара [6, 7]. В цилиндрической системе координат циклона $r\varphi z$

$$\begin{aligned} dC_r' / d\tau &= C_\varphi'^2 / r - K_1 C_x \nu C_r'; \\ dC_\varphi' / d\tau &= -C_r' C_\varphi' / r + K_1 C_x \nu (C_\varphi - C_\varphi'); \\ dC_z' / d\tau &= K_1 C_x \nu (C_z - C_z') - g; \end{aligned}$$

где $K_1 = 0,375(\rho / \rho') / r_{ij,k}$; C_x - коэффициент аэродинамического сопротивления, являющийся функцией числа Рейнольдса Re капли $r_{ij,\nu}$ [13]; $\nu = |C - C'|$ - модуль разности скоростей паровой и жидкой фаз; g - ускорение свободного падения; r, φ, z - индексы обозначают проекции скорости капли на соответствующие оси цилиндрической системы координат.

Начальные условия (в точке M_{ij}):

$$\begin{aligned} r(0) &= r_{ij}; \quad \varphi(0) = \varphi_{ij}; \quad z(0) = z_{ij}; \\ C_r'(0) &= \Theta(r_{ij,\nu}) C(t_{ij}, \psi_{ij}) \sin \alpha; \\ C_\varphi'(0) &= \Theta(r_{ij,\nu}) C(t_{ij}, \psi_{ij}) \cos \alpha \cos \beta; \\ C_z'(0) &= \Theta(r_{ij,\nu}) C(t_{ij}, \psi_{ij}) \sin \beta; \end{aligned}$$

где $\Theta(r_{ij,\nu})$ - коэффициент скольжения для капли, зависящий от ее радиуса и параметров рабочего тела [13].

Согласно [2], в первом приближении поле скоростей паровой фазы внутри циклона сравнительно малого диаметра можно определять на основе статистического закона скоростей:

$$\omega = \frac{u}{R} = const,$$

где ω - угловая скорость вращения газа; u - линейная скорость газа на радиусе R .

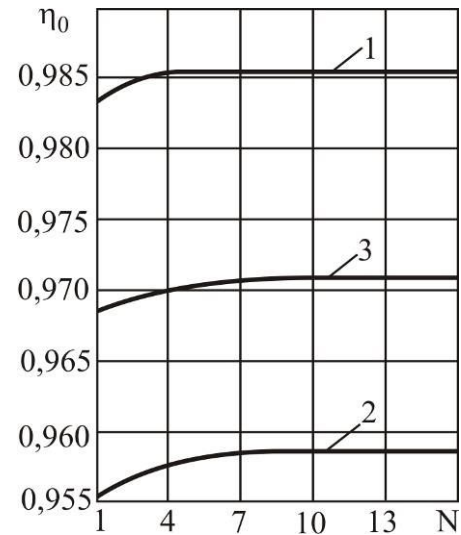


Рис. 3. Влияние дискретности разбиения подводящего патрубка на оценку η_0 (при $n_i = n_j$):

- 1 - $R_n = 0,03$ м, $G = 0,6$ кг/с,
 $u / w_0 = 16$;
- 2 - $R_n = 0,06$ м, $G = 0,6$ кг/с,
 $u / w_0 = 8$;
- 3 - $R_n = 0,06$ м, $G = 1,2$ кг/с,
 $u / w_0 = 16$

Тогда в произвольной точке $N(r, \varphi, z)$ циклона проекции скорости пара на оси цилиндрической системы координат

$$\begin{aligned} C_r &= 0; \quad C_z = G / \pi \rho R_0^2; \\ C_\varphi &= rG / \pi \rho R_n Z_n (R_0 - R_n / 2) - \text{прямоугольный патрубок}; \\ C_\varphi &= rG / \pi \rho R_n^2 (R_0 - R_n) - \text{круглый патрубок}. \end{aligned}$$

Система дифференциальных уравнений движения интегрируется с помощью численного метода Рунге-Кутты 4-го порядка. Это позволяет для ряда дискретных моментов времени $\tau_k = k\Delta\tau$ определить координаты точек (r_k, φ_k, z_k) траекторий капель радиуса r_{ij} и проекции их скорости $C'_{rk}, C'_{\varphi k}, C'_{zk}$. Условие осаждения капель на внутреннюю стенку циклона:

$$r_k > R_0.$$

Если условие выполняется, то к массовому расходу осевших капель G_0 добавляется массовый расход капель v -й фракции, прошедшей через подобласть S_{ij} :

$$G_0 = G_0 + g'_{ij,v}.$$

Если условие не выполняется для всех точек траектории (при $-Z_c^H < z_k < Z_c^E$), то капли радиуса $r_{ij,v}$ считаются прошедшими через циклон без осаждения на стенку. Они формируют массовый расход проходящих капель:

$$G_n = G_n + g'_{ij,v}.$$

Расход G_0 осевшей влаги определяет коэффициент осаждения $\eta_0 = G_0 / G$. Его следует рассматривать как верхнюю оценку максимально возможного коэффициента сепарации η циклона данных конструктивных размеров при данном режиме эксплуатации, так как при расчете η_0 не учитываются процессы вторичного капельного массообмена между пленкой жидкости на поверхности обечайки сепаратора и паровой фазой. Разность $\Delta\eta = \eta_0 - \eta$ является потенциально возможным эффектом от рациональной разработки промежуточных устройств системы влагоудаления циклона.

Важную информацию для дальнейшего анализа процесса формирования и движения осевшей влаги дает эпюра распределения по внутренней поверхности обечайки сепаратора удельного (на единицу площади поверхности) массового расхода осевших капель. Для ее построения на внутреннюю поверхность циклона наносится сетка опорных точек $L_{nm} (n \in [1; 2\pi / \Delta\varphi_L], m \in [1; (Z_c^H + Z_c^E) / \Delta z_L])$ с шагом $\Delta\varphi_L$ в окружном и Δz_L - в осевом направлении. Для каждой v -й фракции капель, прошедших через угловые точки $M_{ij}^{(1)}, \dots, M_{ij}^{(4)}$ подобласти S_{ij} , определяются точки $N_{ij}^{(1)}, \dots, N_{ij}^{(4)}$ на поверхности сепаратора – места оседания на нее капель. Удельный массовый расход осевших капель $r_{ij,v}$ приближенно оценивается зависимостью

$$q'_{ij,v} = g'_{ij,v} / R_0 (\Delta\varphi_0)_{ij,v} (\Delta z_0)_{ij,v},$$

где $\Delta\varphi_0 = (\varphi_0^{(3)} + \varphi_0^{(4)} - \varphi_0^{(1)} - \varphi_0^{(2)}) / 2$ - средняя окружная протяженность зоны осаждения капель $r_{ij,v}$; $\Delta z_0 = (z_0^{(2)} + z_0^{(3)} - z_0^{(1)} - z_0^{(4)}) / 2$ - средняя осевая протяженность зоны осаждения капель $r_{ij,v}$; $\varphi_0^{(1)}, \dots, \varphi_0^{(4)}, z_0^{(1)}, \dots, z_0^{(4)}$ - соответственно координаты φ и z точек $N_{ij}^{(1)}, \dots, N_{ij}^{(4)}$.

Суммарный удельный расход в произвольной опорной точке L_{nm} определяется суммированием расходов $q'_{ij,v}$, зоны осаждения которых заключают точку L_{nm} :

$$q'_{nm} = \sum \sum q'_{ij,v}.$$

По совокупности значений q_{nm} в дискретных точках L_{nm} эпюра распределения удельных расходов осевшей влаги строится путем нанесения ряда линий $q' = const$ на развертку внутренней поверхности обечайки циклонов.

Представленная методика расчетно-теоретического анализа движения капельной влаги в вертикальном циклоне реализована в вычислительной программе SEPARAT [14, 15]. Она написана на алгоритмическом языке Borland Pascal и ориентирована для использования на персональных компьютерах семейства IBM PS и совместимых с ними. Входящий в ее состав вычислительный компонент SIMULATION_GASODYNAMICS позволяет проводить численные расчеты по газодинамическим моделям кинематики и первичного осаждения жидкой полидисперсной капельной фазы из пространственных закрученных многофазных потоков теплоносителя в характерных элементах парового тракта энергоустановок [9, 14]. Второй входящий в ее состав вычислительный компонент SIMULATION_MULTIPHASE_FLOWS позволяет проводить численные расчеты сепарации капельно-пленочной влаги в характерных элементах парового тракта энергоустановок [15].

В результате выполнения программы определяются следующие данные:

- коэффициент осаждения влаги η на внутреннюю стенку сепаратора;
- дисперсный состав прошедшей через сепаратор влаги, характеризующийся гистограммой распределения ее массового расхода по размерам капель;
- эпюра распределения по внутренней поверхности обечайки сепаратора удельного массового расхода осевших капель.

Программа позволяет выполнить исследования влияния на указанные выходные данные следующих исходных параметров:

- газодинамических параметров потока влажного пара в выходном сечении подводящего патрубка;
- основных геометрических размеров, характеризующих конструкцию сепаратора и подводящего патрубка;
- конфигурации подводящей трассы (количества и расположения поворотов в трубопроводе).

Представление о функциональных возможностях методики и программы Separat дают результаты расчета вертикального сепаратора геотермального пара, имеющего следующие размеры: $R_n = 0,075$ м; $Z_n = 0,15$ м; $R_0 = 0,15$ м; $Z_c^e = 1,15$ м; $Z_c^h = 0,5$ м; $\alpha = \beta = 0$. Режимные параметры работы сепаратора: давление пара 0,8 МПа; массовый расход $G = 0,6$ кг/с; степень влажности 0,8.

Расчетный коэффициент осаждения составляет $\eta = 0,993$ при отношении скоростей $u/w_0 = 16$. Капли размером $r_k > 2,53$ мкм оседали на внутреннюю поверхность сепаратора. Гистограмма распределения массы прошедшей влаги по размерам капель представлена на рис. 4. Видно, что вид закона распределения капель в выходном патрубке циклона существенно отличается от закона распределения капель в подводящем патрубке: он становится более равномерным.

На рис. 5 представлена часть эпюры распределения удельного массового расхода осевшей влаги по поверхности циклона. Наблюдается явно выраженная зона преимущественного осаждения капель в интервале $0 < \varphi < 70 \dots 75^\circ$ и протяженностью по высоте, соответ-

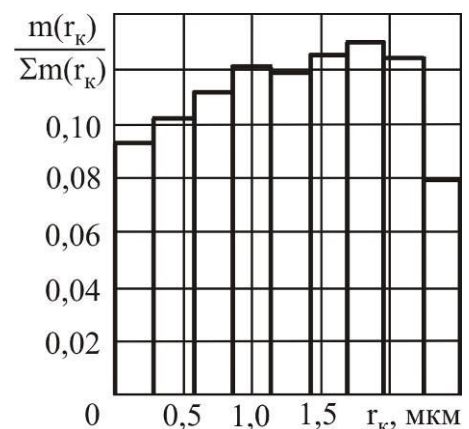


Рис. 4. Гистограмма распределения массы прошедшей влаги по размерам капель

ствующей высоте сечения подводящего патрубка. Минимальные капли радиуса 2,53...4,0 мкм успевают до осаждения на стенку циклона совершить поворот на угол более 360° . Этим объясняется наличие характерного выступа на линии равного удельного расхода $q' = 0,1$ кг/(м²·с).

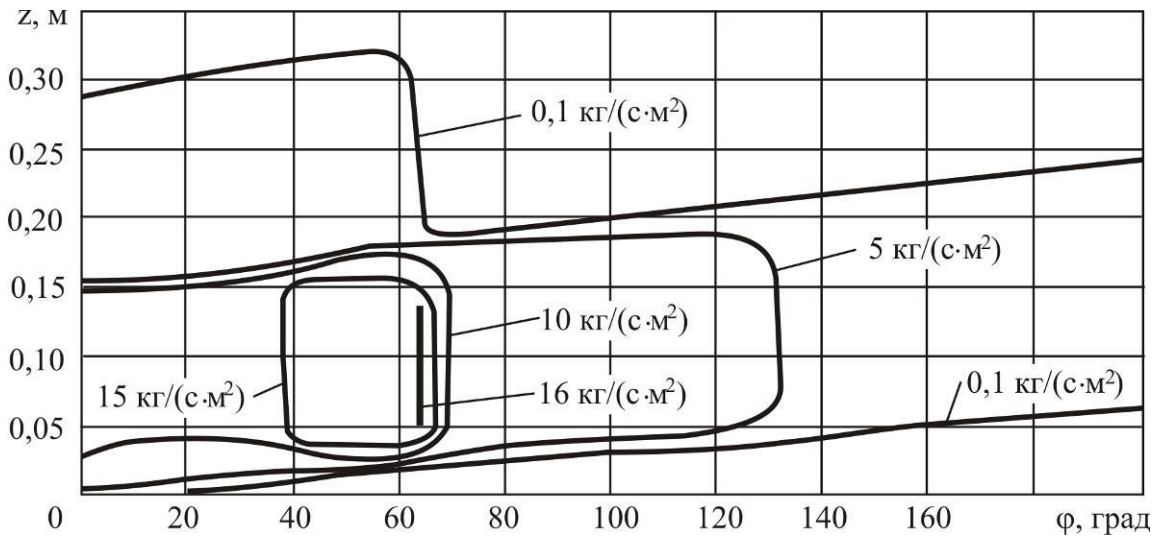


Рис. 5. Эпюра распределения массового расхода осевшей влаги по поверхности циклона

На рис. 5 представлена часть эпюры распределения удельного массового расхода осевшей влаги по поверхности циклона. Наблюдается явно выраженная зона преимущественного осаждения капель в интервале $0 < \varphi < 70 \dots 75^{\circ}$ и протяженностью по высоте, соответствующей высоте сечения подводящего патрубка. Минимальные капли радиуса $2,53 \dots 4,0$ мкм успевают до осаждения на стенку циклона совершить поворот на угол более 360° . Этим объясняется наличие характерного выступа на линии равного удельного расхода $q' = 0,1$ кг/(с·м²).

На рис. 6 приведены графики изменения параметров жидкой пленки (без учета вторичного массообмена) вдоль окружной координаты φ в сечении $z = 0,1$ м от нижнего края подводящего патрубка. Анализ эпюры $q'(\varphi, z)$ позволяет выявить места целесообразного расположения влагоотводящих щелей, а также их размеры и оценить их производительность. В частности, влагоотводящую щель длиной $0,14$ м ($z = 0,03 \dots 0,17$ м) целесообразно выполнить в сечении $\varphi = 75^{\circ}$. Желательны также дополнительные щели в сечениях $\varphi < 75^{\circ}$. Например, на рис. 6 приведен график расхода жидкой пленки $G'_{пл}$ (штриховая линия), построенный из учета выполнения двух дополнительных щелей в сечениях $\varphi = 32^{\circ}$ и $\varphi = 56^{\circ}$. В идеальном случае данная система из трех щелей дает возможность удалить из циклона до 60 % всей осевшей влаги. Это позволит резко снизить интенсивность процессов вторичного массообмена между пленкой и газовой фазой и, таким образом, повысить коэффициент сепарации циклона в сторону максимально возможного значения – коэффициента осаждения $\eta = 0,993$ [16].

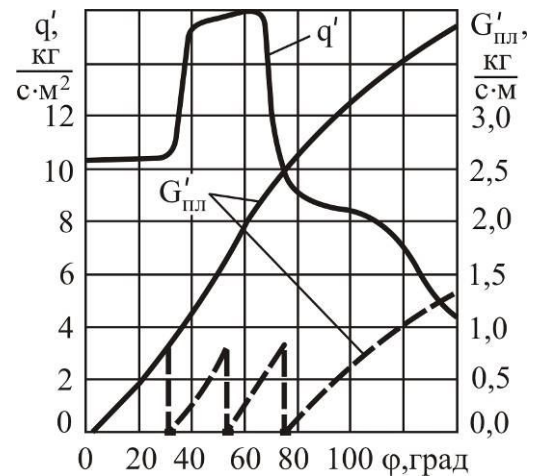


Рис. 6. Изменение параметров пленки влаги в окружном направлении (сечение $z = 0,1$ м от нижнего края подводящего патрубка)

Список литературы.

1. Агеев, А.Г. Сепарационные устройства АЭС / А.Г. Агеев, В.Б. Карасев, И.Т. Северов, В.Ф. Титов. – М.: Энергоиздат, 1982. – 169 с.
2. Бузников, Е.Ф. Циклонные сепараторы в паровых котлах / Е.Ф. Бузников. – М.: Энергия, 1969. – 248 с.

3. Маргулова, Т.Х. Водные режимы тепловых и атомных электростанций / Т.Х. Маргулова, О.И. Мартынова. – М.: Высшая школа, 1987. – 319 с.
4. Стырикович, М.А. Парогенераторы электростанций / М.А. Стырикович, К.Я. Катковская, Е.П. Серов. – М.-Л.: Энергия, 1966. – 384 с.
5. Филиппов, Г.А. Сепарация влаги в турбинах АЭС / Г.А. Филиппов, О.А. Поваров. – М.: Энергия, 1979. – 320 с.
6. Филиппов, Г.А. Исследование и расчеты турбин влажного пара / Г.А. Филиппов, О.А. Поваров, В.В. Пряхин. – М.: Энергия, 1973. – 231 с.
7. Лагерев, А.В. Математическое моделирование массопереноса и удаления капельно-плёночной влаги в инерционно-гравитационных сепараторах влажного пара / А.В. Лагерев // Инженерно-физический журнал. - 2000. - Т. 73. - №3. - С.1-9.
8. Лагерев, А.В. Эрозия паровых турбин: вероятностный подход: в 3 т. / А.В. Лагерев. – М.: Машиностроение-1, 2006.
9. Лагерев, А.В. Моделирование процессов массопереноса влаги в вертикальных сепараторах с тангенциальным входом для АЭС / А.В. Лагерев, Э.А. Лагерева // Известия вузов. Ядерная энергетика. - 1997. - №3. - С.68-72.
10. Лойцянский, Л.Г. Механика жидкости и газа / Л.Г. Лойцянский. – М.: ГИТТЛ, 1957. – 784 с.
11. Гостев, Д.Г. Гидродинамика двухфазного потока в ресиверах влажнопаровых турбин / Д.Г. Гостев, А.Н. Хрунич // Теплоэнергетика. – 1991. - № 8. – С. 60-65.
12. Корн, Г. Справочник по математике для научных работников и инженеров / Г. Корн, Т. Корн. – М.: Наука, 1984. – 832 с.
13. Кириллов, И.И. Основы теории влажнопаровых турбин / И.И. Кириллов, Р.М. Яблоник. – М.: Машиностроение, 1968. – 264 с.
14. Лагерев, А.В. Математическое моделирование кинематики и осаждения влаги из пространственных многофазных потоков в элементах паровых энергоустановок / А.В. Лагерев, Э.А. Лагерева // Вестник Брянского государственного технического университета. - 2008. - № 1. - С. 67-75.
15. Лагерев, А.В. Математическое моделирование кинематики и сепарации плёночной влаги в элементах парового тракта энергоустановок / А.В. Лагерев, Э.А. Лагерева // Вестник Брянского государственного технического университета. - 2008. - № 3. - С. 67-75.
16. Лагерев, А.В. Оптимизация влагоудаления в вертикальных сепараторах с тангенциальным входом для АЭС / А.В. Лагерев, Э.А. Лагерева // Известия вузов. Ядерная энергетика. - 1997. - № 6. - С. 30-34.

Сведения об авторе

Лагерева Эльвира Александровна - кандидат технических наук, доцент, заместитель начальника отдела ФГБОУ ВО «Брянский государственный университет имени академика И.Г. Петровского», *elvira-l.alex@yandex.ru*.

SIMULATION OF KINEMATICS AND THE SEPARATION OF POLYDISPERSE DRIP FLOW IN THE VERTICAL CYCLONES HAVING A SIDE INLET WET STEAM OR AIR

Lagereva E.A.

Academician I.G. Petrovskii Bryansk State University

The presented method of calculation of the separation of polydisperse condensed moisture from a flow of wet steam or air in a vertical cyclone with tangential inlet side of the flow of the working fluid, and histograms of the size distribution is not deposited drops and diagrams of the distribution on the inner wall surface of the cyclone mass flow of the precipitated liquid. It includes gas-dynamic model of the motion of the gas and liquid phases of the working fluid inside the cyclone and the approach implements the idea of spatial and fractional discretization of the separation process. On the basis of calculations of the kinematics of condensed moisture specific cyclones have shown the feasibility of improving the accepted system of dehumidification that is associated with the implementation of intermediate wicking devices, their rational placement on the surface of the shell and setting the optimum constructive sizes.

Key words: cyclone, modeling, gas dynamics model, kinematics, separation, the condensed moisture, intermediate moisture-wicking device.

DOI: 10.22281/2413-9920-2016-02-04-99-109

References

1. Ageev A.G., Karasev V.B., Severov I.T., Titov V.F. *Separatsionnye ustroystva AES* [The separation devices of the NPP]. Moscow, Energoizdat, 1982. 169 p.
2. Buznikov E.F. *Tsiklonnye separatory v parovykh kotlakh* [Separators in steam boilers]. Moscow, Energiya, 1969. 248 p.
3. Margulova T.Kh., Martynova O.I. *Vodnye rezhimy teplovykh i atomnykh elektrostantsiy* [Water regimes of thermal and nuclear power plants]. Moscow, Vysshaya shkola, 1987. 319 p.
4. Styrikovich M.A., Katkovskaya K.Ya., Serov E.P. *Parogeneratory elektrostantsiy* [The steam generators of power plants]. Moscow-Leningrad, Energiya, 1966. 384 p.
5. Filippov G.A., Povarov O.A. *Separatsiya vlagi v turbinakh AES* [Separation of moisture in turbines of the NPP]. Moscow, Energiya, 1979. 320 p.
6. Filippov G.A., Povarov O.A., Pryakhin V.V. *Issledovaniya i raschyety turbin vlazhnogo para* [Research and calculations wet steam turbines]. Moscow, Energiya, 1973. 231 p.
7. Lagerev A.V. Mathematical modeling of mass transfer and removal of droplet-film moisture in inertia-gravity separators of moist vapor. *Inzhenerno-Fizicheskiy Zhurnal*, 2000, Vol. 73, No. 3, pp. 501.
8. Lagerev A.V. *Eroziya parovykh turbin: veroyatnostnyy podkhod* [Erosion of steam turbines: a probabilistic approach]. Moscow, Mashinostroenie-1, 2006.
9. Lagerev A.V., Lagereva E.A. Analysis of mass transfer at the vertical separators with tangential entrance for NPPs. *Izvestiya vysshikh uchebnykh zavedeniy. Yadernaya energetika*, 1997, No. 3, pp. 68-72.
10. Loytsyanskiy L.G. *Mekhanika zhidkosti i gaza* [Fluid mechanics]. Moscow, GITTL, 1957. 784 p.
11. Gostev D.G., Khrunich A.N. Hydrodynamics of two-phase flow in receivers wet steam turbines. *Teploenergetika*, 1991, No. 8, pp. 60-65.
12. Korn G.A., Korn T.M. *Mathematical handbook for scientist and engineers. Definitions, theorems and formulas for reference and review.* McGraw-Hill Company, 1968.
13. Kirillov I.I., Yablonik R.M. *Osnovy teorii vlazhnoparovykh turbin* [Fundamentals of the theory of wet steam turbines]. Moscow. Mashinostroenie. 1968. 264 p.
14. Lagerev A.V., Lagereva E.A. Mathematic simulation of drops kinematics and sedimentation from 3-dimensional multiphase flows in steam turbine elements. *Vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta*, 2008, No. 1, pp. 67-75.
15. Lagerev A.V., Lagereva E.A. Mathematic simulation of liquid film kinematics and separation in steam turbine elements. *Vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta*, 2008, No. 3, pp. 67-75.

16. Lagerev A.V., Lagereva E.A. Optimization of steam-water separation at the vertical separators with tangential entrance for NPPs. *Izvestiya vysshikh uchebnykh zavedeniy. Yadernaya energetika*, 1997, No. 6, pp. 30-34.

Author' information

Elvira A. Lagereva - Candidate of Technical Sciences, Assistant Professor, Vice Head of Bureau at Academician I.G. Petrovskii Bryansk State University, *elvira-l.alex@yandex.ru*.

Дата публикации
(Date of publication):
25.12.2016

УДК 656.073

ОБОСНОВАНИЕ ПРОЕКТА СЕТИ ГРУЗОВЫХ ТЕРМИНАЛОВ ТАРНО-ШТУЧНЫХ ГРУЗОВ

Д.И. Илесалиев

Ташкентский институт инженеров железнодорожного транспорта

Цель состоит в обоснование проекта сети терминалов тарно-штучных грузов Узбекистана в цепях поставок. Методы исследования базируются на анализе существующих методов и способов отечественных ученых в области размещения объектов. Результаты: предложена методика поиска наиболее рационального расположения логистического объекта в цепях поставок. Практическая значимость: учитывая состояния проблем и перспективы транспортной логистики Узбекистана, разработанная методика может быть использована специалистами при выполнении обоснованных расчетов размещения логистических объектов.

Ключевые слова: тарно-штучные грузы, цепь поставок, перевозка, размещения, грузовой терминал, объёмы поставок.

DOI: <https://doi.org/10.22281/2413-9920-2016-02-04-110-116>

Введение. В связи с ускоренным развитием малого и среднего бизнеса сложилась устойчивая тенденция к росту внешних и внутренних объемов перевозок тарно-штучных грузов. Учитывая возрастающие объёмы перевозок, а также перспективность использования транспортно-транзитного потенциала, необходимо развитие транспортной инфраструктуры [1]. Доставку грузов в цепях поставок (ЦП) можно сократить не только за счет улучшения состояния инфраструктуры, но и за счёт совершенствование технологии организации перевозок (выбор рационального маршрута перевозок, технологии перегрузочных работ, упрощения таможенных процедур и т.д.). Неотъемлемой частью этого процесса является создания сети терминалов, которую надо рассматривать как основной фактор вхождения в глобальную систему ЦП.

1. Состояния вопроса и перспективы транспортной логистики. Узбекистан занимает стратегическое географическое положение, соединяющее Север и Юг, Восток и Запад континента. Учитывая инициативу развития нового «шелкового пути», которая была предложена Китайской железнодорожной корпорацией ХеХуаюем 19 ноября 2013 г. на форуме «Один пояс и один путь» (Урумчи и Инин (Кульджа) – Алматы – Бишкек – Ташкент – Самарканд – Ашхабад – Тегеран), повышается актуальность проблемы улучшения транспортной инфраструктуры, включая создание логистических объектов по переработке и распределению грузов.

В настоящее время из существующих логистических объектов только малое количество отвечает современным требованиям и, как правило, они являются специализированными и ориентированными на экспортную продукцию (например, хлопковые терминалы) или созданными для обслуживания специализированных экономических и индустриальных зон (например, центр логистики «Ангрен») [2].

Перед железной дорогой Узбекистана поставлены и решаются следующие задачи по выявлению и устранению «узких мест», а именно:

– задачи стратегического назначения (закончено строительство железнодорожной линии «Ангрен - Пап» и, таким образом, Узбекистан завершил программу создания единой национальной транспортной сети);

– задачи повышения доли транзитных перевозок преимущественно грузового назначения (для обеспечения своевременной доставки грузов в проекте новый «шелковый путь»);

– задачи совершенствования технологии перевозок;

– задачи развития логистических объектов, организации на их базе рационального взаимодействия с различными видами транспорта.

Развитие логистической инфраструктуры приобретает особую важность для Узбекистана в связи с процессом формирования экономического пояса нового «шелкового пути».

2. Краткий обзор научных разработок по вопросу размещения логистических объектов в цепях поставок. За последнее время опубликован ряд работ, направленных на решение задачи выбора размещения логистических объектов. Эти работы дали новое освещение вопросов перевозки, складирования и размещения объектов. Однако теория размещения до сих пор не дала ответов на практические вопросы, связанные с исключением излишних расходов при строительстве.

Вопросы методики определения местоположения склада с учётом объёмов в ЦП, маршрутов доставки, а также затрат на доставку, содержатся в работе В.С. Лукинского, В.В. Лукинского и Н.Г. Плетневой [3]. В последние годы существенный вклад в поиске размещения объектов логистических инфраструктур внесен коллективом ученых Магнитогорского государственного технического университета им. Г.И. Носова под руководством профессора А.Н. Рахмангулова [4-6]. В работе «Методика оценки вариантов размещения региональных логистических центров» получен результат по формированию транспортно-логистической инфраструктуры в регионах с учётом динамики объёмов транспортной работы и инфраструктурной оснащённости [6]. В работе С.А. Гусева «Проблемы определения местоположения склада» детально раскрывается задача определения координат местоположения объекта с использованием математического аппарата одновременно нескольких методов, что повышает достоверность решения [7]. В работе О.Н. Числова приведены экономико-математические зависимости для определения рационального размещения транспортно-технологических систем в железнодорожных узлах [8]. В публикации [9] авторы рассматривали метод аналитической иерархии для оптимизации месторасположения распределительного центра как один из перспективных методов экспертной оценки. К.А. Журабов в своем исследовании [10] рассматривал вопросы по определению месторасположения холодильных терминалов с учётом мест производства плодоовощной продукции. Им также была разработана методика, основанная на методе статических моментов объёмов производства продукции. Выбор местоположения распределительного центра для розничной торговой сети предложена в [11] на основе использования математического аппарата метода определения центра тяжести с учётом фактора транспортной доступности. В [12] авторами реализован подход к решению задачи о размещении объектов с одновременной сегментацией логистических зон в случае, когда объекты могут располагаться в любой точке рассматриваемой области. В [13] разработаны рекомендации по применению дискретно-событийного моделирования в качестве одного из основных инструментов решения задач в сложных многоуровневых системах.

Таким образом, выбор размещения логистических объектов в ЦП может быть сформулирован как поиск наиболее рационального решения в области доставки грузов [1, 3-13]. Однако перечисленные выше работы не полностью затрагивают вопросы влияния стоимости логистических объектов при выборе мест их размещения.

3. Существующие методы поиска местоположения логистических объектов. Метод центра тяжести [3, 7, 10, 11, 13] заключается в нахождении наиболее рационального размещения распределения:

- по грузопотоку

$$x = \frac{\sum Q_i \cdot x_i}{\sum Q_i}; y = \frac{\sum Q_i \cdot y_i}{\sum Q_i}; \quad (1)$$

- по тарифу

$$x = \frac{\sum T_i \cdot Q_i \cdot x_i}{\sum T_i \cdot Q_i}; y = \frac{\sum T_i \cdot Q_i \cdot y_i}{\sum T_i \cdot Q_i}; \quad (2)$$

- по расстоянию

$$x = \frac{\sum x_i / d_i}{\sum 1 / d_i}; y = \frac{\sum y_i / d_i}{\sum 1 / d_i}; \quad (3)$$

где x, y – координаты предполагаемого логистического объекта, км; x_i, y_i – координаты поставщика и потребителей в ЦП, км; Q_i – объёмы в ЦП, т/год; T_i – тарифы, руб/т-км; d_i – расстояния между объектами.

Метод направленного перебора [7, 11, 13] заключается в анализе всех возможных вариантов и выбора наиболее рационального размещения логистических объектов.

Методы оптимизации [3-6, 8, 12] заключаются в процессе поиска наиболее рационального размещения, где ставится задача определения наилучших значений параметров логистического объекта.

Метод аналитической иерархии [9] заключается в применении экспертных методов оценки с возможным комбинированием их с аналитическими моделями оптимальной дислокации логистических объектов.

Применения метода имитационного моделирования заключается в описании процессов поиска размещения логистического объекта так, как они проходили бы в действительности, при этом можно получить достаточно высокую обоснованность выбора.

4. Методика выбора месторасположения логистического объекта. Целевая функция размещения сводится к минимуму суммы основных расходов строительства логистического объекта, расходов на перевозку и погрузочно-разгрузочных работ:

$$z = \sum_{j \in J} f_j \cdot x_j + \sum_{j \in J} \sum_{i \in I} Q_i \cdot C_{ij} \cdot y_{ij} \rightarrow \min \quad (4)$$

при условиях:

$$\sum_{j \in J} y_{ij} = 1, \forall i \in I \quad (5)$$

$$y_{ij} - x_j \leq 0, \forall i \in I; \forall j \in J \quad (6)$$

$$x_j \in \{0,1\}, \forall j \in J \quad (7)$$

$$y_{ij} \geq 0, \forall i \in I; \forall j \in J \quad (8)$$

где I – количество грузоотправителей и грузополучателей i ; J – необходимое количество новых логистических объектов j ; Q_i – объём перевозок $i \in I$; f_i – стоимость строительства логистического объекта $j \in J$; C_{ij} – стоимость перевозки и погрузочно-разгрузочных работ между терминалом штучных грузов $j \in J$ и грузоотправителями и грузополучателями $i \in I$.

Целевая функция (4) минимизирует суммарные затраты на размещения логистического объекта, транспортировку, а также перегрузочные затраты. Ограничение (5) предусматривает, что для каждого узла спрос полностью удовлетворён. Ограничение (6) определяет, что если логистический объект отсутствует, то обслуживать клиентов он не может. Ограничение (7) определяет значения x_j , а ограничение (8) является простым ограничением неотрицательности.

Использование разработанной методики поиска наиболее рационального выбора местоположения логистического объекта позволит избежать строительства не нужных логистических объектов.

5. Проект сети терминалов тарно-штучных грузов. При моделировании сети терминалов Узбекистана принимались следующие значения x_j и y_{ij} :

- $x_j = 1$, если предполагается, что j -й логистический объект будет построен;
- $x_j = 0$, если предполагается эксплуатация уже существующего логистического объекта;
- y_{ij} – доля объёма клиента $i \in I$, обслуживаемая логистическим объектом $j \in J$.

Разработанный алгоритм поиска наиболее рационального выбора местоположения логистического объекта изображен на рис. 1.

Учитывая вышесказанное, определение наиболее рационального расположения логистических объектов характеризуется множеством критериев выбора. Сеть терминалов тарно-штучных грузов Республики Узбекистан следует формировать поэтапно. Необходимо выделить основные критерии размещения терминалов тарно-штучных грузов:

- в местах зарождения и затухания грузопотоков тарно-штучных грузов;
- в крупных транспортных узлах;

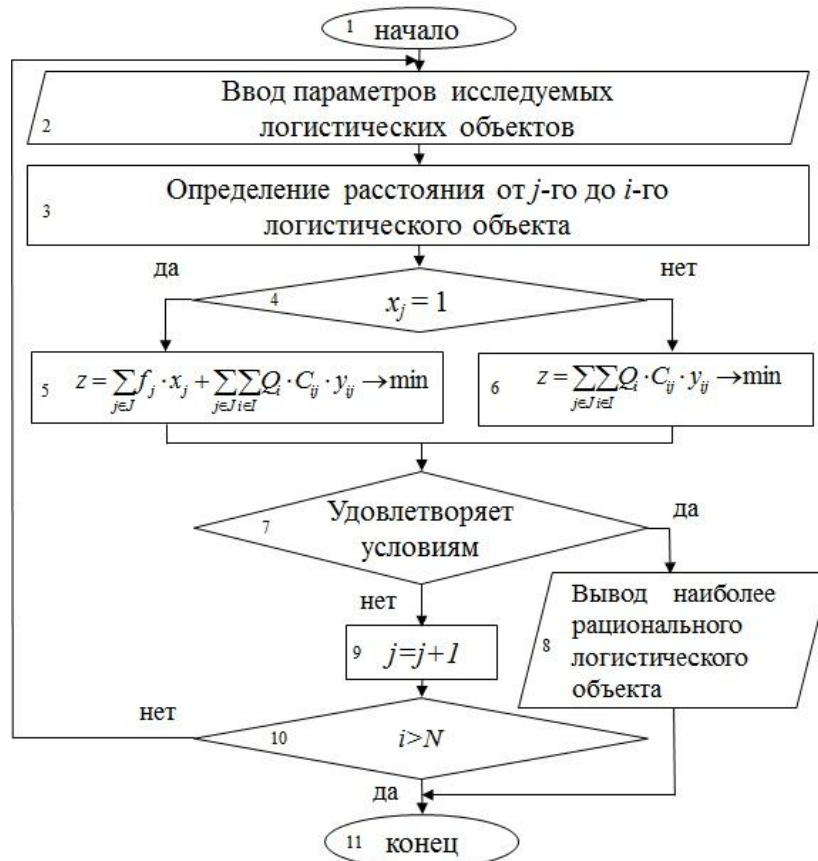


Рис. 1. Алгоритм поиска наиболее рационального выбора местоположения логистического объекта

- на пересечениях транспортных коридоров;
- в специальных экономических зонах (СИЭЗ «Джизак», СИЭЗ «Ангрен», СИЭЗ «Навои»).

Учитывая перечисленные основные критерии размещения терминалов тарно-штучных грузов и развития нового «шелкового пути», а также при применении методики выбора месторасположения логистического объекта, предварительно приведен проект сети терминалов тарно-штучных грузов в Узбекистане (рис. 2).

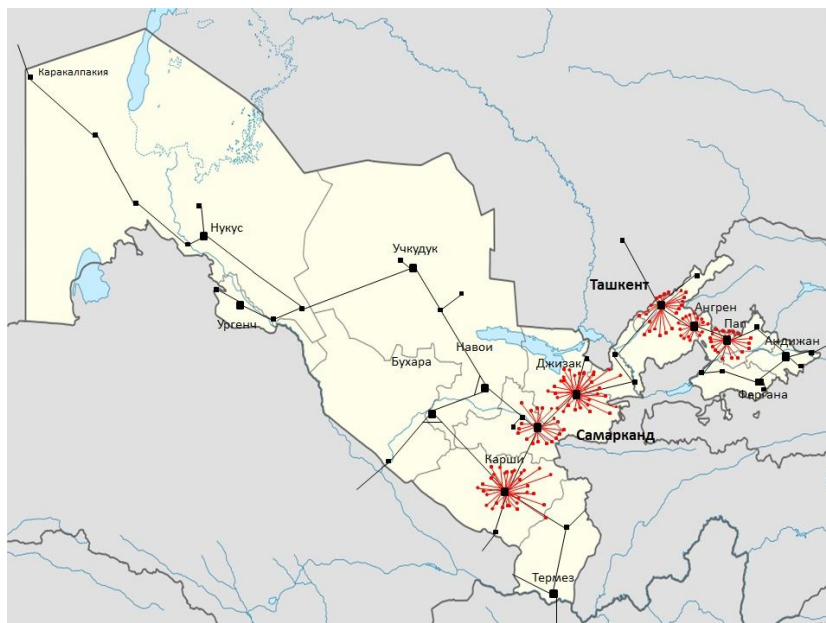


Рис. 2. Проект размещения сети терминалов тарно-штучных грузов в Республике Узбекистан

Заключение. На основании проведенных исследований можно сделать следующие основные выводы:

1. Текущее состояние доставки и переработки грузов характеризуется недостаточным развитием инфраструктурных объектов логистики. Географическое расположение Узбекистана является важным фактором развития сети терминалов, которые могли бы минимизировать затраты на доставку и переработку грузов в ЦП.

2. Решения наиболее рационального размещения логистического объекта имеют важное значение для эффективного функционирования организации перевозок грузов. Включение стоимости размещения логистического объекта в методику поиска наиболее рационального размещения имеет решающее значение при формировании ЦП.

3. Предложенная методика поиска наиболее рационального выбора местоположения логистического объекта позволит избежать излишних расходов при строительстве и эксплуатации терминалов.

Список литературы

1. Илесалиев, Д.И. К вопросу о наиболее рациональном размещении грузовых терминалов / Д.И. Илесалиев // Транспорт: проблемы, идеи, перспективы: сб. трудов LXXXVI Всерос. научно-техн. конф. студентов, аспирантов и молодых ученых. – СПб.: ФГБОУ ВО ПГУПС, 2016. – С. 162-167.

2. Ассоциация по развитию бизнес логистики [Электронный ресурс] – Ассоциация по развитию бизнес логистики – Режим доступа: <http://www.adbl.uz>.

3. Лукинский, В.С. Логистика и управления цепями поставок / В.С. Лукинский, В.В. Лукинский, Н.Г. Плетнева. – М.: Издательство Юрайт, 2016. – 359 с.

4. Рахмангулов, А.Н. Выбор мест для логистических мощностей / А.Н. Рахмангулов, О.А. Копылова, Е.К. Аутов // Мир транспорта. - 2012. – Т. 10. - № 1 (39). – С. 84-91.

5. Кайгорцев, А.А. Факторы эффективности логистических распределительных центров / А.А. Кайгорцев, А.Н. Рахманкулов // Вестник транспорта Поволжья. - 2013. – № 2 (38). – С.11-19.

6. Копылова, О.А. Методика оценки вариантов размещения региональных логистических центров: дис. ... канд. техн. наук: 05.22.01 / Копылова Олеся Александровна. – Магнитогорск, 2014. – 189 с.

7. Гусев, С.А. Проблемы определения местоположения склада / А.С. Гусев // Логистика. – 2011. – № 2 (55). – С. 53-55.

8. Числов, О.Н. Программно-научные комплексы рационального размещения и проектирования транспортно-технологических систем в железнодорожных узлах / О.Н. Числов // Вестник Ростовского государственного университета путей сообщения. - 2009. – № 1 (33). – С. 101-106.

9. Бродецкий, Г.Л. Применение метода аналитической иерархии для оптимизации места расположения регионального распределительного центра // Г.Л. Бродецкий, П.А. Терентьев // Логистика и управление цепями поставок. – 2005. – № 1 (6). – С. 26-34.

10. Журабоев, К.А. Определение параметров холодильных терминалов для отгрузки плодоовощной продукции на железнодорожный транспорт / К.А. Журабоев // Известия Петербургского университета путей сообщения. - 2012. – № 3 (32). – С. 59-66.

11. Ключева, Ю.С. Особенности выбора местоположения распределительного центра для розничной торговой сети / Ю.С. Ключева // Логистика. – 2013. – № 11 (84). – С. 28-29.

12. Лемпрет, А.А. Математическая модель и программная система для решения задачи размещения логистических объектов / А.А. Лемпрет, А.Л. Казаков, Д.С. Бухаров // Управление большими системами: сб. трудов. - 2013. – Вып. 41. – С. 270-284.

13. Павленко, С.С. Решение задачи выбора местоположения контейнерных центров грузораспределения / С.С. Павленко // Вестник Астраханского государственного технического университета. Серия: Морская техника и технология. - 2015. – № 4. – С. 93-102.

Сведение об авторе

Илесалиев Дауренбек Ихтиярович – кандидат технических наук, ассистент кафедры «Транспортная логистика и сервис» Ташкентского института инженеров железнодорожного транспорта, *ilesaliev@mail.ru*.

JUSTIFICATION OF THE PROJECT A NETWORK OF FREIGHT TERMINALS UNITIZED CARGO

Ilesaliev D.I.

Tashkent institute of railway engineering

In this paper we consider the question of Uzbekistan in promoting the development of international transport in supply chains. The development of transport infrastructure to ensure timely delivery of goods is one of the main tasks in supply chain management. The aim is to study of the project network terminal unitized cargo Uzbekistan in supply chains. Methods the study is based on analysis of existing methods and techniques of Russian scientists in the field of placement of objects. The method of searching the most rational location of logistics facility in the supply chain. Also pre-justified the project network terminal unitized cargo in Uzbekistan. Given the state of the problems and prospects of transport logistics of Uzbekistan, the developed method can be used by experts when performing the supporting calculations location of logistic objects.

Keywords: *unitized cargo, supply chain, transportation, location, freight terminal, shipments.*

DOI: <https://doi.org/10.22281/2413-9920-2016-02-04-110-116>

References

1. Ilesaliev D.I. To the question about the most efficient cargo terminals. *Transport: problem, idei, perspektivy: sbornik trudov LXXVI vserossiyskoy nauchno-tekhnicheskoy konferentsii studentov, aspirantov i molodykh uchenykh*. SPb, St. Petersburg State University of Railways, 2016, pp. 162-167.
2. Association for development of business logistics (website: <http://www.adbl.uz/>)
3. Lukinskiy V.S., Lukinskiy V.V., Pletneva N.G. *Logistika i upravleniya tsepyami postavok* [Logistics and supply chain management]. Moscow, Izdatelstvo Yurayt, 2016, 359 p.
4. Raxmangulov A.N., Kopylova O.A., Autov E.K. The choice of locations for logistics facilities. *Mir transporta*, 2012, No. 1(39), pp. 84-91.
5. Kaygortsev A.A., Raxmankulov A.N. Factors of efficiency of logistical distribution centers. *Vestnik transporta Povolzhya*, 2013, No. 2(38), pp.11-19.
6. Kopylova O.A. Methods of options assessment of regional logistics centers. Cand. Diss. (Engineering). Magnitogorsk. 2014. 189 p.
7. Gusev S.A. The problem of determining the location of the warehouse. *Logistics*, 2011, No. 2 (55), pp. 53-55.
8. Chislov, O.N. Software-scientific complexes of rational placement and design of transport and technological systems in railway stations. *Vestnik Rostovskogo gosudarstvennogo universiteta putey soobshcheniya*, 2009, No. 1 (33), pp. 101-106.
9. Brodetskiy G.L., Terentev P.A. Application of the method analytical hierarchy process for optimizing the location of the regional distribution center. *Logistika i upravlenie tsepyami postavok*, 2005, No. 1(6), pp. 26-34.
10. Zhuraboev K.A. Determination of parameters of the cooling terminals for the shipment of fruits and vegetables on the rail. *Izvestiya Peterburgskogo universiteta putey soobshheniya*, 2012, No. 3 (32), pp. 59-66.

11. Klyueva Yu.S. Features location selection of distribution center for retail distribution network. *Logistics*, 2013, No. 11 (84), pp. 28-29.
12. Lempret A.A., Kazakov A.L., Bukharov D.S. Mathematical model and software system for the solution of location problems of logistics facilities. *Upravlenie bolshimi sistemami: Sbornik Trudov*, 2013, No. 41, pp. 270-284.
13. Pavlenko S.S. The solution to the problem of choosing the location of the container centers protractedly. *Vestnik Astrakhanskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta. Seriya: morskaya tekhnika i tekhnologiya*, 2015, No. 4, pp. 93-102.

Author' information

Daurenbek I. Ilesaliev – Ph.D. (Eng), Assistant Lecturer of Department “Transport logistics and services” at Tashkent institute of railway engineering (Uzbekistan), *ilesaliev@mail.ru*.

Дата публикации
(Date of publication):
25.12.2016

УДК 656.2

ПРОЦЕСС НАКОПЛЕНИЯ ВАГОНОВ НА СОРТИРОВОЧНЫХ СТАНЦИЯХ ПРИ ТВЕРДОМ ГРАФИКЕ ДВИЖЕНИЯ ПОЕЗДОВ

Светашев А.А., Светашева Н.Ф.

Ташкентский институт инженеров железнодорожного транспорта

Целью является обоснование состава образования на сортировочных станциях и характеризующих его параметров, а также зависимостей, определяющих эти параметры и затраты вагоно-часов на накопление вагонов при твердом графике. Результаты: предложен детальный процесс накопления вагонов на составы поездов, а также представлены особенности процесса накопления вагонов при твердом графике. Практическая значимость заключается в детальном рассмотрении процесса накопления вагонов с учетом поступления отдельных групп вагонов, определяющих затраты вагоно-часов на накопление вагонов. Их практическое использование позволит более точно и обоснованно нормировать простой вагонов под накоплением, а также уточнить методику расчета плана формирования поездов.

Ключевые слова: вагонопоток, вагоно-часы, твердый график, параметр накопления, нитка графика, план формирования.

DOI: <https://doi.org/10.22281/2413-9920-2016-02-04-117-123>

Введение. Одним из наиболее важных и сложных процессов переработки вагонов является процесс состава образования, в результате которого входящий на сортировочную станцию вагонопоток трансформируется в выходящий путем расформирования прибывающих поездов, накопления составов и формирование новых поездов в соответствии с планом формирования. Основным и наиболее сложным элементом состава образования является процесс накопления вагонов на составы поездов. Однако в эксплуатационной науке сложился упрощенный подход к рассмотрению этого процесса и обоснованию его параметров, что говорит о необходимости дальнейшего развития теории состава образования.

1. Состояния вопроса и перспективы развития вопросов состава образования.

Анализ состава образования на сортировочных станциях показал, что на железных дорогах СНГ имеют место различные варианты состава образования. При этом характер накопления вагонов определяют два фактора: способ нормирования числа вагонов в формируемых составах (нормы состава) и способ реализации графика движения для отправления формируемых поездов.

Под термином «составообразование» понимается система, объединяющая процесс накопления вагонов на составы поездов и способ реализации графика движения для этих поездов.

Наиболее эффективным способом реализации графика движения поездов является использование его по принципам твердого графика, т.е. отправление поездов определенного назначения ежесуточно в одно и то же время и следование их по взаимоувязанным ниткам графика на всем протяжении маршрута. В настоящее время этот способ находит применение в организации движения отправительских маршрутов, но в сфере технической маршрутизации он практически не используется. Поэтому детальное изучение этого вопроса и определение условий возможного применения твердого графика движения технических маршрутов при формировании их на сортировочных станциях представляет существенный научный и практический интерес.

2. Краткий обзор научных разработок по вопросу состава образования. В официальных документах [1] рекомендуется устанавливать твердые нитки графика по результатам анализа использования ниток графика за предыдущий период без учета назначения отправленного поезда. При этом нет возможности заранее знать, будет ли отправлен погруженный вагон по нитке ядра или он попадает в поезд, отправляемый по оперативно назначенной нитке графика.

Такая технология не обеспечивает основное требование клиента по доставке груза «точно в срок». Для обеспечения этого требования необходима жесткая специализация ниток графика по отправлению и прибытию. В этом случае также должно быть заложено и жесткое

закрепление локомотивов за нитками графика. На практике нередки случаи, когда в условиях гибкого графика выгодный теоретически поезд не может быть отправлен из-за длительного ожидания локомотива [2-10]. В то же время, много локомотивов оказывается не использованными и длительное время простаивает на путях запаса в пунктах основного и оборотного депо.

Для сортировочной станции твердый график движения поездов предусматривает ежесуточное отправление поездов отдельных назначений плана формирования каждые сутки в одно и то же время по фиксированным ниткам графика [11]. Однако, поскольку при этом момент окончания накопления состава определяется не числом накопленных вагонов, а заданным моментом времени, то вследствие неравномерного поступления вагонов на путь накопления невозможно обеспечить накопление всех составов до максимально допустимой величины как при гибком графике. Поэтому средняя величина составов m будет меньше максимально допустимой по вместимости путей m_{\max} на определенное количество вагонов Δm . Также при твердом графике может возникнуть необходимость отмены графиковых и назначения дополнительных (неграфиковых) поездов. В случаях, когда к запланированной нитке графика не накопилась минимально допустимая величина состава, все вагоны переходят в остаток для накопления следующего поезда, а нитка графика не используется по назначению.

Отмена и назначение поездов снижают процент выполнения твердого графика. С другой стороны, остаток от отмененного поезда распределяется по накоплению других поездов, повышая величину их состава и увеличивая её среднее значение от расчетного m до фактического m_{ϕ} . При отсутствии отмен и назначений поездов реализуется полный (стопроцентный) твердый график, при их наличии - неполный твердый график, качество которого характеризуется установленным процентом его выполнения. Поскольку моментом окончания накопления является определенный фиксированный момент времени, то следует считать, что все поступающие в данный период накопления вагоны находятся в простое под накоплением до этого фиксированного момента, даже если их накопится более величины m_{\max} .

Таким образом, можно выделить следующие особенности процесса накопления вагонов при твердом графике:

1. Момент окончания накопления состава определяется не количеством поступающих на путь накопления вагонов, а фиксированным временем отправления поезда.
2. Для каждого поездного назначения однозначно определяется допустимое отклонение Δm от средней величины состава в большую и меньшую стороны.
3. Средняя величина замыкающей группы равна среднему значению поступающей группы.
4. Необходимость в отдельных случаях отмены графиковых поездов и назначения дополнительных.
5. Поскольку момент окончания накопления составов строго фиксированы, то могут иметь место случаи более раннего накопления составов. В этих случаях возникает простой накопленных составов либо в сортировочном парке, либо в парке отправления.

3. Процесс накопления составов при твердом графике. С учетом установленных особенностей накопления вагонов рассмотрим детальный усредненный график накопления вагонов при твердом графике движения поездов (рис. 1). Все параметры составаобразования, использованные в графике, выражают их среднее значения.

На рис. 1 использованы следующие обозначения:

- средняя величина остатка вагонов

$$m_o = \frac{\sum ut_0}{24},$$

где $\sum ut_0$ – среднесуточная затрата вагоно-часов на накопление остатков;

- Δm – предельная величина возможных отклонений фактического числа вагонов, накопленных в составах от среднего значения m_o ($\Delta m = m_{\max} - m$);

- m_{ϕ} - средняя величина поступающей группы вагонов;

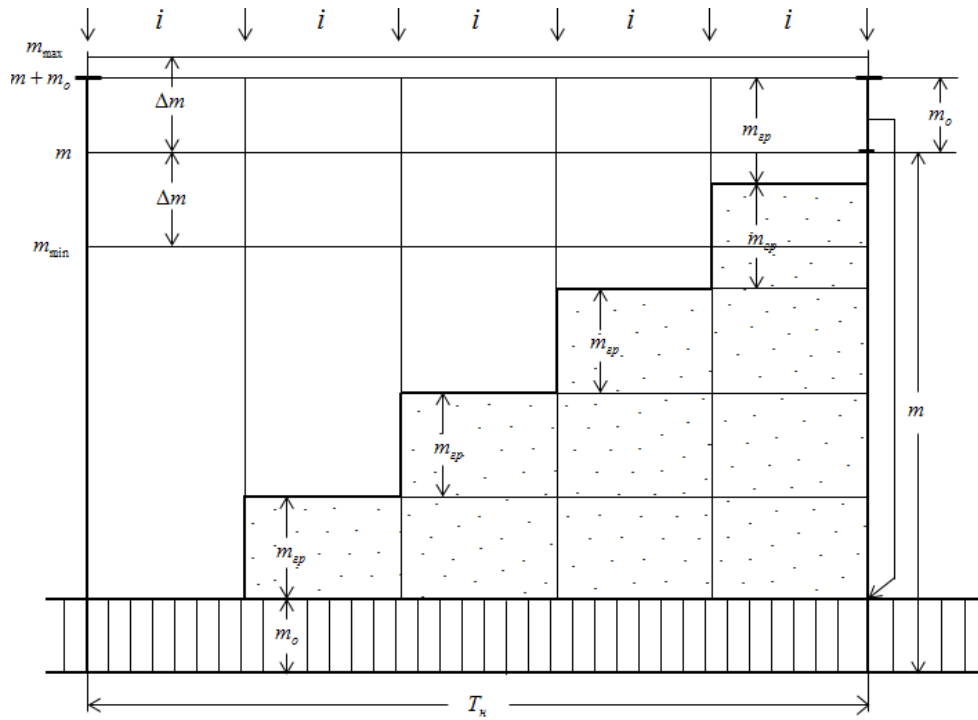


Рис. 1. Графическая схема накопления состава при средних значениях параметров составообразования.

- i - интервал поступления групп вагонов;
- T_n - период накопления состава;
- m_{max} , m_{min} - соответственно максимально и минимально возможная величина составов.

Анализ графика показывает, что затраты вагоно-часов в период накопления T_n можно разбить на два элемента.

1. От простоя поступающих на путь накопления групп вагонов величиной $m_{сп}$, за исключением последней группы, которая простаивает под накоплением не имеет. Эти затраты выражаются площадью ступенчатой фигуры, составленной из прямоугольников, площадь каждого из которых равна $m_{сп}i$. Число таких прямоугольников зависит от числа поступающих групп n и составляет величину $0,5n(n-1)$. При этом затраты вагоно-часов составят $ut_{сп} = 0,5n(n-1)m_{сп}i$. Подставляя значение $i = \frac{24}{N_{сп}n}$ ($N_{сп}$ - число фиксированных ниток твердого графика), получим:

$$ut_{сп} = 0,5n(n-1)m_{сп} \frac{24}{N_{сп}n} = 12(n-1) \frac{m_{сп}}{N_{сп}} = \frac{12}{N_{сп}}(m_{сп}n - m_{сп}). \quad (1)$$

Поскольку $m_{сп}n = m$, то окончательно

$$ut_{сп} = \frac{12}{N_{сп}}(m - m_{сп}),$$

а среднесуточные затраты вагоно-часов

$$\sum ut_{сп} = N_{сп}ut_{сп} = 12(m - m_{сп}). \quad (2)$$

2. Затраты вагоно-часов накопления от простоя остатка вагонов:

$$ut_o = m_o T_n = m_o \frac{24}{N_{сп}}.$$

Среднесуточные затраты вагоно-часов составят

$$\sum ut_o = 24m_o \sum ut_o = 24m_o. \quad (3)$$

Таким образом, среднесуточные затраты вагоно-часов на накопление вагонов будут

$$B = \sum ut_{ep} + \sum ut_o . \quad (4)$$

Подставив полученные выражения, получим:

$$B = 12(m - m_{ep} + 2m_o) . \quad (5)$$

Параметр накопления равен

$$c = \frac{B}{m} = 12\left(1 - \frac{m_{ep} - 2m_o}{m}\right) . \quad (6)$$

Рассмотренный график отражает ситуацию, когда число накопленных на состав вагонов m_n попадает в диапазон $m \pm \Delta m$. В реальном процессе составообразования будут иметь место случаи выхода этого числа вагонов за указанные пределы. В случае превышения верхней границы $m_n > m_{\max} = m + \Delta m$ образуется остаток вагонов. В случае, если число накопленных вагонов не достигает нижней границы $m_n < m_{\min} = m - \Delta m$, то формирование поезда отменяется и все эти вагоны переходят в остаток, который в дальнейшем либо рассасывается по накопленным составам увеличивая их вплоть до m_{\max} , либо при интенсивном подходе вагонов возрастает до такой степени, что возникает необходимость назначения дополнительных неграфиковых поездов. В этом случае имеет место неполный твердый график, качество которого можно оценить процентом выполнения твердого графика.

Поскольку можно предположить, что число назначаемых дополнительных поездов будет меньше, чем число отмененных, то в результате увеличится среднее число вагонов в составе всех поездов и общее число поездов уменьшится по сравнению с расчетным графиковым. Будет также другое значение среднего остатка вагонов. Фактические значения этих параметров можно определить только в результате моделирования процессов ссоставообразования при твердом графике движения.

4. Моделирование составообразования при твердом графике. В результате моделирования составообразования по каждому назначению были установлены следующие параметры:

- фактическое среднее значение величины состава m_ϕ

$$m_\phi = \frac{U}{N_\phi}, \text{ ваг.}; \quad (7)$$

- фактическое среднее значение отклонения Δm_ϕ

$$\Delta m_\phi = m_{\max} - m_\phi ; \quad (8)$$

- среднее значение остатка вагонов m_o

$$m_o = \frac{\sum ut_o}{24}, \text{ ваг.}; \quad (9)$$

- среднее значение суточных затрат на накопление B

$$B = 12(m_\phi + 2m_o) ; \quad (10)$$

- среднее значение параметра накопления c

$$c = 12\left(1 + \frac{2m_o}{m}\right), \quad (11)$$

где U - среднесуточный вагоно-поток; N_ϕ - среднесуточное общее число отправленных поездов ($N_\phi = N_{ep} + N_{don}$); $\sum ut_o$ - среднесуточные затраты вагоно-часов накопления остатка вагонов.

В качестве параметра, характеризующего каждое назначение, в работе [11], определено соотношение

$$\gamma = \frac{m}{m_{\max}} = \frac{m}{m + \Delta m} .$$

Моделирование составообразования показало большой разброс значений остатка вагонов при одном и том же значении γ .

Таким образом, ни одно назначение не вышло на стопроцентное отправление поездов по твердому графику. Это говорит о том, что для сортировочных станций характерен неполный твердый график, который обуславливается отменой графиковых поездов при накоплении состава менее нижней границы допустимого диапазона ($m_{\max} < m_{\min}$).

Анализ полученных данных позволил установить зависимость $m_o = f(\gamma)$ как линейную вида (рис. 2)

$$m_o = 22,604\gamma - 11,983 ,$$

которую можно использовать для аналитического определения ориентировочной величины среднего остатка. Значение γ_ϕ может быть определено по установленной устойчивой функции $\gamma_\phi = 1,20\gamma - 0,08$, или по аналитической зависимости $m_o = f(\gamma_\phi)$ на графике, используя полученное значение m_o .

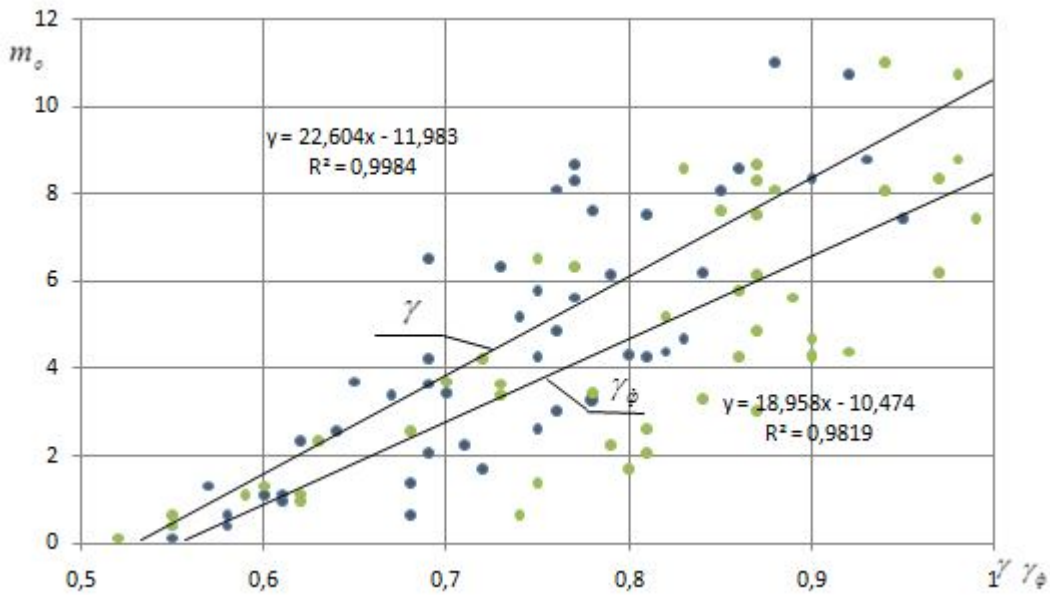


Рис. 2. График зависимости остатка вагонов от γ и γ_ϕ

Безостаточное накопление составов можно обеспечить при значении $\gamma = 0,530$. При этом число графиковых ниток более чем в 1,7 раза должно превышать число ниток гибкого графика при накоплении до максимальной величины состава. Этот вариант практически вряд ли будет приемлем по технико-экономическим показателям. Для каждой сортировочной станции в зависимости от ее возможностей, а также от возможностей локомотивного парка и пропускной способности прилегающих направлений имеется зона рациональных значений γ_ϕ , которые устанавливаются по максимально допустимым значениям среднего остатка m_o и прогнозным значениям процента выполнения графика.

Таким образом, чтобы перейти к твердому графику, необходимо выбрать наиболее мощные и устойчивые вагонопотоки на сортировочных станциях в соответствии с рекомендуемыми значениями γ , выделить нитки твердого графика и увязать их расписание по всему маршруту следования. Следует постепенно осваивать твердый график, проводить тщательный анализ вагонопотоков, учитывать их при расчете плана формирования и увязать с графиком движения поездов.

Заключение. На основании проведенных исследований можно сделать следующие основные выводы:

1. Раскрыто влияние отмены и назначения поездов в условиях твердого графика. Необходимость отмены графикового поезда возникает в случае накопления вагонов в установленный период меньше допустимого минимального значения величины состава. При этом снижается процесс выполнения твердого графика.

2. Моделирование состава образования показало, что для сортировочных станций характерен неполный твердый график, который обуславливается отменой графиков поездов при накоплении состава менее нижней границы допустимого диапазона ($m_{нак} < m_{мин}$) и оценивается процентом выполнения твердого графика.

3. Обработка результатов моделирования состава образования в условиях твердого графика позволила обосновать аналитические зависимости, обеспечивающие переход от расчетных значений параметров состава образования к фактическим.

Список литературы

1. Инструкция по организации поездной работы при отправлении грузовых поездов по твердым ниткам графика / ОАО «РЖД». – М.: ТЕХИНФОРМ, 2006. – 53 с.
2. Бернгард, К.А. Техническая маршрутизация железнодорожных перевозок. / К.А. Бернгард // Сб. науч. тр. ВНИИЖТ. Вып. 119. – М.: Трансжелдориздат, 1956. – 244 с..
3. Волков, В.С. Все ли поезда должны иметь максимальную длину / В.С. Волков // Железнодорожный транспорт. – 1989. – №6. – С. 32-34.
4. Волков, В.С. Накопление составов переменной длины / В.С. Волков // Железнодорожный транспорт. – 1982. – №2. – С. 27-30.
5. Дмитренко, А.В. Влияние резервов графика движения на задержки вагонов в ожидании отправления со станций формирования / А.В. Дмитренко // Труды НИИЖТ. – 1971. – Вып. 131. – С. 85-92.
6. Кручинин, А.В. Организация вагонопотоков на сортировочных станциях в условиях стабилизации графика движения поездов: автореф. дис. ... канд. техн. наук. Самара, 1999. – 24 с.
7. Некрашевич, В. И. Поездная работа при постоянных размерах грузового движения и нефиксированной массе и длине составов / В.И. Некрашевич, В.Е. Козлов, В.И. Бодюл, А.Ф. Бородин // Вестник ВНИИЖТ. – 1991. – № 8. – С. 12-17.
8. Некрашевич, В.И. Технология комплексного оперативного планирования работы локомотивов грузового движения в условиях автоматизации / В.И. Некрашевич, А.И. Моргунов // Вестник ВНИИЖТ. – 2005. – №3 – С. 11-14.
9. Шавзис, С.С. Автоматизация расчета поездообразования на сортировочных станциях: дисс. ... канд. техн. наук. – Екатеринбург, 2003. – 157 с.
10. Шанченко, П.А. Оценка качества организации перевозочного процесса / П.А. Шанченко, А.Б. Подшивалов, И.А. Чагина, Е.И. Воронин // Вестник ВНИИЖТ. – 2004. – №4. – С. 9-11.
11. Суюнбаев, Ш.М. Закономерности поездообразования на технических станциях при отправлении поездов по ниткам твердого графика: дис. ... канд. техн. наук. - СПб., 2011. – 178 с.

Сведения об авторах

Светашев Александр Александрович – кандидат технических наук, ассистент кафедры «Управление эксплуатационной работой» Ташкентского института инженеров железнодорожного транспорта, aleksandr-svetashev@bk.ru.

Светашева Наргиза Фаритовна – ассистент кафедры «Управление эксплуатационной работой» Ташкентского института инженеров железнодорожного транспорта, expose_09@mail.ru.

THE PROCESS OF ACCUMULATION WAGONS AT MARSHALLING YARDS WITH A FIRM TIMETABLE TRAINS

Svetashev A.A., Svetasheva N.F.

Tashkent institute of railway engineering

The aim is to study sostavoobrazovaniya in marshalling yards and characterizing its parameters, as well as dependencies that determine these parameters and costs of car-hours of accumulation of wagons with solid graphics. Results: A detailed process of accumulation of cars on the train composition, as well as provides features wagons accumulation process with solid graphics. Practical significance: is a detailed examination of the process of accumulation of cars in view of admission of certain groups of cars that define the cost of wagon-hours to build cars. Their practical application will allow for more accurate and reasonably easy to normalize cars for accumulation, as well as to clarify the method of calculating the train formation plan.

Keywords: Traffic volumes, car-watch, a solid schedule accumulation parameter string of chart formation plan.

DOI: <https://doi.org/10.22281/2413-9920-2016-02-04-117-123>

References

1. Instructions on the organization of work at the train freight train departure schedule Solid Threads. JSC "Russian Railways". Moscow, Techninform, 2006. 53 p.
2. Bernhard K.A. Technical routing rail traffic. *Sbornik nauchnykh trudov VNIIZhT. Vol. 119*. Moscow, Transzheldorizdat, 1956. 244 p.
3. Volkov V.S. Whether all trains must have a maximum length. *Zheleznodorozhnyy transport*, 1989, No. 6, pp. 32 - 34.
4. Volkov V.S. Accumulation of compounds of variable length. *Zheleznodorozhnyy transport*, 1982, No.2, pp. 27-30.
5. Dmitrenko A.V. Influence reserves timetable delays cars waiting departure from the stations forming. *Trudy NIIZhT*, 1971, Vol. 131, pp. 85-92.
6. Kruchinin A.V. Organization of traffic volumes on marshalling yards in a stabilization of the train schedule. Cand. Diss. (Engineering). Samara. 1999. 24 p.
7. Nekrashevich V.I, Kozlov V.E., Bodyul V.I., Borodin A.F. The train operation at constant amounts of freight traffic and non-fixed weight and length of trains. *Vestnik VNIIZhT*, 1991, No. 8, pp. 12-17.
8. Nekrashevich V.I., Morgunov A.I. The technology integrated operational planning of freight traffic locomotives in terms of automation. *Vestnik VNIIZhT*, 2005, No.3, pp. 11-14.
9. Shavzis S.S. Automation of calculation poezdoobrazovaniya in marshalling yards. Cand. Diss. (Engineering). Ekaterinburg. 2003. 157 p.
10. Shanchenko P.A, Podshivalov A.B., Chagin I.A., Voronin E.I. Assessment of quality of organization of transportation process. *Vestnik VNIIZhT*, 2004, No.4, pp. 9-11.
11. Suyunbaev Sh.M. Laws of poezdoobrazovaniya on technical stations at train departure on a string of solid graphics. Cand. Diss. (Engineering). St. Petersburg. 2011. 178 p.

Authors' information

Aleksandr A. Svetashev – Ph.D. (Eng), assistant lecturer at Tashkent institute of railway engineering (Uzbekistan), aleksandr-svetashev@bk.ru.

Nargiza F. Svetasheva – assistant lecturer at Tashkent institute of railway engineering (Uzbekistan), expose_09@mail.ru.

Дата публикации
(Date of publication):
25.12.2016

УДК 331.45

ПУТИ ПОВЫШЕНИЯ ОБЕСПЕЧЕНИЯ БЕЗОПАСНОСТИ ТРУДА ОПЕРАТОРОВ
САМОХОДНЫХ ТРАНСПОРТНЫХ МАШИН

Белова Т.И.¹, Сухов С.С.², Кончиц С.В.¹, Филиппов А.А.³

¹ - Брянский государственный аграрный университет

² - Брянский государственный университет им. акад. И.Г.Петровского,

³ – АО «ПО» «Бежицкая сталь»

В целях управления безопасностью труда операторов самоходных транспортных машин (СТМ) предложена модель обеспечения безопасности СТМ в виде двухблочной вероятностной модели, которая позволяет получить оптимальные параметры скоростного режима и повысить надежность защиты работников путем использования предлагаемого технического устройства.

Ключевые слова: управление безопасностью, двухблочная вероятностная модель, оператор, самоходные транспортные машины, скоростной режим.

DOI: <https://doi.org/10.22281/2413-9920-2016-02-04-124-128>

Состояние безопасности дорожного движения на автомобильном транспорте Российской Федерации по-прежнему продолжает оставаться серьезной социально-экономической проблемой. Хотя за последние годы и наметилась тенденция снижения абсолютных показателей аварийности, уровень ее остается высоким.

С ростом уровня автомобилизации существенно изменяются плотность и интенсивность движения на дорогах России, существенно возрастает количество новых, не обладающих достаточным опытом управления транспортным средством водителей, что оказывает и будет оказывать существенное негативное влияние на состояние аварийности.

В этих условиях наиболее часто водители травмируются при столкновении транспортных средств, движущихся в попутном направлении. С целью повышения безопасности операторов самоходных транспортных машин нами была предложена модель обеспечения безопасности СТМ в виде двухблочной вероятностной модели. [1]

Упрощая несколько задачу в целях управления безопасностью труда операторов СТМ предложенную модель [1] представим в виде следующей двухблочной модели (рис. 1),

где A_1, A_2 – операторы преобразования входных процессов изменения скоростей движения ведущих и ведомых самоходных машин в выходные блока 1, характеризующие транспортную безопасность операторов СТМ;

A_3 – оператор преобразования входных процессов в выходные блока 2, характеризующий надежность защиты работников при использовании существующих технических средств охраны труда СТМ;

A_4 – оператор, характеризующий надежность защиты работников при использовании предлагаемого устройства определения тормозного пути СТМ;

A_5 – оператор, характеризующий надежность защиты работников при использовании стенда регистрации тормозного пути транспортного средства.

Обратные связи 1,1', 2,2'– характеризуют управление транспортной безопасностью СТМ с целью соблюдения оптимальных допусков $\Delta_{01}, \Delta'_{01}, \Delta_{02}, \Delta'_{02}$ на отклонение параметров процессов $P_{cm}(t)$, от настроечного за счет выбора скоростного режима движения СТМ и соблюдения эксплуатационных допусков $\Delta_{Э1}, \Delta_{Э2}$ учета условий эксплуатации и соблюдения исполнительных допусков $\Delta'_{И1}, \Delta'_{И2}$. Обратные связи 1" и 2" характеризуют управление эксплуатационной безопасностью за счет совершенствования средств защиты работников с целью соблюдения рациональных допусков Δ''_1, Δ''_2 .

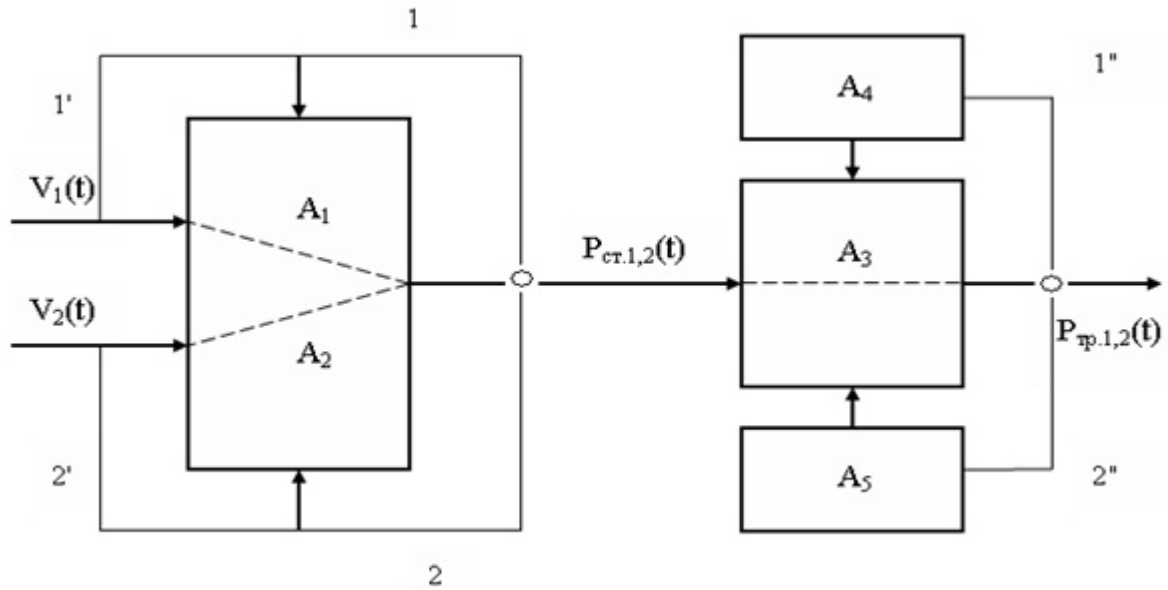


Рис. 1. Модель управления безопасностью операторов самоходных транспортных машин

В случае использования СТМ (рис. 1) уравнения идентификации в частотной области [] и, полагая некоррелированными входные воздействия $V_1(t), V_2(t)$ можно записать следующие выражения:

$$P_{ст.1,2}(t) = A_1[V_1(t)] + A_2[V_2(t)]; \tag{1}$$

$$S_{Pmp}(\omega) = \{S_{P1cm}(\omega) + S_{P2cm}(\omega)\} [A_3(\omega)]^2; \tag{2}$$

$$S_{Pmp}(\omega) = \{S_{V1}(\omega)[A_1(\omega)]^2 + S_{V2}(\omega)[A_2(\omega)]^2\} [A_3(\omega)]^2, \tag{3}$$

где $[A_1(\omega)]^2, [A_2(\omega)]^2$ – амплитудно-частотные характеристики безопасности столкновения ведущей и ведомой СТМ; $[A_3(\omega)]^2$ – амплитудно-частотные характеристики безопасности использования технических средств.

Алгоритм основан на вычислении по спектральным характеристикам реализаций процессов на входе и выходе модели частотной функции с последующей аппроксимацией ее аналитическим выражением, результатом которой являются численные оценки коэффициентов передаточной функции модели.

Амплитудно-частотные характеристики $[A_1(\omega)]^2, [A_2(\omega)]^2$ могут быть аппроксимированы выражениями вида:

$$[A_1(\omega)]^2 = \frac{(d_{11}\omega^4 + d_{21}\omega^2 + 1)K_1^2}{C_{01}\omega^6 + C'_{11}\omega + C_{21}\omega^2 + 1}; \tag{4}$$

$$[A_2(\omega)]^2 = \frac{(d_{12}\omega^4 + d_{22}\omega^2 + 1)K_2^2}{C_{02}\omega^6 + C'_{12}\omega + C_{22}\omega^2 + 1}, \tag{5}$$

которым соответствуют передаточные функции:

$$W_1(S) = K_1^2 \frac{\tau_{11}^2 S^2 + \tau_{21} S + 1}{T_{11}^3 S^2 + T_{21}^2 S^2 + T_{31} S + 1}, \tag{6}$$

$$W_2(S) = K_2^2 \frac{\tau_{12}^2 S^2 + \tau_{22} S + 1}{T_{12}^3 S^2 + T_{22}^2 S^2 + T_{32} S + 1}, \tag{7}$$

где $C_1 = T_2^4; C_2 = T_2^3 - 2T_2^2; C_1^1 = T_2^4 - 2T_3T_1^3; d = \tau_2^2; d_1 = \tau_1^4; d_2 = \tau_2^2 - 2\tau_1^2$ - постоянные, имеющие размерность времени; K_1^2, K_2^2 - коэффициенты усиления.

Анализ амплитудно-частотных характеристик безопасности $[A_1(\omega)]^2, [A_2(\omega)]^2$ предполагает установление зависимостей коэффициентов усиления K^2 и постоянных коэффициентов d_1, d_2, c_0, c_1, c_2 от факторов, характеризующих транспортную безопасность машин. На основании поисковых исследований установлено, что значительное влияние на осуществление безопасности транспортных работ оказывает скоростной режим движения, от которого зависит тормозной путь и, соответственно, дистанция между ведущей и ведомой СТМ. Оптимальными условиями работы транспортной машины будут такие, при которых соответственно тормозные пути S_{TH}, S_{Ti} и время срабатывания на торможение t_{Ti} будут минимальными. При этом оптимальная зависимость $P_{CT}(t) = f(S_{TH}, S_{Ti}, t_{Ti})$ достигается за счет:

- сокращения нормативного значения тормозного пути S_{TH} ;
- сокращения тормозного пути S_{Ti} в реальных условиях эксплуатации;
- сокращения времени срабатывания на торможение t_{Ti} .

В связи со случайным характером распределения значений тормозного пути, а также вероятностью столкновения, скоростной режим по условию максимальной безопасности операторов определяется исходя из вероятностно-статистических характеристик процессов $P_{CT1}(t), P_{CT2}(t)$, которые в свою очередь зависят о вероятностно-статистических характеристик процесса $V_{д1}(t), V_{д2}(t)$ и амплитудно-частотных характеристик $[A_1(\omega)]^2, [A_2(\omega)]^2$ безопасности операторов СТМ.

Оптимизация амплитудно-частотных характеристик безопасности $[A_1(\omega)]^2, [A_2(\omega)]^2$ операторов СТМ определяется исходя из физического смысла функции спектральных плотностей $S_{PCT1}(\omega), S_{PCT2}(\omega)$ процессов $P_{CT1}(t), P_{CT2}(t)$, по кривым которым можно определить преобладающий спектр ω_{31}, ω_{32} колебаний параметра и соответствующую ему дисперсию процесса. Исходя из логической сущности процессов $P_{CT1}(t), P_{CT2}(t)$, частоты ω_{31}, ω_{32} характеризуют преобладающую частоту остановок, а величины D_{31}, D_{32} – длительность тормозного пути. Тогда цель оптимизации $\{\omega_{31}, \omega_{32} \rightarrow 0; (D_{31}, D_{32}) \rightarrow \min\}$ достигается минимизацией операторов A_1, A_2 по модулю, где ω_3 – частота, соответствующая пику спектральной плотности $S_{PCT}(\omega)$ процесса $P_{CT}(t)$.

Условие $(\omega_{31}, \omega_{32}) \rightarrow 0$ соответствует

$$\begin{aligned} [A_1(0)]^2 &= K_1^2 = f(V_{H1}); \\ [A_2(0)]^2 &= K_2^2 = f(V_{H2}), \end{aligned}$$

а условие $(D_{31}, D_{32}) \rightarrow \min$ соответствует

$$[A_1'(\omega)]^2 = 0; \quad [A_2'(\omega)]^2 = 0,$$

где $[A_1'(\omega)]^2 = 0, [A_2'(\omega)]^2 = 0$ – первые производные амплитудно-частотных характеристик безопасности СТМ соответственно по $V_{H1}(t), V_{H2}(t)$.

С целью упрощения расчетов проводят аппроксимацию уравнений коэффициентов $K_1^2 - K_n^2, d_{11} - d_{1n}, d_{21} - d_{2n}, c_{01} - c_{0n}, c_{11} - c_{1n}, c_{21} - c_{2n}$ в зависимости от значений скоростей движения СТМ $V_{H1}(t), V_{H2}(t)$, по которым определяются значения $[A_1(\omega)]^2, [A_2(\omega)]^2$ в зависимости от V_{H1}, V_{H2} .

При обосновании параметров скоростного режима исходили из условия получения минимального значения дисперсии D_p процесса $P_{CT}(t)$

$$D_p = \sum_{\omega=0}^{0.50} S_v^{pek}(\omega) [A(\omega)]^2 \Delta\omega, \quad (8)$$

где $S_v^{pek}(\omega)$ - спектральная плотность процесса $V_D(t)$ при скорости ведомой СТМ V_D^{pek} , соответствующей минимальному статистическому среднему значению P_{CT} ; $\Delta\omega$ - элементарный участок оси частот ($\Delta\omega = 0,0033 \text{ ч}^{-1}$).

С целью управления безопасностью операторов СТМ согласно предлагаемой вероятностной модели (рис. 1) рассматривается блок 2, характеризующий надежность обеспечения безопасности операторов при существующих технических и предлагаемых технических средствах. В нашем случае используется устройство определения тормозного пути транспортного средства [2]. В связи с тем, что большой уровень транспортного травматизма происходит из-за неудовлетворительного состояния тормозной системы, актуальной является проблема определения тормозного пути, что позволит заранее определять состояние тормозной системы по величине тормозного пути.

Таким образом, нами разработана более точная модель управления безопасностью операторов СТМ, которая позволяет получить оптимальные параметры скоростного режима и повысить надежность защиты работников путем использования предлагаемых технических средств.

Список литературы

1. Белова, Т.И. Теоретическое обоснование модели обеспечения безопасности системы самоходных транспортных машин / Т.И. Белова, С.С. Сухов, С.В. Кончиц // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. – 2015. - №2. – С. 67-70.
2. Патент 2534689 Российская Федерация. Устройство определения тормозного пути транспортного средства» / Т.И. Белова, С.С. Сухов [и др.]. – Опубл. 10.12.2014. - Бюлл. №34.

Сведения об авторах

Белова Татьяна Ивановна - доктор технических наук, профессор, заведующая кафедрой безопасности жизнедеятельности ФГБОУ ВПО «Брянский государственный аграрный университет», belova911@mail.ru.

Сухов Сергей Сергеевич - кандидат технических наук, доцент, заведующий кафедрой безопасности жизнедеятельности ФГБОУ ВО «Брянский государственный университет имени академика И.Г. Петровского», bgd_cc@bk.ru.

Кончиц Сергей Владимирович - аспирант ФГБОУ ВПО «Брянский государственный аграрный университет», st0974@mail.ru.

Филиппов Александр Алексеевич – инженер АО «ПО» «Бежицкая сталь», vlada_alex77@mail.ru.

WAYS TO IMPROVE THE SAFETY OF OPERATORS OF SELF-PROPELLED VEHICLES

Belova T.I.¹, Sukhov S.S.², Konchits S.V.¹, Filippov A.A.³

¹ – Bryansk State Agricultural University

² – Academician I.G. Petrovskii Bryansk State University

³ - JSC "PO "Bezhitskaya steel"

In order to manage the safety of work of operators of self-propelled transport machines (STM) proposed a security model of STM in the form of a two-unit probabilistic model, which allows for semi-optimum parameters of the speed limit and to increase the reliability of protection of workers through the use of the proposed technical device.

Keywords: *safety management, two-unit probabilistic model, the operator, self-propelled transport vehicles, the speed limit.*

DOI: <https://doi.org/10.22281/2413-9920-2016-02-04-124-128>

References

1. Belova T.I., Sukhov S.S., Konchits S.V. Theoretical substantiation of the security model of the system of self-propelled vehicles. *Nauchno-tehnicheskiy vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta*, 2015, No. 2, pp. 67-70.

2. Patent RU 2534689. *Ustroystvo opredeleniya tormoznogo puti transportnogo sredstva* [Device determine the braking distance of a vehicle]. Belova T.I., Sukhov S.S. Published 10.12.2014.

Authors' information

Tatyana I. Belova - Doctor of Technical Sciences, Professor, Head of chair of safety at Bryansk State Agricultural University, belova911@mail.ru.

Sergey S. Sukhov - Candidate of Technical Sciences, Associate professor, Head of chair of safety at Academician I.G. Petrovskii Bryansk State University, bgd_cc@bk.ru.

Sergey V. Konchits – postgraduate at Bryansk State Agricultural University, st0974@mail.ru.

Aleksandr A. Filippov– engineer of JSC "PO "Bezhitskaya steel", vlada_alex77@mail.ru.

Дата публикации
(Date of publication):
25.12.2016

РОССИЙСКАЯ ФЕДЕРАЦИЯ



ПАТЕНТ

НА ПОЛЕЗНУЮ МОДЕЛЬ

№ 164798

УСТРОЙСТВО ДЛЯ ПРОМЕЖУТОЧНОЙ РАЗГРУЗКИ КОНВЕЙЕРА С ПОДВЕСНОЙ ЛЕНТОЙ

Патентообладатель(ли): *Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего профессионального образования "Брянский государственный университет имени академика И.Г. Петровского" (RU)*

Автор(ы): *см. на обороте*

Заявка № 2016108481

Приоритет полезной модели 09 марта 2016 г.

Зарегистрировано в Государственном реестре полезных моделей Российской Федерации 30 августа 2016 г.

Срок действия патента истекает 09 марта 2026 г.

Руководитель Федеральной службы
по интеллектуальной собственности

 Г.П. Ивлиев



РОССИЙСКАЯ ФЕДЕРАЦИЯ



(19) **RU**⁽¹¹⁾ **164 798**⁽¹³⁾ **U1**

(51) МПК
B65G 47/94 (2006.01)

ФЕДЕРАЛЬНАЯ СЛУЖБА
ПО ИНТЕЛЛЕКТУАЛЬНОЙ СОБСТВЕННОСТИ

(12) **ТИТУЛЬНЫЙ ЛИСТ ОПИСАНИЯ ПОЛЕЗНОЙ МОДЕЛИ К ПАТЕНТУ**

(21)(22) Заявка: 2016108481/11, 09.03.2016

(24) Дата начала отсчета срока действия патента:
09.03.2016

Приоритет(ы):

(22) Дата подачи заявки: 09.03.2016

(45) Опубликовано: 20.09.2016 Бюл. № 26

Адрес для переписки:

241036, г. Брянск, ул. Бежицкая, 14, Брянский
государственный университет им. акад. И.Г.
Петровского

(72) Автор(ы):

Лагереv Александр Валерьевич (RU),
Лагереv Игорь Александрович (RU),
Толкачев Евгений Николаевич (RU)

(73) Патентообладатель(и):

Федеральное государственное бюджетное
образовательное учреждение высшего
профессионального образования "Брянский
государственный университет имени
академика И.Г. Петровского" (RU)

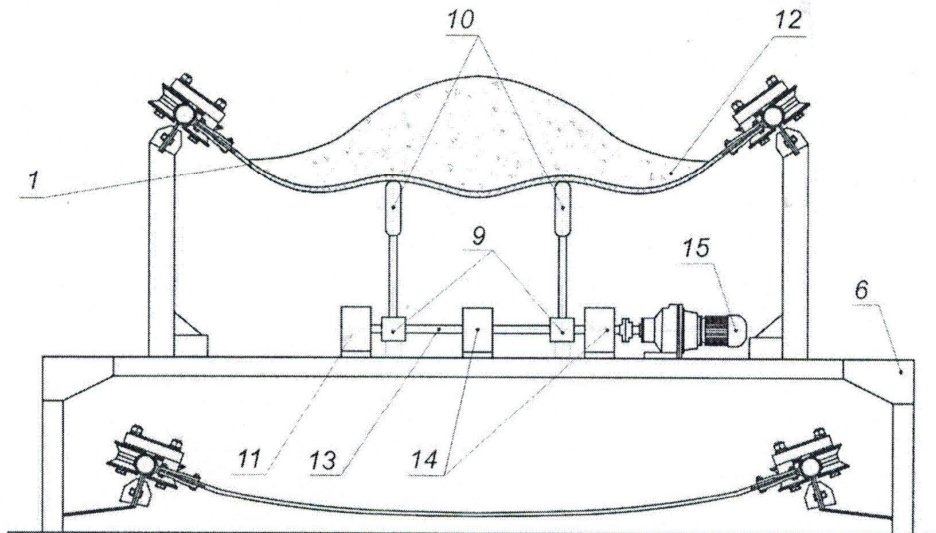
(54) **УСТРОЙСТВО ДЛЯ ПРОМЕЖУТОЧНОЙ РАЗГРУЗКИ КОНВЕЙЕРА С ПОДВЕСНОЙ ЛЕНТОЙ**

(57) Формула полезной модели

Устройство для промежуточной разгрузки конвейера с подвесной лентой, состоящее из расположенного под грузовой верхней ветвью конвейерной ленты основного разгрузочного ролика, установленного на неподвижной раме конвейера при помощи поворотного кронштейна с приводом подъема и опускания основного ролика, а также расположенных перед основным разгрузочным роликом по ходу движения конвейерной ленты и соосно установленных двух вспомогательных разгрузочных роликов, конструктивно аналогичных основному разгрузочному ролику, размещенных на неподвижной раме конвейера при помощи вспомогательных поворотных кронштейнов и отклоняющих грузовую верхнюю ветвь конвейерной ленты на меньшую высоту, чем основной разгрузочный ролик, отличающееся тем, что вспомогательные поворотные кронштейны с вспомогательными разгрузочными роликами установлены на общем валу и приводятся в движение единым приводом их подъема и опускания.

RU 164798 U1

RU 164798 U1



RU 164798 U1

Для получения дополнительной информации, заключения лицензионных договоров или проведения иных патентных действий необходимо обратиться в

отдел инновационного развития

Брянского государственного университета им. акад. И.Г. Петровского:

Телефон: +7 (4832) 64-81-17 доб. 217

Факс: +7 (4832) 66-64-42

E-mail: inno-bgu@yandex.ru

Сетевое издание
НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ ВЕСТНИК
Брянского государственного университета

**ХИМИЧЕСКИЕ НАУКИ / ТЕХНИЧЕСКИЕ НАУКИ /
НАУКИ О ЗЕМЛЕ**

Учредитель и издатель:

Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования «Брянский государственный университет имени академика И.Г. Петровского».

**Свидетельство о регистрации средства массовой информации
выдано Федеральной службой по надзору
в сфере связи, информационных технологий и массовых коммуникаций
Эл № ФС77-62798 от 18 августа 2015 г.**

Главный редактор сетевого издания:

доктор технических наук, профессор
А.В. Лагереv

Адрес учредителя:

ФГБОУ ВО «Брянский государственный университет
имени академика И.Г. Петровского»
241036, Россия, Брянск, ул. Бежицкая, д. 14

Адрес редакции и издателя:

РИО ФГБОУ ВО «Брянский государственный университет
имени академика И.Г. Петровского»
241036, Россия, Брянск, ул. Бежицкая, д. 20

Дата размещения сетевого издания в сети Интернет
на официальном сайте <http://www.ntv-brgu.ru> 25.12.2016 г.