



Научно-технический вестник

БРЯНСКОГО
ГОСУДАРСТВЕННОГО
УНИВЕРСИТЕТА

Б Р Я Н С К

2018(2)

ISSN 2413-9920

**Научно-технический
ВЕСТНИК
Брянского
государственного
университета**

**№ 2
2018**

Технические науки

**Nauchno-tekhnicheskiy
VESTNIK
Bryanskogo
gosudarstvennogo
universiteta**

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

**№ 2
2018**

Engineering Science

ББК 74.580.4

Н-34

Научно-технический вестник Брянского государственного университета. № 2 (2018). Брянск: РИО БГУ, 2018. – Точка доступа: <http://ntv-brgu.ru>

Размещено на официальном сайте журнала: 25.06.2018

Председатель Редакционного совета БГУ им. акад. И.Г. Петровского:

А.В. Антюхов – доктор филологических наук, профессор, ректор Брянского государственного университета им. акад. И.Г. Петровского (г. Брянск, Россия).

Главный редактор сетевого издания:

А.В. Лагерев – доктор технических наук, заместитель директора НИИ фундаментальных и прикладных исследований Брянского государственного университета им. акад. И.Г. Петровского (г. Брянск, Россия)

Ответственный секретарь сетевого издания:

И.В. Мельников – кандидат биологических наук, начальник Редакционно-издательского отдела Брянского государственного университета им. акад. И.Г. Петровского (г. Брянск, Россия).

Редакционная коллегия сетевого издания:

Д.В. Артамонов – доктор технических наук, первый проректор Пензенского государственного университета (г. Пенза, Россия);

Н.И. Баурова – доктор технических наук, декан факультета дорожных и технологических машин Московского автомобильно-дорожного государственного технического университета (г. Москва, Россия);

В.В. Беляков – доктор технических наук, начальник управления научно-исследовательских и инновационных работ Нижегородского государственного технического университета им. Р.Е. Алексеева (г. Нижний Новгород, Россия);

А.В. Вершинский – доктор технических наук, профессор кафедры подъемно-транспортных систем Московского государственного технического университета им. Н.Э. Баумана (г. Москва, Россия);

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

А.В. Лагерев – доктор технических наук, заместитель директора НИИ фундаментальных и прикладных исследований Брянского государственного университета им. акад. И.Г. Петровского (г. Брянск, Россия);

И.А. Лагерев – доктор технических наук, проректор по инновационной работе Брянского государственного университета им. акад. И.Г. Петровского (г. Брянск, Россия);

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

И.А. Полянин – доктор технических наук, профессор кафедры транспортно-технологических машин Поволжского государственного технологического университета (г. Йошкар-Ола, Россия);

А.В. Рыбаков – доктор технических наук, начальник лаборатории информационного обеспечения населения и технологий информационной поддержки Академии гражданской защиты МЧС России (г. Химки, Россия);

Н.Г. Ярушкина – доктор технических наук, первый проректор-проректор по научной работе Ульяновского государственного технического университета (г. Ульяновск, Россия).

Editorial Council Chairman of Academician I.G. Petrovskii Bryansk State University:

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

Chief editor:

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

Executive secretary:

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

Editorial Board:

D.V. Artamonov – Doctor of Technical Sciences, first Vice rector at Penza State University (Penza, Russia);

N.I. Baurova – Doctor of Technical Sciences, Dean of faculty of road and technological machines at Moscow automobile and road construction state technical University (Moscow, Russia);

V.V. Belyakov – Doctor of Technical Sciences, Head of research and innovation Department at Nizhny Novgorod State Technical University n.a. R.E. Alekseev (Nizhny Novgorod, Russia);

A.V. Vershinsky - Doctor of Technical Sciences, Professor of chair of Lifting and transport system at Moscow State Technical University named N.E. Bauman (Moscow, Russia);

A.A. Korotky - Doctor of Technical Sciences, Head of chair of transport systems and logistics at Don State Technical University (Rostov-on-Don, Russia);

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

I.A. Lagerev – Doctor of Technical Sciences, Vice rector at Academician I.G. Petrovskii Bryansk State University (Bryansk, Russia);

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

I.A. Polyinin - Doctor of Technical Sciences, Professor of chair of transport and technological machines at Povolzhskiy State Technical University (Yoshkar-Ola, Russia);

A.V. Rybakov - Doctor of Technical Sciences, Head of Laboratory of information technologies and providing the population at Academy of civil defence EMERCOM of Russia (Khimki, Russia);

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

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.

© Научно-технический вестник Брянского государственного университета, 2018
© 2018 Nauchno-tekhnicheskii vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta



The Journal and its metadata are licensed under CC BY-SA

СОДЕРЖАНИЕ

ТЕХНИЧЕСКИЕ НАУКИ

Машиностроение и машиноведение

Ерохин В.В. (Брянск, Российская Федерация)

DOI: 10.22281/2413-9920-2018-04-02-130-137

Точность обработки деталей в станочных приспособлениях и автоматизация их проектирования 130

Кравчук А.С., Кравчук А.И., Тарасюк И.А. (Минск, Беларусь)

DOI: 10.22281/2413-9920-2018-04-02-138-143

Прогибы длинной гибкой весомой нерастяжимой нити между точками ее крепления 138

Транспортное, горное и строительное машиностроение

Гончаров К.А., Дунаев И.П. (Брянск, Российская Федерация)

DOI: 10.22281/2413-9920-2018-04-02-144-151

Комплексный подход к тяговому расчету ленточных конвейеров 144

Лагереv А.В., Лагереv И.А. (Брянск, Российская Федерация)

DOI: 10.22281/2413-9920-2018-04-02-152-169

Влияние анкеровки выносных опор на устойчивость мобильных транспортно-технологических машин, оснащенных стреловыми манипуляционными системами 152

Нилоv В.А., Федоров Е.В. (Воронеж, Российская Федерация)

DOI: 10.22281/2413-9920-2018-04-02-170-179

Исследование напряженно-деформированного состояния тяговой рамы скрепера .. 170

Ритенман И.Л., Ритенман В.И., Блейшмидт Л.И. (Брянск, Карачев, Российская Федерация)

DOI: 10.22281/2413-9920-2018-04-02-180-202

Вероятность возникновения отказов механизма передвижения мостового крюкового электрического крана при эксплуатации 180

Толкачев Е.Н. (Брянск, Российская Федерация)

DOI: 10.22281/2413-9920-2018-04-02-203-210

Влияние количества последовательно отказавших приводных подвесок конвейера с подвесной лентой и распределенным приводом при заклинивании приводных роликов 203

Информатика, вычислительная техника и управление

Тимофеева Н.Е., Дмитриева К.А. (Саратов, Российская Федерация)

DOI: 10.22281/2413-9920-2018-04-02-211-217

Универсальный алгоритм обработки запросов с использованием технологии параллельных вычислений 211

Энергетика

Абдиева З.Э., Сариев Б.И., Куржумбаева Р.Б., Касмамбетов Х.Т. (Бишкек, Кыргызстан)

DOI: 10.22281/2413-9920-2018-04-02-218-225

Экспериментальное исследование несимметрии трехфазной системы напряжений 218

Транспорт

Бадретдинов Т.Н. (Ташкент, Узбекистан)

DOI: 10.22281/2413-9920-2018-04-02-226-231

Оптимизация режимов системы тягового электроснабжения по напряжению и реактивной мощности для снижения потерь 226

Илесалиев Д.И. (Ташкент, Узбекистан)

DOI: 10.22281/2413-9920-2018-04-02-232-238

Рациональное использование грузоподъемности и вместимости крытых вагонов при перевозке тарно-упаковочных грузов 232

Сатторов С.Б. (Ташкент, Узбекистан)

DOI: 10.22281/2413-9920-2018-04-02-239-246

Обоснование размещения технических станций в зависимости от числа полурейсов 239

Урманова З.А. (Ташкент, Узбекистан)

DOI: 10.22281/2413-9920-2018-04-02-247-252

Разработка математической модели технологии кросс-докинга на железнодорожных складах 247

CONTENT

ENGINEERING SCIENCE

Machinery Building and Theoretical Engineering

Erokhin V.V. (Bryansk, Russian Federation)

DOI: 10.22281/2413-9920-2018-04-02-130-137

Driver machine-tool adaptations in the conditions of automated production

Kravchuk A.S., Kravchuk A.I., Tarasyuk I.A. (Minsk, Belarus)

DOI: 10.22281/2413-9920-2018-04-02-138-143

Deflections of length weight non-deformable yarn between points of its fixing

Transport, Mining and Construction Machinery

Gonchrov K.A., Dunaev V.P. (Bryansk, Russian Federation)

DOI: 10.22281/2413-9920-2018-04-02-144-151

The integrated approach to traction calculation of belt conveyors

Lagerev A.V., Lagerev I.A. (Bryansk, Russian Federation)

DOI: 10.22281/2413-9920-2018-04-02-152-169

The influence of anchoring of remote supports on the stability of mobile transport and technological machines equipped with boom lift manipulators

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

DOI: 10.22281/2413-9920-2018-04-02-170-179

Investigation of the stress-strain state of the scraper traction frame

Ritenman I.L., Ritenman V.I., Bleyshmidt L.I. (Bryansk, Karachev, Russian Federation)

DOI: 10.22281/2413-9920-2018-04-02-180-202

Probability of emergence of failures of the movement mechanism of the bridge hook electric crane at operation

Tolkachev E.N. (Bryansk, Russian Federation)

DOI: 10.22281/2413-9920-2018-04-02-203-210

Influence of quantity sequentially failed drive suspensions of the conveyor with suspended belt and distributed drive at jamming rollers

Informatics, Computer Science and Controlling

Timofeeva N.E., Dmitrieva K.A. (Saratov, Russian Federation)

DOI: 10.22281/2413-9920-2018-04-02-211-217

Universal algorithm of processing of requests with use of parallel technology

Power Engineering

Abdieva Z.E., Sariev B.I., Kurzhumbaeva R.B., Kasmambetov K.T. (Bishkek, Kyrgyzstan)

DOI: 10.22281/2413-9920-2018-04-02-218-225

Experimental study of the asymmetry of a three-phase stress system

Transport

Badretdinov T.N. (Tashkent, Uzbekistan)

DOI: 10.22281/2413-9920-2018-04-02-226-231

Optimization of traction power supply system modes by voltage and reactive power to reduce losses

Ilesaliev D.I. (Tashkent, Uzbekistan)

DOI: 10.22281/2413-9920-2018-04-02232-238

Rational use of loadability and capacity of covered wagons in transportation packaging cargo

Sattorov S.B. (Tashkent, Uzbekistan)

DOI: 10.22281/2413-9920-2018-04-02239-246

Justification of placement of technical stations depending on the number of half-routes

Urmanova Z.A. (Tashkent, Uzbekistan)

DOI: 10.22281/2413-9920-2018-04-02-247-252

Development of a mathematical model of cross-docking technology in railway warehouses

УДК 621.9

ТОЧНОСТЬ ОБРАБОТКИ ДЕТАЛЕЙ В СТАНОЧНЫХ ПРИСПОСОБЛЕНИЯХ И АВТОМАТИЗАЦИЯ ИХ ПРОЕКТИРОВАНИЯ

Ерохин В.В.

Брянский государственный университет имени академика И.Г. Петровского (Брянск, Россия)

В статье проведены исследования процесса формирования макроотклонений обрабатываемой поверхности заготовки с учетом конструкторско-технологических параметров станочных приспособлений. Показано, что обрабатываемые поверхности заготовки, параллельные опорным поверхностям, образующим установочную или двойную направляющую базу, имеют наименьшие значения погрешностей формы и расположения. Погрешность теоретических результатов, приведенных в статье, относительно экспериментальных значений погрешностей формы составляет 12...20 %. Представлена методика проектирования автоматизированной системы исследования влияния конструктивных параметров станочных приспособлений на точность обработки заготовки с целью накопления и обработки информации конструкторско-технологического назначения.

Ключевые слова: качество обработки, станочные приспособления, токарная обработка, технологическое оборудование.

DOI: 10.22281/2413-9920-2018-04-02-130-137

Одним из основных показателей качества изделия является точность выполнения размеров, определяющих его конфигурацию. Обеспечение точности обработки является одной из актуальных проблем машиностроения. Однако из анализа технологической системы станка установлено, что при проектном прогнозировании возможности обеспечения заданной точности обработки на долю станочного приспособления отводится одна треть заданного поля допуска. Либо можно смоделировать процесс формирования макроотклонений обрабатываемой поверхности заготовки [1, 3].

Для описания реального процесса формирования макроотклонений обрабатываемой поверхности заготовки, как и для анализа размерной точности обрабатываемой заготовки, примем следующие условие обеспечения заданного параметра макроотклонения:

$$ETH > ET_{пр.нт} + ET_{пр.д} + \omega_{ср.э.ф},$$

где ETH – допуск на параметр макроотклонения, мм; $ET_{пр.нт}$, $ET_{пр.д}$ – составляющие погрешности формы обрабатываемой поверхности (H) заготовки, обусловленные соответственно неточностью изготовления приспособления и его деформациями, в направлении измерения погрешности формы, мм; $\omega_{ср.э.ф}$ – средняя экономическая точность формирования резанием макроотклонений поверхности заготовки, учитывающая состояния (точность, динамическую жест-

кость) станка, инструмента и заготовки, мм ($\omega_{ср.э.ф}$ являются заданными параметрами).

Параметрами неточности изготовления приспособления $ET_{пр.нт}$, влияющими на отклонения формы и расположения базированной заготовки, являются приведенная линейная точность расположения шести опорных точек заготовки или установочных опор. Под приведенной линейной точностью здесь понимается точность либо обработки базисующих поверхностей установочных опор за один проход, либо сборки приспособления, относящегося к системам УСП (универсально-сборные приспособления), СРП (сборно-разборные приспособления) и УСПО (универсально-сборная переналаживаемая оснастка) [2].

Отклонение от расположения (параллельности, перпендикулярности, соосности, симметричности) обрабатываемой поверхности заготовки определяется по формулам

$$ET_{пр.нт.x} = \{u_i\}_{\max};$$

$$ET_{пр.нт.y} = \{v_i\}_{\max};$$

$$ET_{пр.нт.z} = \{w_i\}_{\max},$$

где $ET_{пр.нт.x}$, $ET_{пр.нт.y}$, $ET_{пр.нт.z}$ – отклонения формы обрабатываемой заготовки вследствие неточности изготовления приспособления или его деталей в направлениях x , y , z соответственно, мм; $\{u_i\}_{\max}$, $\{v_i\}_{\max}$, $\{w_i\}_{\max}$ – вектор-столбцы максимальных значений перемещений точек обрабатываемой поверхности в направлениях x , y , z соответственно.

Перемещения точки обрабатываемой поверхности выразятся так:

$$\begin{aligned} u_i &= \xi - \varphi y_i + \psi z_i; \\ v_i &= \eta + \varphi x_i - \theta z_i; \\ w_i &= \zeta - \psi x_i + \theta y_i, \end{aligned}$$

где ξ, η, ζ – перемещения неподвижной координатной системы $Oxyz$ вдоль осей x, y и z соответственно вследствие погрешности изготовления приспособления и его деталей, мм; θ, ψ, φ – угловые перемещения координатной системы $Oxyz$ вокруг осей x, y и z соответственно вследствие погрешности изготовления приспособления и его деталей, рад; (x_i, y_i, z_i) – заданные координаты i -й точки, принадлежащей базированной заготовке, в системе координат $Oxyz$, мм.

Перемещения $\xi, \eta, \zeta, \theta, \psi, \varphi$ определяются из системы линейных уравнений:

$$\begin{cases} c_{11}\xi + c_{15}\psi + c_{16}\varphi = 0; \\ c_{22}\eta + c_{24}\theta + c_{26}\varphi = 1; \\ c_{33}\zeta + c_{34}\theta + c_{35}\psi = 1; \\ c_{42}\eta + c_{43}\zeta + c_{44}\theta + c_{45}\psi + c_{46}\varphi = \\ = z_6 + y_1 - y_2 - y_3; \\ c_{51}\xi + c_{53}\zeta + c_{54}\theta + c_{55}\psi + c_{56}\varphi = \\ = z_4 - z_5 + x_1 - x_2 - x_3; \\ c_{61}\xi + c_{62}\eta + c_{64}\theta + c_{65}\psi + c_{66}\varphi = \\ = y_4 - y_5 - x_6, \end{cases}$$

где

$$\begin{aligned} c_{11} &= 2K; \\ c_{22} &= K; \\ c_{33} &= 3K; \\ c_{15} &= c_{51} = K(z_4 + z_5); \\ c_{16} &= c_{61} = -K(y_4 + y_5); \\ c_{24} &= c_{42} = -Kz_6; \\ c_{26} &= c_{62} = Kx_6; \\ c_{34} &= c_{43} = K(y_1 + y_2 + y_3); \\ c_{35} &= c_{53} = -K(x_1 + x_2 + x_3); \\ c_{44} &= K(z_6^2 + y_1^2 + y_2^2 + y_3^2); \\ c_{45} &= c_{54} = -K(x_1y_1 + x_2y_2 + x_3y_3); \\ c_{46} &= c_{64} = -Kz_6x_6; \\ c_{55} &= K(x_1^2 + x_2^2 + x_3^2 + z_4^2 + z_5^2); \\ c_{56} &= c_{65} = -K(y_4z_4 + y_5z_5); \\ c_{66} &= K(y_4^2 + y_5^2 + x_6^2); \\ K &= (0,5ITH)^{-1}; \end{aligned}$$

ITH – допуск на расположение в продольном направлении установочных опор, мм; x, y, z – координаты базирующих поверхностей установочных опор приспособления, вырожденных виде шести точек, мм.

В связи с тем, что решение вышеприведенной системы линейных уравнений относительно неизвестных $\xi, \eta, \zeta, \theta, \psi, \varphi$ является достаточно громоздким, решать данную

систему необходимо с помощью программного обеспечения, имеющего в своем составе математический процессор с функциями решения систем линейных уравнений. Целесообразно использовать математические процессоры на базе математических ядер Maple или Mathematica.

Проведем расчет отклонений формы обрабатываемой поверхности заготовки, установленной на установочную, направляющую и опорную базы, в трех направлениях (x, y, z) при заданных значениях линейного допуска на изготовление в продольном направлении установочных опор и их координатного расположения. Например,

допуск – $ITH = 10$ мкм;

координаты точки обработки – $x_{i.1} = 10$ мм;

$y_{i.1} = 10$ мм;

$z_{i.1} = 10$ мм;

координаты трех точек, образующих установочную базу, – $x_1 = 2$ мм, $x_2 = 16$ мм, $x_3 = 2$ мм, $y_1 = 2$ мм, $y_2 = 8$ мм, $y_3 = 16$ мм, $z_1 = 0$ мм, $z_2 = 0$ мм, $z_3 = 0$ мм;

координаты двух точек, образующих направляющую базу, – $x_4 = 0$ мм, $x_5 = 0$ мм, $y_4 = 6$ мм, $y_5 = 2$ мм, $z_4 = 13$ мм, $z_5 = 3$ мм;

координаты точки, образующей опорную базу, – $x_6 = 5$ мм, $y_6 = 0$ мм, $z_6 = 4$ мм,

определяют следующие погрешности формы (перемещения точек $x_{i.1}, y_{i.1}, z_{i.1}$ обрабатываемой поверхности заготовки):

$$u_{i.1} = 28,6 \text{ мкм};$$

$$v_{i.1} = -12,99 \text{ мкм};$$

$$w_{i.1} = 1,76 \text{ мкм}.$$

Анализируя результаты формул по определению перемещений u_i, v_i, w_i точек обрабатываемых поверхностей заготовок, устанавливаемых на установочную, направляющую и опорную базы, можно заключить, что:

$$u_i = v_i = 1,5 \dots 24 w_i;$$

$$ET_{np.nm.y} = (1,5 \dots 24) ET_{np.nm.z};$$

$$ET_{np.nm.y} \approx |ET_{np.nm.x}|.$$

Если проанализировать эти результаты при установке заготовки на двойную направляющую, опорную и опорную базы, тогда получится результат аналогично схеме базирования по установочной, направляющей и опорной базам.

Вывод: обрабатываемые поверхности заготовки, параллельные опорным поверхностям, образующим установочную или двойную направляющую базу, имеют наимень-

шие значения погрешностей формы и расположения.

Погрешность $ET_{np.d}$ для установочных опор с плоскими установочными поверхностями определяется по формуле:

$$ET_{np.d} = L \frac{\Delta y}{l_1},$$

где L – длина обрабатываемой поверхности заготовки, мм; Δy – поле рассеивания деформации приспособления в направлении исследуемой величины макроотклонения формы, мм; l_1 – минимальное расстояние между установочными опорами приспособления для установочной или направляющей технологической базы, мм.

Поле рассеивания деформации приспособления Δy определяется зависимостью

$$\Delta y = (\Delta_{\omega} + \Delta_N - \Delta_N \Delta_{\omega}) \left[\frac{Nl}{A_n E_{np}} + \sum_i \pi \left(\frac{2\pi N R a_i W z_i H_{max,i}}{A_{n,i} H V_i} \right)^{\frac{1}{3}} \left(1 + \frac{2\pi(1-\mu_i^2) H V_i S m_i}{E_i R a_i} \right) \right],$$

где Δ_N – колебание силы давления заготовки на установочные опоры, которое зависит от схем базирования и закрепления заготовки, а также от применяемого типа привода зажима приспособления; Δ_{ω} – колебание податливости приспособления в направлении его установочных элементов; l – приведенная длина приспособления к стержневой конструкции в направлении его установочных элементов, мм; A_n – номинальная площадь контакта заготовки с установочными опорами, мм²; E_{np} , E_i , $E_{эл}$ – модули упругости первого рода приспособления, i -го элемента приспособления, установочных элементов приспособления соответственно, Н/мм²; Ra , Sm , R_{max} , Wz , H_{max} – геометрические параметры поверхности элементов приспособления: среднее арифметическое отклонение профиля, средний шаг неровностей профиля, наибольшая высота неровностей профиля, высота волнистости по пяти точкам, макроотклонения формы соответственно, мм; i – число контактов элементов приспособления, включая контакт с заготовкой, в направлении исследуемой величины Δy при незамкнутом силовом поле от действия силы N ; N – общая сила реакции опор установочных элементов или

сила зажима заготовки в направлении исследуемой величины Δy , Н; HV – микротвердость по шкале Виккерса; μ – коэффициент Пуассона.

Модуль упругости приспособления определяется по формуле

$$\frac{1}{E_{np}} = \frac{1}{l} \sum_i \frac{l_i}{E_i}.$$

При создании конструкций технологической оснастки должна быть решена динамическая задача формирования геометрических параметров качества обрабатываемой поверхности, а также ее геометрической точности. Для решения этой задачи используется основное уравнение колебаний (движения) системы:

$$\bar{A}\ddot{\mathbf{q}} + \bar{B}\dot{\mathbf{q}} + \bar{C}\mathbf{q} = \bar{\mathbf{Q}}(t), \quad (1)$$

где \bar{A} – матрица коэффициентов сил инерции; \mathbf{q} – вектор-столбец, характеризующий перемещение; \bar{B} – матрица коэффициентов сил сопротивления; \bar{C} – матрица коэффициентов жесткости; $\bar{\mathbf{Q}}$ – вектор-столбец, характеризующий действие внешних сил.

В уравнение (1) подставляются все внешние силы, параметры жесткости технологической системы, масса и моменты инерции обрабатываемой заготовки. Используя метод гарантируемого результата (теория системного подхода) и задаваясь устойчивым процессом обработки (нерезонансный режим), коэффициенты сил сопротивления можно не учитывать. Далее определяются параметры вектора-столбца, характеризующего перемещение (колебания) заготовки или приспособления. После чего эти колебания приводятся к соответствующим параметрам качества обрабатываемой поверхности (шероховатость, волнистость, отклонение от круглости, радиальное и осевое биения и т.д.), величины которых сравниваются с заданными. Если не обеспечиваются требуемые параметры качества и геометрической точности обрабатываемой поверхности заготовки, тогда необходимо повторить решение уравнение (1), но уже с другими входными параметрами. Это потребует значительных временных затрат, однако в реальных условия обработки входные параметры уравнения (1) оказываются нелинейными. Вследствие этого (в большинстве слу-

чаях) данное уравнение колебаний технологической системы не может иметь решения.

Решение технологической задачи, основанной на способе проектирования оснастки, где на основе выходных параметров обработки находятся оптимальные значения входных параметров, опирается на ранее проведенные экспериментальные результаты по определению законов колебаний технологической системы. В этом случае при оценке адекватности экспериментальных данных к различным технологическим системам необходимо задаваться определенными типологически подобными конструктивными решениями используемых станочных приспособлений (основными схемами базирования и закрепления) и методами обработки. При получении исходных колебаний технологической системы необходимо провести их анализ. Как показывают экспериментальные данные для черновой обработки, необходимо провести:

1) статистическое сглаживание данных с помощью методов скользящей медианы, распределения Гаусса, наименьших квадратов по правилу k -ближайших и с адаптивным выбором k Гаусса;

2) проведение спектрального анализа (разложение выходных сигналов в ряд Фурье).

При получистовых и чистовых операциях статистическое сглаживание данных проводить не рекомендуется из-за малого зашумления выходных параметров. После проведения спектрального анализа необходимо составить уравнение колебания технологической системы от переменной времени (параметр перемещения q в формуле (1)). В этом случае выделяются частотные и амплитудные характеристики колебательного процесса, влияющие на определенные выходные параметры системы (геометрическую точность, волнистость, параметры шероховатости обработанной поверхности). При подстановке эмпирического уравнения колебания технологической системы в уравнение (1) вычисляются оптимальные значения параметров жесткости технологической системы, расположения технологической оснастки и (если это необходимо) режимов резания для соответствующих ограничений.

Реализация конструирования технологической оснастки должна базироваться на следующих ограничениях.

1. Соблюдение основных правил базирования и закрепления заготовки.

2. Не должны реализовываться следующие соотношения частот, приводящие к нелинейным резонансам и потере качества:

$$\begin{aligned} \lambda_i &\neq (0,7 \dots 1,3)0,5\omega; \\ \lambda_i &\neq (0,7 \dots 1,3)\omega; \\ \lambda_i &\neq (0,7 \dots 1,3)2\omega; \\ \lambda_i &\neq (0,7 \dots 1,3)3\omega; \\ \lambda_i + \lambda_k &\neq (0,7 \dots 1,3)\omega; \\ \lambda_i + \lambda_k &\neq (0,7 \dots 1,3)2\omega; \\ \lambda_i + 2\lambda_k &\neq (0,7 \dots 1,3)\omega; \\ \lambda_i - \lambda_k &\neq (0,7 \dots 1,3)\omega; \\ \lambda_i - \lambda_k &\neq (0,7 \dots 1,3)2\omega; \\ 2\lambda_i - \lambda_k &\neq (0,7 \dots 1,3)\omega; \\ \lambda_i - 2\lambda_k &\neq (0,7 \dots 1,3)\omega; \\ \lambda_r + \lambda_i + \lambda_k &\neq (0,7 \dots 1,3)\omega; \\ \lambda_r - \lambda_i - \lambda_k &\neq (0,7 \dots 1,3)\omega; \\ \lambda_r - \lambda_i + \lambda_k &\neq (0,7 \dots 1,3)\omega; \\ \lambda_i &\neq \lambda_k; \\ \lambda_i &\neq 2\lambda_k; \\ \lambda_i &\neq 3\lambda_k; \\ \lambda_i + \lambda_k &\neq 2\lambda_r; \\ \lambda_i - \lambda_k &\neq 2\lambda_r; \\ \lambda_i + \lambda_k &\neq \lambda_r; \\ 3\lambda_i &\neq \omega, \end{aligned}$$

где λ – частоты собственных колебаний по линейным и угловым координатам; ω – частота вынужденных колебаний; $i, k, r = 1, 2, 3, 4, 5; i \neq k \neq r$.

Погрешность теоретических результатов, посчитанных по приведенным формулам, относительно экспериментальных значений погрешностей формы составляет 12...20%.

В связи с тем, что предприятие для изготовления изделий проектирует и изготавливает станочные приспособления, тогда, очевидно, погрешность обработки, связанная с системой приспособления, является управляемой. Одной из основных характеристик технической подготовки производства является время проектирования технологической оснастки (станочных приспособлений). Снижение времени на проектирование технологической оснастки связано с автоматизацией проектирования, где возможно получение не только чертежей конструкции, но и ее твердотельной модели, а также отработка

на технологичность изготовления, эксплуатации и ремонта приспособления. Однако для усовершенствования процесса конструирования приспособлений необходимо накопление информации о влиянии конструктивных параметров приспособлений на точность обработки заготовки.

Для накопления и обработки этой информации создаётся автоматизированная система исследования влияния конструктивных параметров на точность обработки. Основными задачами, которой являются:

1. Проектирование станочных приспособлений для обработки всех типов деталей (заготовок) с обеспечением заданной точности обработки.

2. Автоматизация мониторинга точности обработки деталей на металлорежущих станках.

3. Автоматизация твердотельного конструирования станочных приспособлений.

Для достижения этих целей необходимо выполнить комплекс научных, организационных и образовательных мероприятий по двум направлениям:

1. Создание автоматизированной системы по мониторингу динамики процессов, происходящих в технологической системе при формообразовании заготовки. Формирование исследовательской системы по прогнозированию точности обработки заготовок на основе теоретическо-экспериментальной математическо-физической модели формообразования поверхности заготовок при их механической обработке резанием. Проектирование технической системы исследования динамических характеристик металлорежущих станков и технологической оснастки в процессе механической обработки заготовки.

2. Создание автоматизированной системы расчетов станочных приспособлений на точность их проектирования и изготовления.

В результате проведения научных работ должны быть получены:

- теоретические формулы по прогнозированию процесса колебания технологической системы для металлорежущих станков, влияющего на формообразование обрабатываемой поверхности заготовки при применении станочных приспособлений различной конструкции, а также с использованием различной технологической оснастки;

- техническая система мониторинга точности механической обработки резанием заготовок;

- автоматизированная система как расчетов точности установки заготовки в станочное приспособление, так проектирования технологической оснастки.

Общую задачу автоматизированного проектирования необходимо разбить на множество отдельных, иерархически связанных локальных задач оптимизации, таких как:

- расчет погрешности базирования;
- расчет необходимой силы закрепления;
- поиск конструкции и размеров установочных элементов;
- расчет погрешности закрепления и размерного износа установочных элементов;
- поиск оптимального метода упрочнения и др.

В связи с этим математическая модель процесса проектирования станочного приспособления представляется в виде комплексной дискретной модели или системы моделей, являющихся иерархически связанными программами расчетов на ЭВМ схемы установки и ее конструктивных элементов. При переходе от одной локальной задачи к другой осуществляется последовательная оптимизация станочного приспособления в целом.

Схема установки заготовки в станочное приспособление \overline{CV} представляется в виде математической модели

$$\overline{CV} = (\overline{E}_{y_i}, \overline{V\mathcal{E}}_i, \overline{M\Pi}, \overline{P_{ст}}, \overline{P_{вв}}),$$

где \overline{E}_{y_i} – погрешность установки заготовки в приспособлении для i -го технологического размера; $\overline{M\Pi}$ – межремонтный период рассматриваемой схемы установки; $\overline{P_{ст}}$ и $\overline{P_{вв}}$ – ранги стоимости конструктивной реализации схемы установки и вспомогательного времени; $\overline{V\mathcal{E}}_i$ – установочный элемент для i -й технологической базы ($i = 1, 2, 3$).

который можно представить следующей моделью:

Установочный элемент для i -й технологической базы

$$\overline{V\mathcal{E}} = (\overline{K}_{V\mathcal{E}}, \overline{U}_{V\mathcal{E}}, \overline{T}_{V\mathcal{E}})$$

где $\overline{K}_{V\mathcal{E}}$ – конструкция установочного элемента по стандарту на неразборные специ-

альные приспособления; $\bar{v}_{УЭ}$ – вектор геометрических параметров УЭ, определяющих его фактическую площадь контакта с заготовкой; $\bar{T}_{УЭ}$ – твердость установочного элемента, определяющая вид упрочняющей обработки.

При этом все параметры схемы установки должны обеспечивать экстремумы критериев:

$$Q_i(\bar{E}y_i, \bar{VЭ}_i, \bar{МП}) \rightarrow \text{extr} (\text{min или max}), i = 1, 2, \dots, m;$$

при выполнении ограничений:

$$[G_B] \leq G_j(\bar{E}y_i, \bar{VЭ}_i, \bar{МП}) \leq [G_H], j=1, 2, \dots, k;$$

и при условии принадлежности искомым параметров заданным ограничительным множеством:

$$\bar{VЭ}_i \in \{\bar{VЭ}_i\},$$

где $[G_B]$, $[G_H]$ – соответственно верхняя и нижняя границы ограничений; $\{\bar{VЭ}_i\}$ – заданные допустимые множества значений параметров; $i = 1, 2, \dots, k$ количество возможных схем установки.

В дальнейшем эта модель рассматривается в виде «черного ящика» (рис. 1, блок 1), на вход которого подаются варьируемые па-

раметры, а на выходе наблюдаются характеристики оптимизируемого объекта.

Все вычисления при таком подходе выполняются на ЭВМ автоматически. Это осуществляется путем специальной организации взаимодействия двух программ в составе приведенной на рис. 1 процедурной модели задачи автоматизации поиска и принятия оптимальных решений. Такая автоматическая система строится таким образом, чтобы у конструктора имелась возможность на основных этапах приостановить поиск и повлиять на его дальнейшее проведение.

В первом блоке, по введенным конструктором исходным данным (технологические размеры; данные о серийности производства и технологическом оборудовании и др.) и нормативным документам, хранящимся в базе данных системы, осуществляется поиск оптимальных параметров станочного приспособления.

Во втором блоке по полученным параметрам формируется компьютерная модель, и определяются характеристики станочного приспособления. На основе анализа полученных характеристик делается заключение о рациональности выбранной конструкции станочного приспособления [2].

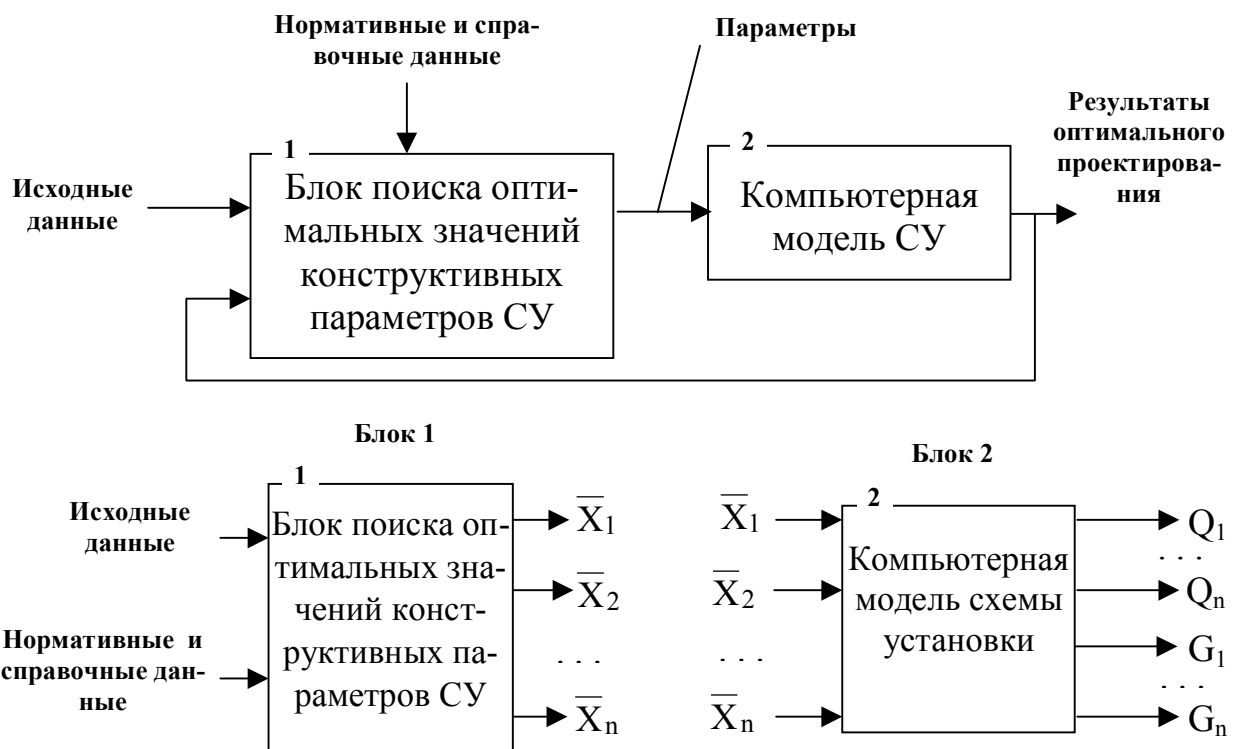


Рис. 1. Процедурная модель задачи

Применение САД-технологий в машиностроении позволяет сократить время на разработку (без потери качества) конструкторской документации проектируемой технологической оснастки, провести целый ряд конструкторских и технологических расчетов: оптимальной конструкции изделия на основе ограничений по механическим, термическим и химическим свойствам рассматриваемой системы изготовления и эксплуатации изделия; обеспечения заданных требований к качеству изготавливаемого изделия через эксплуатационные и конструктивные характеристики проектируемой оснастки. Также могут быть решены широкие производственные и научные задачи в создании прогрессивной технологической оснастки на основе разработки дополнительных специализированных инженерных приложений к открытым САД-системам, таких как, по решению задач построения оптимальной конфигурации изделия и процессов сборки, обеспечения заданного качества проектируемого объекта и т.д. Применение твердотельного моделирования позволит по модели детали спроектировать необходимые станочные приспособления, получить управляющие программы для обработки на станках с ЧПУ проектируемых изделий, автоматически сформировать чертежи оснастки, спецификации и ведомости покупных вспомогательных деталей.

Проектирование твердых моделей УСП позволяет уменьшить цикл оснащения производства этими приспособления в 1,5...4 раза. Так проектирование многоместных станочных приспособлений на базе УСП с разработкой необходимой конструкторской документации при использовании САД-

технологий (SolidWorks) уменьшило время проектных конструкторско-технологических работ более чем в два раза. Также сокращаются трудовые и материальные затраты на единицу изготавливаемой продукции. Генерирование централизованной базы данных по всей номенклатуре УСП, а также СРП в твердотельных геометрических моделях позволяет значительно упростить проектирование и сборку станочных приспособлений [4].

Список литературы

1. Ильицкий, В.Б. Поводковая технологическая оснастка / В.Б. Ильицкий, Ю.А. Малахов, В.В. Ерохин. – Брянск: БГТУ, 1999. – 184 с.
2. Ерохин, В.В. Обеспечение качества станочных приспособлений. Дис. ... докт. техн. наук. – Брянск, 2007. – 412 с.
3. Ерохин, В.В. Основные аспекты проектирования станочных приспособлений // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. – 2016. - №1. – С. 11-17.
4. Ильицкий, В.Б. Проектирование технологической оснастки / В.Б. Ильицкий, В.В. Ерохин. – Брянск: БГТУ, 2006. – 123 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», erohinvv@mail.ru.

DRIVER MACHINE-TOOL ADAPTATIONS IN THE CONDITIONS OF AUTOMATED PRODUCTION

Erokhin V.V.

Academician I.G. Petrovskii Bryansk State University (Bryansk, Russian Federation)

The article studies the actual process of formation of macro deviations of the machined surface of the billet taking into account the design and technological parameters of machine tools. It is shown that the work surfaces of the workpiece parallel to the support surfaces that form the installation or double guiding base have the lowest values of the shape and location errors. The error in the theoretical results given in the article, relative to the experimental values of the shape errors, is 12 ... 20%. The technique for designing an automated system for investigating the effect of structural parameters of machine tools on the accuracy of workpiece machining for the purpose of accumulating and processing information for design and technological purposes is presented.

Keywords: *machining quality, machine retaining device, turning, process equipment.*

DOI: 10.22281/2413-9920-2018-04-02-130-137

References

1. Ilitskiy V.B., Malakhov Yu.A., Erokhin V.V. *Machine-tool adaptations*. Bryansk, BSTU, 1999. – 184 p. (In Russian)
2. Erokhin V.V. Ensuring the quality machine tool adaptations. Doct. Diss. (Engineering). Bryansk, 2007. 412 p. (In Russian)
3. Erokhin V.V. Basic aspects design of machine-tool adaptations. *Nauchno-tekhnicheskiy*

vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta, 2016, No.1, pp. 11-17. (In Russian)

4. Ilitskiy V.B., Erokhin V.V. *Design of machining attachments*. Bryansk, BSTU, 2006. – 123 p. (In Russian)

Author' information

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

Дата принятия к публикации
(Date of acceptance for publication)
04.02.2018

Дата публикации
(Date of publication):
25.06.2018



УДК 531.21

ПРОГИБЫ ДЛИННОЙ ГИБКОЙ ВЕСОМОЙ НЕРАСТЯЖИМОЙ НИТИ МЕЖДУ ТОЧКАМИ ЕЕ КРЕПЛЕНИЯ

Кравчук А.С., Кравчук А.И., Тарасюк И.А.

Белорусский государственный университет (Минск, Беларусь)

Установлено, что форма провисания нерастяжимой нити, значительно превышающей по длине расстояние между ее креплениями, никак не связана с механическими характеристиками материала нити и ее растяжимостью, а определяется простейшими геометрическими уравнениями. Полученное решение подчеркивает различие между расчетом гибких нитей, длина которых превышает расстояние между креплениями, и нитей, имеющих равную указанному расстоянию или меньшую длину (т.е. нитей с предварительным натяжением). Уточнен метод определения длины провисающей нити, закрепленной между двумя точками, имеющими произвольную разность высот. За счет точного вычисления интегральных длин двух частей нити от точки с минимальной высотой над поверхностью земли до двух точек крепления. Уточнен расчет нагрузок действующих на точки крепления нити.

Ключевые слова: *весомая длинная нить, геометрический расчет, цепная линия, свободное провисание каната.*

DOI: 10.22281/2413-9920-2018-04-02-138-143

Введение.

В данной статье рассматривается случай превышения длины подвешиваемой нити над расстоянием между опорами. Этот случай соответствует случаю крепления электрических проводов между опорами. Отметим, что напряженное состояние весомой нити в данном случае хотя и вызывает ее удлинение, но это удлинение незначительно и является пренебрежимо малой величиной относительно уже существующего превышения длины нити над расстоянием между креплениями.

Поэтому в данной статье предполагается, что нить не растяжима.

Для решения задачи не будет использоваться уравнение цепной линии, которое не учитывает поворот касательной и изменение длины проекции [1-3]. При значительном превышении длины нити расстояния между креплениями эта гипотеза может вносить существенные неточности в получаемые результаты. Также необходимо отметить, что известное уравнение цепной линии, выраженное через гиперболический косинус [1-3], очень хорошо приближается параболой и фактически кроме вычислительных сложностей никакого уточнения не несет.

Предлагаемое в данной статье уравнение провисающей нити большой длины будет получено через качественные рассуждения и по сути ближе к решению Бернулли [3], полученному для проекций элемента провисающей нити.

Постановка и решение предварительной задачи для весомой нерастяжимой нити.

Точки крепления нити имеют значительную разность высот (различные координаты по Oy) (рис. 1). Пусть расстояние между точками крепления равно ℓ , а угол α - угол наклона отрезка, соединяющего точки крепления, к оси Ox . Будем предполагать, что точки крепления имеют координаты $a = (0,0)$ и $b = (\ell \cdot \cos(\alpha), \ell \cdot \sin(\alpha))$. В этих точках нить закреплена шарнирно (с возможностью поворота) по обоим направлениям Ox и Oy (рис. 1). Будем считать, что сечение нити имеет постоянную площадь поперечного сечения S . На нить действует внешняя сила тяжести с ускорением свободного падения g , а плотность материала нити обозначим через ρ .

Рассмотри нить длиной $\ell + \Delta\ell$ (рис. 1). Обозначим кривую провисания нерастяжимой нити как

$$H + \operatorname{tg}(\alpha) \cdot x + v(x),$$

где H - высота точки a над землей; $v(x)$ - форма провисания нерастяжимого провода над землей под действие силы тяжести.

В качестве критерия будем использовать условие минимума работы силы тяжести при падении нити на землю (нулевой уровень). Поскольку суммарная работа силы тяжести при падении нити определяется интегральным расстоянием от провода до земли с постоянными константами (ускорением свобод-

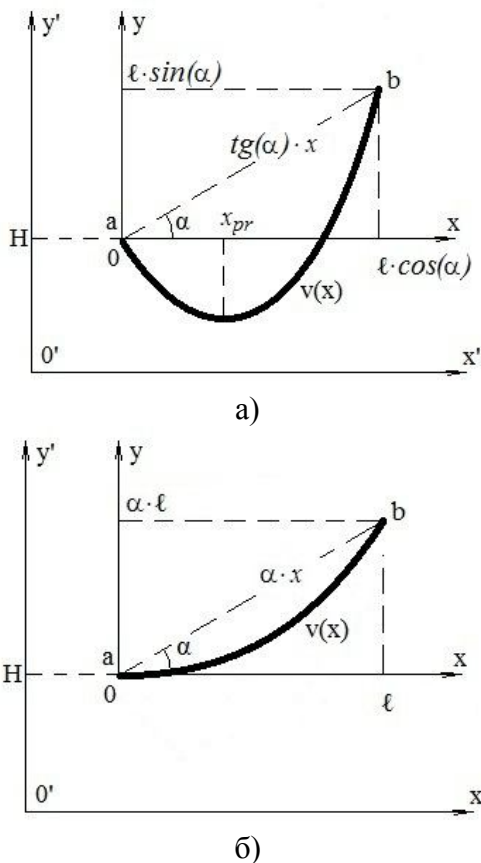


Рис. 1. Варианты расположения свободно висящей нити, длина которой превышает расстояние между точками крепления a и b :

- а) $x_{провис} \in [0, l \cdot \cos(\alpha)]$; б) $x_{провис} \notin [0, l \cdot \cos(\alpha)]$

ного падения, плотности, поперечного сечения и пр.), то в качестве функции минимизации суммарной потенциальной энергии подвешенной нити следует использовать выражение:

$$\rho g \int_0^{l \cdot \cos(\alpha)} [H + x \operatorname{tg}(\alpha) + v(x)] dx \rightarrow \min.$$

Его можно преобразовать к виду

$$\int_0^{l \cdot \cos(\alpha)} [H + x \operatorname{tg}(\alpha) + v(x)] dx = \left(\frac{H}{l \cos(\alpha)} + \frac{\operatorname{tg}(\alpha)}{2} \right) \times l^2 \cos^2(\alpha) + \int_{-l \cdot \cos(\alpha)/2}^{l \cdot \cos(\alpha)/2} v(\xi) d\xi \rightarrow \min, \quad (1)$$

где $\xi = x - l/2 \cdot \cos(\alpha)$.

Из (1) следует, что для того, чтобы минимизировать последнее выражение, необходимо исследовать на максимум абсолютную величину последнего слагаемого в (1):

$$- \int_{-l \cdot \cos(\alpha)/2}^{l \cdot \cos(\alpha)/2} v(\xi) d\xi \rightarrow \max. \quad (2)$$

Будем предполагать, что $v(\xi)$ имеет постоянный вид для любого l . В силу симметрии относительно середины отрезка $l \cos(\alpha)$ действующей нагрузки в потенциальном поле силы тяжести можно указать, что $v(\xi)$ необходимо должна быть четной функцией относительно точки $\xi = 0$, при этом в силу закрепления нити по обоим концам должно быть выполнено условие $v(\xi)|_{\xi=\pm l \cdot \cos(\alpha)/2} = 0$.

Кроме того, поскольку сила тяжести действует как равномерно распределенная нагрузка, а не сосредоточенная в середине нити, то $v(\xi)$ для провисающей нити удовлетворяет требованию гладкости в вершине $\frac{dv(\xi)}{d\xi} \Big|_{\xi=0} = 0$.

Отметим также еще одно очевидное геометрическое свойство провисающей нити: как бы не расставлялись дополнительные точки крепления на уже подвешенной и провисающей нити, ее кривизна в вершине не изменяется.

С учетом всех требований решениями уравнения (2) является простейшая функция

$$v(\xi) = \frac{C}{l \cos(\alpha)} \left(\xi^2 - \left(\frac{l \cos(\alpha)}{2} \right)^2 \right),$$

где C - константа, определяемая исходя из длины кривой провисания.

Переходя к исходным координатам, получаем окончательный результат:

$$v(x) = Cx \left(\frac{x}{l \cos(\alpha)} - 1 \right).$$

Соответственно, общее уравнение провисания $V(x)$ произвольно закрепленной нерастяжимой нити можно записать (рис. 1):

$$V(x) = x \operatorname{tg}(\alpha) + Cx \left(\frac{x}{l \cos(\alpha)} - 1 \right). \quad (3)$$

Если рассматривать параболу вида (3), то ее длина L на отрезке $[0, l \cos(\alpha)]$ определяется интегралом [4]:

$$L = \int_0^{l \cdot \cos(\alpha)} \sqrt{1 + \left(\frac{dV}{dx} \right)^2} dx = \int_0^{l \cdot \cos(\alpha)} \sqrt{1 + \left(\operatorname{tg}(\alpha) + C \left(2 \frac{x}{l} - 1 \right) \right)^2} dx =$$

$$= \ell \left(1 + \frac{\cos^4(\alpha)}{6} C^2 - \frac{\cos^6(\alpha) [3 - 5 \cos(2\alpha)]}{80} C^4 + o(C^6) \right).$$

Далее предположим, что $C/\sqrt{6} < 1$ и, соответственно, длина указанной выше параболы на отрезке $[0, \ell \cos(\alpha)]$ будет определяться выражением:

$$\ell + \Delta\ell = L \approx \ell \left(1 + \frac{\cos^4(\alpha)}{6} C^2 \right). \quad (4)$$

Из выражения (4) можно получить, что

$$\Delta\ell \approx \cos^4(\alpha) \frac{C^2}{6} \ell.$$

Откуда следует, что

$$C \approx \sqrt{6\Delta\ell/\ell} \cos^{-2}(\alpha).$$

Из предположения $C < 2$ можно получить еще одно неравенство, оценивающее допустимое сочетание параметров в постановке данной задачи:

$$\frac{\Delta\ell}{\ell} < \cos^4(\alpha). \quad (5)$$

Исходя из неравенства (5), можно утверждать, что соотношение (4) верно при

$$\Delta\ell < \ell \cos^4(\alpha),$$

т.е. геометрическая теория будет верна, например, при горизонтально подвешенной нити ($\alpha = 0$) даже когда длина нити будет превышать расстояние между креплениями почти на 100%.

Таким образом, для решения поставленной задачи для нерастяжимой нити уравнение провисания $V(x)$ произвольно закрепленной нерастяжимой нити (3) можно записать выражением:

$$V(x) = x \operatorname{tg}(\alpha) + \sqrt{6 \frac{\Delta\ell}{\ell \cos^4(\alpha)}} x \left(\frac{x}{\ell \cos(\alpha)} - 1 \right). \quad (6)$$

Необходимо отметить, что уравнение (6) провисающей нити не содержит в себе никаких физических факторов в отличие от общеизвестных решений [1-3, 5].

Отметим, что парабола заданной длины $\ell + \Delta\ell$, проведенная через две точки a и b , является единственной и, соответственно, не может зависеть ни от плотности материала нити, ни от ее площади поперечного сечения, ни от величины ускорения свободного

падения (иначе парабола заданной длины и закрепленных в одних и тех же точках должно быть бесконечно много). Поэтому предлагаемое решение в виде (6) представляется более адекватным, чем решения для цепной линии и для висящего каната [1-3].

Очевидно, что при значительных $\Delta\ell$ и α провисание гибкой нити в большей степени будет определяться только геометрическими параметрами и решением (6), а не ее растяжимостью под действием силы тяжести. Это объясняется тем, что геометрически превышение длины нити над расстоянием между точками креплений многократно превосходит ее удлинение за счет действия силы тяжести.

Определим минимальное расстояние от поверхности земли до провисающей нити и назовем это стрелой провисания. Для этого про дифференцируем (6) и приравняем это выражение к нулю:

$$\operatorname{tg}(\alpha) + \sqrt{6 \frac{\Delta\ell}{\ell \cos^4(\alpha)}} \left(2 \frac{x}{\ell \cos(\alpha)} - 1 \right) = 0.$$

Проведя очевидные преобразования, получаем координату на отрезке $[0, \ell \cdot \cos(\alpha)]$ наименьшего расстояния от нерастяжимой нити до линии горизонта связанной с левой точкой крепления a (рис. 1):

$$x_{\text{провис}} = \frac{\ell \cos(\alpha)}{2} \left(1 - \operatorname{tg}(\alpha) \cdot \sqrt{\frac{\ell \cos^4(\alpha)}{6\Delta\ell}} \right).$$

Очевидно, чтобы $x_{\text{провис}} \in [0, \ell \cos(\alpha)]$ должно быть выполнено условие:

$$\Delta\ell \geq \operatorname{tg}^2(\alpha) \cos^4(\alpha) \frac{\ell}{6}.$$

Величина минимальной высоты от уровня горизонта будет определяться из уравнения (6) по формуле

$$H_{\min} = H + V(x_{\text{провис}})$$

при $x_{\text{провис}} \in [0, \ell]$:

$$\begin{aligned} H_{\min} &= H + V(x) = \\ &= H + \frac{\ell \sin(\alpha)}{2} \left(1 - \frac{\sin(2\alpha)}{2} \sqrt{\frac{\ell}{6\Delta\ell}} \right) + \\ &+ \frac{\sqrt{6\Delta\ell\ell}}{4 \cos(\alpha)} \left(1 - \frac{\sin^2(2\alpha)}{4} \cdot \frac{\ell}{6\Delta\ell} \right). \end{aligned} \quad (7)$$

Увеличение длины нерастяжимой нити при нагревании.

Пусть нить является нерастяжимой, но может увеличиваться в связи с нагреванием. Обозначим через γ коэффициент линейного теплового расширения материала нити. Очевидно, что если нерастяжимая нить длиной $\ell + \Delta\ell$ попала в однородное температурное поле, то ее длина изменится на величину

$$\varepsilon_{темн} \ell,$$

где $\varepsilon_{темн} = \gamma \Delta T$; ΔT - приращение температуры.

Очевидно, чтобы использовать температурные свойства при расчете стрелы провисания ненапрянутой недеформируемой гибкой нити, необходимо задаться точными значениями угла α и длины $\ell + \Delta\ell$ нити при нормальной температуре (например, при 20°С). И затем учитывать изменение ее формы ее провисания с учетом изменения длины при отклонениях ΔT от нормальной температуры по формуле:

$$V^T(x) = x \operatorname{tg}(\alpha) + \sqrt{6 \frac{\Delta\ell + \gamma \Delta T \ell}{\ell \cos^4(\alpha)}} x \left(\frac{x}{\ell \cos(\alpha)} - 1 \right). \quad (8)$$

Все вычисления для случая учета термических удлинений верны, когда соблюдаются ранее принятые геометрические ограничения:

$$0 \leq \alpha < 20^\circ; \quad (\Delta\ell + \gamma \Delta T) / \ell < 0,1.$$

Из зависимости (8) координата максимального сближения нерастяжимой нити с поверхностью земли при ее провисании определяется как:

$$x_{провис, T} = \frac{\ell \cos(\alpha)}{2} \left(1 - \operatorname{tg}(\alpha) \cdot \sqrt{6 \frac{\Delta\ell + \gamma \Delta T \ell}{\ell \cos^4(\alpha)}} \right).$$

Как и ранее, чтобы $x_{провис, T} \in [0, \ell \cos(\alpha)]$ должно быть выполнено условие:

$$\Delta\ell \geq \left(\frac{\operatorname{tg}^2(\alpha) \cos^4(\alpha)}{6} - \gamma \Delta T \right) \ell.$$

Минимальную высоту над линией горизонта, связанной с точкой $x_{провис, T}$, можно вычислить по аналогии с формулой (7):

$$H_{\min, T} = H + V^T(x_{провис, T}).$$

Определение величины сил, действующих в точках крепления гибкой нити, длина которой превосходит расстояние между точками крепления.

Следует отметить, что обычно $\Delta\ell$ значительно превосходит тепловое изменение длины нити $\gamma \Delta T \ell$. При этом при тепловых изменениях длины происходит фактическое уменьшение плотности, так как объем нити увеличился при нагревании, а ее общий вес остался без изменений в следующих уравнениях. Тепловое удлинение должно компенсироваться изменением плотности и расчет силовых факторов (реакций в точках крепления) должен свестись к расчету этих же реакций, но без учета температуры.

Поэтому все дальнейшие исследования выполнены без учета влияния температуры.

Весомая гибкая нить, провисая под действием силы тяжести, создает реакции в креплениях нити в точках a и b (рис. 1). Если $x_{провис, T}$ выходит за пределы отрезка $[0, \ell \cos(\alpha)]$ (рис. 1, б), то весь вес нити приходится на самую высокую опору, т.е. точку b , и вычисляется по формуле:

$$P_b = g \rho S \int_0^\ell \sqrt{1 + \left(\frac{dU_0^T(x)}{dx} \right)^2} dx = g \rho S \ell \left(1 + \frac{\Delta\ell}{\ell} \right).$$

Горизонтальная составляющая F_b , действующая на точку крепления b , определяется с помощью производной функции (8) в точке b :

$$|F_b| = \left| \frac{P_b}{\frac{d}{dx} V^T \Big|_{x=\ell \cos(\alpha)}} \right| = \frac{g \rho S (\ell + \Delta\ell)}{\operatorname{tg}(\alpha) + \sqrt{6 \frac{\Delta\ell}{\ell \cos^4(\alpha)}}}.$$

Величина осевого растягивающего напряжения, действующего на провисающую нить (с учетом того, что $|F_a| = |F_b|$), определяется выражением:

$$\sigma_{oc, \max}^0 = \frac{\sqrt{P_b^2 + F_b^2}}{S}.$$

В случае, когда $x_{провис} \in (0, \ell)$ (рис. 1, а), вес нити распределяется между двумя опорами. Произведем расчет величин вертикально действующих нагрузок в креплениях нити по разрезной схеме, т.е. будем предпо-

лагать, что в точке минимума функции (8) $x_{\text{провис}}$ нить разрезана.

В этом случае, следуя [5], можно рассмотреть правую часть нити, отбросив левую и заменив горизонтальную силу, действующую на правый участок со стороны отброшенной части, закреплением по направлению Ox .

Аналогично рассматривается левый участок весомой нити с соответствующим закреплением в той же точке $x_{\text{провис}}$. В точке $x_{\text{провис}}$ ни правая часть весомой нити, ни левая часть не будут иметь других реакций, кроме горизонтальных (т.е. направленных вдоль Ox) [5].

Тогда можно точно посчитать вес P_a и P_b каждой из частей нити и, соответственно, величину реакции опор:

$$P_a = g \rho S \int_0^{x_{\text{провис}}} \sqrt{1 + \left(\frac{dU_0^T(x)}{dx} \right)^2} dx =$$

$$= g \rho S \frac{\ell^{3/2} \cos^2(\alpha)}{3\sqrt{6\Delta\ell}} \times$$

$$\times \left(-1 + \left(1 + \operatorname{tg}(\alpha) - \sqrt{6 \frac{\Delta\ell}{\ell \cos^4(\alpha)}} \right)^{3/2} \right).$$

и

$$P_b = g \rho S \int_{x_{\text{провис}}}^{\ell \cos(\alpha)} \sqrt{1 + \left(\frac{dU_0^T(x)}{dx} \right)^2} dx =$$

$$= g \rho S \frac{\ell^{3/2} \cos^2(\alpha)}{3\sqrt{6\Delta\ell}} \times$$

$$\times \left(-1 + \left(1 + \operatorname{tg}(\alpha) + \sqrt{6 \frac{\Delta\ell}{\ell \cos^4(\alpha)}} \right)^{3/2} \right).$$

Далее с использованием производной (8) можно определить величины горизонтальных сил, действующих в точках крепления нити F_a и F_b , при $x_{\text{провис}} \in (0, \ell \cos(\alpha))$:

$$F_a = \left| \frac{mg}{\frac{d}{dx} V^T(x) \Big|_{x=0}} \right| = \frac{P_a}{\sqrt{6 \frac{\Delta\ell}{\ell} - \operatorname{tg}(\alpha)}};$$

$$F_b = \left| \frac{mg}{\frac{d}{dx} V^T(x) \Big|_{x=\ell \cdot \cos(\alpha)}} \right| = \frac{P_b}{\sqrt{6 \frac{\Delta\ell}{\ell} - \operatorname{tg}(\alpha)}}.$$

Силы, действующие горизонтально в точке $x_{\text{провис}} \in (0, \ell)$, имеют максимальное значение и равны:

$$F_a + F_b.$$

Осевое напряжение $\sigma_{oc, \max}$, действующее в точке $x_{\text{провис}}$, максимально и равно:

$$\sigma_{oc, \max} = \frac{F_a + F_b}{S} = \frac{P_a + P_b}{S \sqrt{6 \frac{\Delta\ell}{\ell} - \operatorname{tg}(\alpha)}}.$$

Заключение.

Установлено, что форма провисания нерастяжимой нити, превышающей по длине расстояние между ее креплениями, никак не связана с механическими характеристиками материала нити и определяется простейшими геометрическими уравнениями, в отличие от предлагаемого в работе [5].

За счет точного вычисления интегральных длин двух частей нити от точки с минимальной высотой над поверхностью земли до двух точек крепления уточнен расчет нагрузок действующих на точки крепления нити.

Полученное в данной статье решение подчеркивает различие между расчетом длинных гибких нитей, превышающих расстояние между креплениями, и нитей, имеющих, равную указанному расстоянию или меньшую длину (т.е. нитей с предварительным натяжением).

Список литературы

1. Виноградов, Г.Г. Расчет строительных пространственных конструкций / Г.Г. Виноградов. – Л.: Стройиздат, 1990. – 264 с.
2. Меркин, Д.П. Введение в механику гибкой нити / Д.П. Меркин. – М.: Наука, 1980. – 240 с.
3. <http://www.math24.ru/уравнение-цепной-линии.html> (дата обращения 21.10.2017).
4. Бронштейн, И.Н. Справочник по математике для инженеров и учащихся втузов / И.Н. Бронштейн, К.А. Семендяев. – М.: Наука, 1986. 544 с.

5. <http://www.toehelp.ru/theory/sopromat/15.html> (дата обращения 21.10.2017).

Сведения об авторах

Кравчук Александр Степанович – доктор физико-математических наук, доцент, профессор кафедры био- и наномеханики Белорусского государственного университета, ask_belarus@inbox.ru.

Кравчук Анжелика Ивановна – кандидат физико-математических наук, доцент, доцент

кафедры веб-технологий и компьютерного моделирования Белорусского государственного университета, anzhelika.kravchuk@gmail.com.

Тарасюк Иван Александрович – магистр физико-математических наук, аспирант кафедры био- и наномеханики Белорусского государственного университета, ivan.a.tarasyuk@gmail.com.

DEFLECTIONS OF LENGTH WEIGHT NON-DEFORMABLE YARN BETWEEN POINTS OF ITS FIXING

Kravchuk A.S., Kravchuk A.I., Tarasyuk I.A.

Belarusian State University (Minsk, Belarus)

It has been established that the shape of the sagging of an inextensible yarn that is much longer than the length between fixing points is not related to the mechanical characteristics of the yarn material and its extensibility, but is determined by the simplest geometric equation. The solution obtained emphasizes the difference between the calculation of flexible yarns, the length of which exceeds the distance between the fixing points, and the yarns having a length equal to the distance or a shorter length (that is, yarns with prestressing). The method of determining the length of a sagging yarn fixed between two points having an arbitrary height difference is specified. Clarified the calculation of the loads acting on the fixing points of the yarn.

Keywords: *weighty long yarn, geometric calculation, chain line, free rope slack.*

DOI: 10.22281/2413-9920-2018-04-02-138-143

References

1. Vinogradov G.G. *Raschet stroitelnykh prostranstvennykh konstruktsiy*. Leningrad, Stroyizdat, 1990. 264 p. (In Russian)
2. Merkin D.R. *Vvedenie v mekhaniku gibkoy niti*. Moscow, Nauka, 1980. 240 p. (In Russian)
3. <http://www.math24.ru/уравнение-цепной-линии.html> (accessed 21 October 2017). (In Russian)
4. Bronshteyn I.N., Semendyaev K.A. *Spravochnik po matematike dlya inzhenerov i uchashchikhsya vtuzov*. Moscow, Nauka, 1986. 544 p. (In Russian)
5. <http://www.toehelp.ru/theory/sopromat/15.html> (accessed 21 October 2017). (In Russian)

Authors' information

Alexander S. Kravchuk – Doctor of Physical and Mathematical Sciences, Associate Professor, Professor of the Department “Bio- and nanomechanics” at Belarusian State University, ask_belarus@inbox.ru.

Anzhelika I. Kravchuk – Candidate of Physical and Mathematical Sciences, Associate Professor, Associate Professor of the Department “Web Technologies and Computer Modeling” at Belarusian State University, anzhelika.kravchuk@gmail.com.

Ivan A. Tarasyuk – Master of Physical and Mathematical Sciences, Postgraduate student of the Department “Bio- and nanomechanics” at Belarusian State University, ivan.a.tarasyuk@gmail.com.

Дата принятия к публикации
(Date of acceptance for publication)
27.05.2018

Дата публикации
(Date of publication):
25.06.2018



УДК 621.86

КОМПЛЕКСНЫЙ ПОДХОД К ТЯГОВОМУ РАСЧЕТУ ЛЕНТОЧНЫХ КОНВЕЙЕРОВ

Гончаров К.А., Дунаев В.П.

Брянский государственный технический университет (Брянск, Россия)

Предложена вероятностная математическая модель распределения тяговых усилий между приводами многоприводных ленточных конвейеров, инверсионно учитывающая изменения скоростей разных точек контуров тяговых и грузонесущей лент за счет искусственного увеличения границ вероятностного интервала отклонения скольжения двигателей приводов. С учетом предложенной математической модели сформулирован комплексный подход к тяговому расчету ленточных конвейеров традиционной конструкции и случайной конфигурации, основанный на представлении структурных элементов процесса тягового расчета в виде классифицирующих признаков с соответствующим математическим описанием, набор которых для каждого уникального проектного случая формирует соответствующие специфические системы уравнений тягового расчета.

Ключевые слова: ленточный конвейер, вероятностная математическая модель, система приводов, отклонение скольжения двигателя, тяговый расчет, комплексный подход.

DOI: 10.22281/2413-9920-2018-04-02-144-151

Распределение тяговых усилий между приводами при работе многоприводных ленточных конвейеров определяет точность тягового расчета и, в связи с этим, непосредственно влияет на выбор типоразмеров грузонесущей и тяговой лент, систем управления приводами, а также непосредственно на структуру системы приводов. В [1, 2] предложены математические модели распределения тяговых усилий между приводами многоприводных ленточных конвейеров, учитывающие следующие особенности:

- в структуру моделей включены механические характеристики не только электропривода, но и объемного насосного гидропривода, а также комплексные механические характеристики при совместной работе электродвигателей и гидромуфта;

- учитывается продольное растяжение грузонесущей и тяговой лент с помощью уравнения идеально растяжимой гибкой нити;

- модели адаптированы для возможности учета при их построении сопротивлений движению лент как зависящих от их натяжения, так и не зависящих от него;

- модели позволяют анализировать работу как нескольких барабанных приводов в структуре конвейера, так и работу барабанных приводов совместно с промежуточными ленточными приводами.

В [3] был предложен вероятностный подход к определению отклонений скольжения электродвигателей приводов ленточных конвейеров на основе закона нормального распределения вероятностей. В основу подхода

положена идея зависимости границ интервала отклонения скольжения электродвигателя от качества его исполнения с одной стороны, и вариации указанных границ в зависимости от применяемых в приводах систем управления и необходимой точности расчета – с другой. Учет продольного растяжения тяговых и грузонесущей лент с помощью уравнения идеально растяжимой гибкой нити [4] по факту приводит к созданию дополнительного интервала дифференциации скоростей в разных точках контуров лент. Поскольку определяющими в данном случае являются значения скоростей в точках набегания лент на приводные барабаны и точки начала зон покоя при контакте тяговых лент с грузонесущей, то указанный интервал разности скоростей можно привязать к вероятностной модели отклонения скольжения электродвигателей, определив в общем виде его границы и степень влияния различных сопутствующих факторов на их значения.

Данное утверждение сводится к следующему принципу: в реальном конвейере упругая лента (с разными скоростями в разных точках трассы) синхронизирует работу приводов, имеющих отклонения механических характеристик в соответствии с качеством их изготовления; в предлагаемой математической модели лента принимается в виде абсолютно неупругого элемента с одинаковыми скоростями в разных точках трассы конвейера, при этом скольжение электродвигателя каждого привода получает дополнительное отклонение, эквивалентное изменению ско-

ростей на обечайках приводных барабанов, в случае учета упругих свойств ленты.

Максимальное значение интервала дифференциации скоростей соответствует возрастанию на рассматриваемом участке натяжения ленты до максимальной величины, по которой производят выбор ленты с учетом коэффициентов запаса. Согласно [5] относительное удлинение резинотканевой ленты определяют при приложении нагрузки, составляющей 10% номинальной прочности образца, при ширине последнего 50 ± 1 мм. Таким образом, в общем случае при применении в качестве грузонесущей и тяговой резинотканевых лент известного типоразмера с определенной шириной максимальный интервал дифференциации скоростей в разных точках контура одной ленты определится из зависимости:

$$V_{i+1} = V_i(1 + \varepsilon_i) = V_i \left(1 + \frac{50\varepsilon}{(0,8...1,2)B} \right), \quad (1)$$

где ε_i – относительное удлинение ленты на рассматриваемом участке трассы конвейера; ε – нормативное относительное удлинение ленты, определенное согласно [5]; B – ширина ленты, мм; V_{i+1} , V_i – линейная скорость точки на обечайке приводного барабана, соответственно учитывающая и не учитывающая искусственное отклонение механической характеристики электродвигателя, эквивалентное изменению скорости ленты при её растяжении-сжатии.

При анализе совместной работы контуров грузонесущей и тяговой лент, с учетом их взаимодействия, зависимость (1) примет вид:

$$V_{i+1} = V_i \left(1 + \frac{50\varepsilon_{zp}}{(0,8...1,2)B_{zp}} \right) \left(1 + \frac{50\varepsilon_m}{(0,8...1,2)B_m} \right), \quad (2)$$

где ε_{zp} – нормативное относительное удлинение грузонесущей ленты на рассматриваемом участке трассы конвейера, определенное согласно [5]; ε_m – нормативное относительное удлинение тяговой ленты на рассматриваемом участке трассы промежуточного привода, определенное согласно [5]; B_{zp} – ширина грузонесущей ленты, мм; B_m – ширина тяговой ленты, мм;

Коэффициенты $0,8...1,2$ в зависимостях (1), (2) учитывают рекомендуемый диапазон задаваемого коэффициента запаса прочности (8...12) [6]. С учетом зависимостей (1), (2) максимальное отклонение скольжения (в %)

электродвигателя какого-либо привода по отношению к номинальному значению составит (для контура одной ленты):

$$\Delta s = \left[\left(1 + \frac{50\varepsilon}{(0,8...1,2)B} \right) (1 - s_{ном}) - 1 + s_{ном} \right] \frac{100}{s_{ном}}, \quad (3)$$

где $s_{ном}$ – номинальное скольжение электродвигателя.

Для конвейеров с несколькими контурами лент (грузонесущим и тяговыми)

$$\Delta s = \left[\left(1 + \frac{50\varepsilon_{zp}}{(0,8...1,2)B_{zp}} \right) \times \left(1 + \frac{50\varepsilon_m}{(0,8...1,2)B_m} \right) (1 - s_{ном}) - 1 + s_{ном} \right] \frac{100}{s_{ном}}. \quad (4)$$

К примеру, при применении резинотканевой ленты с прокладками из ткани ТК при величине $\varepsilon = 0,04$, ширине ленты 1600 мм и величине принятого коэффициента запаса прочности 8 (в зависимости (3) соответствует 0,8) отклонение линейной скорости ленты от номинальной величины при максимальной нагрузке участка между приводными барабанами (в структуре трассы конвейера только один контур грузонесущей ленты) эквивалентно отклонению скольжения электродвигателя одного из приводов от номинального на 7,66 %. При этом, согласно [7] допускаются отклонения скольжения электродвигателей в диапазоне $\pm 20\%$.

Введение в математическую модель распределения тяговых усилий между приводами многоприводных ленточных конвейеров увеличенного допустимого интервала отклонения скольжения $\pm 20\% \pm \Delta s$ с учетом вероятностного подхода позволяет уйти от трудоемкой процедуры учета продольного растяжения ленты на каждом участке трассы конвейера, заменив его максимально возможным по прочности ленты эквивалентным отклонением скольжения электродвигателя соответствующего привода. Данный подход также позволяет привести уравнения систем тягового расчета, описанные в [8, 9] к линейному виду.

При использовании в конструкции конвейера резинотросовой ленты учитывать интервал Δs нет необходимости в связи со значительным снижением её нормативного относительного удлинения ε по сравнению с резинотканевыми лентами (в 10 раз и более).

В данном случае достаточно учесть номинальный интервал отклонения скольжения электродвигателей от номинального $\pm 20\%$.

С учетом применения вероятностного подхода математические модели, предло-

женные в [1, 2], приобретают вероятностный характер. Общую для данных моделей последовательность их построения можно представить в виде схемы (рис. 1).



Рис. 1. Последовательность построения вероятностной математической модели распределения тяговых усилий между приводами многоприводных ленточных конвейеров

Предложенная вероятностная математическая модель распределения тяговых усилий между приводами многоприводных ленточных конвейеров совместно с моделями, описанными в [1, 2, 8, 9], а также с учетом

классических методик тягового расчета ленточных конвейеров [4, 6], позволяют создать комплексную процедуру подбора наилучшей методики тягового расчета для каждого уникального проектного случая.

Тяговый расчет ленточного конвейера в общем случае является процедурой с неоднозначно определяемыми параметрами, сочетания которых в каждой конкретной проектной ситуации формируются в зависимости от следующих факторов:

- 1) конфигурации системы приводов по входящим в её структуру типам приводов;
- 2) конфигурации системы приводов по расстановке приводов с учетом особенностей трассы конвейера;
- 3) применяемой при расчете гипотезы (принципа) распределения тяговых усилий между приводами;
- 4) принципа определения сопротивлений движению ленты конвейера.

Влияние первого и третьего из указанных факторов при проведении тягового расчета отражается во введении в систему уравнений расчета [8, 9] дополнительных уравнений и неравенств, определяющих накладываемые условия и ограничения. Второй и четвертый факторы формируют только лишь вид базового уравнения тягового расчета, получаемого обходом по контуру трассы конвейера. Взаимодействие между собой всех четырех факторов можно представить в виде графа (рис. 2). В структуру графа включены следующие признаки:

- **m1.1** – тяговые усилия распределяются пропорционально тяговым факторам приводов;
- **m1.2** – тяговые усилия распределяются с учетом механических характеристик приводов при их номинальных значениях;
- **m1.3** – тяговые усилия распределяются с учетом механических характеристик приводов и их возможных отклонений;
- **m1.4** – тяговые усилия распределяются пропорционально сопротивлениям соответствующих участков трассы конвейера;
- **m1.5** – тяговые усилия распределяются с учетом механических характеристик приводов при их номинальных значениях и продольного растяжения ленты;
- **m1.6** – тяговые усилия распределяются с учетом механических характеристик приводов, их возможных отклонений и продольного растяжения ленты;
- **m2.1** – конструкция системы приводов предусматривает наличие дополнительных изгибов грузонесущей ленты на промежуточных приводах;

- **m2.2** – конструкция системы приводов предусматривает отсутствие дополнительных изгибов грузонесущей ленты на промежуточных приводах;

- **m3.1** – сопротивления движению ленты конвейера определяются приближенным тяговым расчетом;

- **m3.2** – сопротивления движению ленты конвейера определяются подробным тяговым расчетом с обходом трассы конвейера при постоянном значении коэффициента сопротивления движению;

- **m3.3** – сопротивления движению ленты конвейера определяются подробным тяговым расчетом с обходом трассы конвейера с дифференцированным подходом к определению коэффициента сопротивления движению на каждом участке трассы конвейера.

Комплексный подход к тяговому расчету ленточного конвейера представляется в виде совокупности систем уравнений в соответствии со смысловым математическим описанием сформулированных выше элементов графа (табл. 1).

В формулах табл. 1 используются следующие обозначения: k – общий коэффициент местных сопротивлений на барабанах и батареях; $S_{сб}$ – натяжение ленты в точке сбегания с приводного барабана; $\Sigma W_{лк}$ – сумма сопротивлений движению грузонесущей ленты на прямолинейных горизонтальных и наклонных участках, не зависящих от натяжения ленты (линейные сопротивления); $\Sigma W_{они}$ – сумма тяговых усилий промежуточных барабанных приводов; ΣW_e – сумма сопротивлений движению верхней ветви грузонесущей ленты при приближенном тяговом расчете; ΣW_n – сумма сопротивлений движению нижней ветви грузонесущей ленты при приближенном тяговом расчете; $\Sigma W_{лп}$ – сумма тяговых усилий промежуточных ленточных приводов, непосредственно снижающих натяжение грузонесущей ленты на участках этих приводов; e – основание натурального логарифма; μ_i – коэффициент сцепления между приводным барабаном и лентой; α – угол обхвата грузонесущей лентой приводного барабана; $q_{сп}$ – линейная сила тяжести груза; q_n – линейная сила тяжести ленты; μ – коэффициент трения между грузонесущей и тяговой лентами; L_{mki} – длина тягового контура промежуточного привода;

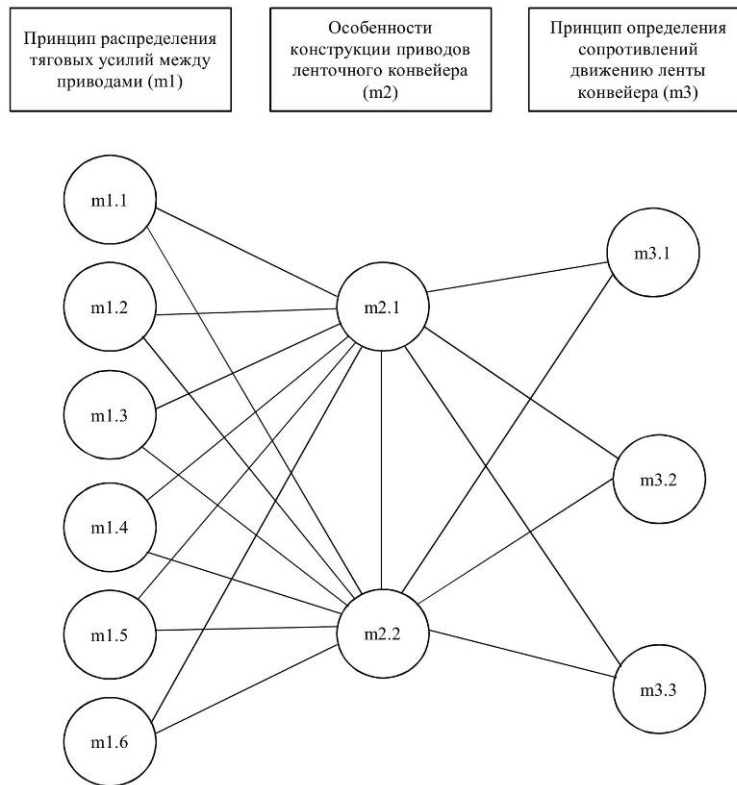


Рис. 2. Граф взаимодействия факторов, определяющих тяговый расчет ленточного конвейера

Таблица 1

Математическое описание элементов графа

{1}	m3.1 m2.1	$\sum W_{\sigma} + \sum W_{\pi} - \sum W_{\sigma ni} = 0$
{2}	m3.1 m2.1 m2.2	$\begin{cases} \sum W_{\sigma} + \sum W_{\pi} - \sum W_{\sigma ni} + \sum W_{\pi nj} = 0 \\ W_{jy} \frac{E_{\pi} l_{onj}}{E_{\pi} + E_{mj}} + (W_{nj} - W_{\pi nj})(L_{mkj} - l_{onj}) = W_{\pi nj} \end{cases}$
{3}	m3.2 (m3.3) m2.1	$kS_{c\sigma} + \sum W_{\pi k} - \sum W_{\sigma ni} = S_{c\sigma}$
{4}	m3.2 (m3.3) m2.1 m2.2	$\begin{cases} kS_{c\sigma} + \sum W_{\pi k} - \sum W_{\sigma ni} + \sum W_{\pi nj} = S_{c\sigma} \\ W_{jy} \frac{E_{\pi} l_{onj}}{E_{\pi} + E_{mj}} + (W_{nj} - W_{\pi nj})(L_{mkj} - l_{onj}) = W_{\pi nj} \end{cases}$
{5}	m1.1	$\begin{cases} k_{zi} W_{\sigma ni} = S_{c\sigma i} (e^{\mu_i \cdot \alpha_i} - k_{zi}) \\ W_{\pi nj} = (q_{zp} + q_{\pi}) L_{mkj} \mu \cos \beta \end{cases}$
{6}	m1.2	$\begin{cases} W_{\sigma ni} = W_{\sigma ni} (n_{i\text{нно}}) \\ W_{\pi nj} (L_{mkj} - l_{onj}) = W_{\sigma nj} (n_{j\text{нно}}) - F_{mkj} (l_{onj}, S_{c\sigma j}) \\ k_{zi,j} W_{\sigma ni,j} = S_{c\sigma i,j} (e^{\mu_{i,j} \cdot \alpha_{i,j}} - k_{zi,j}) \end{cases}$
{7}	m1.3	$\begin{cases} W_{\sigma ni} = W_{\sigma ni} (n_{i \text{ min} \dots n_{i \text{ max}}, \Delta \varepsilon}) \\ W_{\pi nj} (L_{mkj} - l_{onj}) = W_{\sigma nj} (n_{i \text{ min} \dots n_{i \text{ max}}, \Delta \varepsilon}) - F_{mkj} (l_{onj}, S_{c\sigma j}) \\ k_{zi,j} W_{\sigma ni,j} = S_{c\sigma i,j} (e^{\mu_{i,j} \cdot \alpha_{i,j}} - k_{zi,j}) \end{cases}$

{8}	m1.4	$\begin{cases} W_{\delta ni} = W_{\lambda i} \\ W_{nnj} = W_{\lambda j} + F_{mkj} \\ k_{zi,j} W_{\delta ni,j} = S_{c\delta i,j} \left(e^{\mu_{i,j} \cdot \alpha_{i,j}} - k_{zi,j} \right) \end{cases}$
{9}	m1.5	$\begin{cases} W_{\delta ni} = W_{\delta ni}(n_{инно}) \\ W_{nnj}(L_{mkj} - l_{onj}) = W_{\delta nj}(n_{инно}) - F_{mkj}(l_{onj}, S_{c\delta j}) \\ n_j = f(n_i, E_n, E_m, S_{c\delta}, l_{onj}) \\ n_i = f(n_{i-1}, E_n, S_{c\delta}) \\ k_{zi,j} W_{\delta ni,j} = S_{c\delta i,j} \left(e^{\mu_{i,j} \cdot \alpha_{i,j}} - k_{zi,j} \right) \end{cases}$
{10}	m1.6	$\begin{cases} W_{\delta ni} = W_{\delta ni}(n_{i \min \dots n_{i \max}}, \Delta \varepsilon \pm \Delta s) \\ W_{nnj}(L_{mkj} - l_{onj}) = W_{\delta nj}(n_{i \min \dots n_{i \max}}, \Delta \varepsilon \pm \Delta s) - F_{mkj}(l_{onj}, S_{c\delta j}) \\ k_{zi,j} W_{\delta ni,j} = S_{c\delta i,j} \left(e^{\mu_{i,j} \cdot \alpha_{i,j}} - k_{zi,j} \right) \end{cases}$

β – угол наклона конвейера к горизонту; l_{onj} – длина зоны относительного покоя между грузонесущей и тяговой лентами на промежуточном приводе [9]; E_n – жесткость на растяжение грузонесущей ленты; E_m – жесткость на растяжение тяговой ленты; w_{ni} – удельное сопротивление от подъема груза на заданном перепаде высот при наклонном расположении промежуточного привода [9]; $w_{\lambda j}$ – удельное сопротивление движению лент конвейера в зоне относительного покоя грузонесущей и тяговой лент на промежуточном приводе [9]; W_{nni} – удельное полезное тяговое усилие промежуточного привода, передаваемое грузонесущей несущей ленте [9]; F_{mki} – собственное сопротивление движению тягового контура промежуточного привода [9]; $W(n)$ – функции механических характеристик двигателей приводов, в которых в качестве аргумента выступают частоты вращения вала двигателя n .

Предложенное структурированное описание (табл. 1) фактически представляет собой набор базовых структурных элементов, из которых проектировщик составляет уникальную методику тягового расчета для своего проектного случая.

К примеру, при расчете сравнительно короткого ленточного конвейера с одним барабанным головным приводом достаточно использовать сочетание m1.1 - m2.1 - m3.1. Тогда итоговая система уравнений тягового

расчета с учетом данных табл. 1, включит в себя системы уравнений позиций {1} и {5}. При расчете протяженного многоприводного конвейера с резинотканевыми лентами, включающими в структуру конструкции промежуточные барабанные и ленточные приводы, целесообразно использовать сочетание m1.6 - m2.1 - m2.2 - m3.3. Итоговая система уравнений тягового расчета включит в себя системы уравнений позиций {4} и {10}.

Предложенный комплексный подход к тяговому расчету ленточных конвейеров охватывает весь спектр возможных параметров и конфигураций конвейеров как с одним, так и с несколькими приводами, что гармонично вписывается в концепцию создания единого метода проектирования ленточных конвейеров традиционной конструкции.

С учетом предложенной вероятностной математической модели распределения тяговых усилий между приводами многоприводных ленточных конвейеров для самых сложных конфигураций систем приводов можно синтезировать системы линейных уравнений тягового расчета, что значительно упрощает создание автоматизированных алгоритмов их решения.

Список литературы

1. Гончаров, К.А. Обоснование выбора систем приводов протяженных ленточных конвейеров со сложной трассой: дис... канд.

техн. наук: 05.05.04 / Гончаров Кирилл Александрович. – Брянск, 2011. – 148 с.

2. Реутов, А.А. Анализ совместной работы концевой и промежуточного приводов ленточного конвейера / А.А. Реутов, К.А. Гончаров // Вестник Брянского государственного технического университета, 2010. – № 2. – С. 42–45.

3. Гончаров, К.А. Вероятностный подход к определению отклонений скольжения электродвигателей приводов ленточных конвейеров / К.А. Гончаров // Приводы и компоненты машин. – 2016. – № 4-5. – С. 13–15.

4. Современная теория ленточных конвейеров горных предприятий / В.И. Галкин, В.Г. Дмитриев, В.П. Дьяченко. – М.: Изд-во МГГУ, 2005. – 543 с.

5. ГОСТ 20-85 Ленты конвейерные резиноканевые. Технические условия. Дата введения 01-01-1987.

6. Спиваковский, А.О. Транспортирующие машины / А.О. Спиваковский, В.К. Дьячков. – М.: Машиностроение, 1983. – 437 с.

7. ГОСТ Р 52776-2007 Машины электрические вращающиеся. Номинальные данные и характеристики. Дата введения 01-01-2008.

8. Гончаров, К.А. Совершенствование тягового расчета многоприводных ленточных конвейеров с учетом механических характеристик приводов / К.А. Гончаров // Подъемно-транспортное дело. – 2011. – № 4. – С. 2–5.

9. Гончаров, К.А. Определение зон относительного скольжения и покоя грузонесущей и тяговой лент при использовании промежуточных приводов ленточных конвейеров / К.А. Гончаров // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. – 2015. – №2. – С.31–37.

Об авторах

Гончаров Кирилл Александрович – кандидат технических наук, доцент, заведующий кафедрой «Подъемно-транспортные машины и оборудование» ФГБОУ ВО «Брянский государственный технический университет», ptm_bstu@mail.ru.

Дунаев Владимир Петрович – кандидат технических наук, доцент, профессор кафедры «Подъемно-транспортные машины и оборудование» ФГБОУ ВО «Брянский государственный технический университет», ptm_bstu@mail.ru.

THE INTEGRATED APPROACH TO TRACTION CALCULATION OF BELT CONVEYORS

Goncharov K.A., Dunaev V.P.

Bryansk State Technical University (Bryansk, Russian Federation)

There was suggested a probabilistic mathematical model of tractive effort distribution among the drives of multidrive belt conveyors. This model takes into account (in an inverted way) speed variations of different points of tractive and carrying belt forms using an artificial increase in probabilistic interval boundaries of slide departures of drive engines. Taking into consideration the given mathematical model, an integrated approach to traction calculation of belt conveyor of conventional construction and random configuration is formulated. This approach is based on presentation of units of the traction calculation process in the form of classifying characteristics with the corresponding mathematical description. The set of these classifying characteristics for each unique engineering case forms the corresponding specific equation systems of traction calculation.

Key words: *belt conveyor, probabilistic mathematical model, drive system, slide departure of engine, traction calculation, integrated approach.*

DOI: 10.22281/2413-9920-2018-04-02-144-151

References

1. Goncharov K.A. Justification of the choice of drive systems long belt conveyors with complex route. Diss. Cand. Sci. (Engineering). Bryansk. 2011. (In Russian)

2. Reutov A.A., Goncharov K.A. Analysis of mutual work of belt conveyor's head and intermediate drives. *Vestnik BGTU*, 2010, No. 2, pp .42–45. (In Russian)

3. Goncharov K.A. The probabilistic approach to determining the slide departures of electric motors of belt conveyors. *Privody i komponenty mashin*, 2016, No. 4-5, pp. 13-15. (In Russian)

4. Galkin V.I., Dmitriev V.G., Dyachenko V.P. Actual theory of belt conveyors in mining. Moscow, MSMU publishing company, 2005. 543 p. (In Russian)

5. GOST 20-85 Rubber conveyor belts. Specifications. Moscow: Izdatelstvo standartov, 2004. (In Russian)

6. Spivakovskiy A.O., Dyachkov V.K. Transporting machines. Moscow, Mashinostroyeniye, 1983. 437 p. (In Russian)

7. GOST R 52776-2007 Rotating electrical machines. Nominal data and specifications. Moscow, Standartinform, 2008. (In Russian)

8. Goncharov K.A. Improving the calculation of traction of multi-drive belt conveyors taking into account the mechanical characteris-

tics of drives. *Podemno-transportnoe delo*, 2011, No. 4, pp. 2-5. (In Russian)

9. Goncharov K.A. Determination of relative immobile and sliding areas between carrying and tractive belts in using of belt conveyor intermediate drives. *Nauchno-tekhnicheskiy vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta*, 2015, No. 2, pp. 66-70. (In Russian)

Authors' information

Kirill A. Goncharov – PhD in Technical Sciences, Associate Professor, Head of the Department "Handling machinery and equipment" at Bryansk State Technical University, ptm_bstu@mail.ru.

Vladimir P. Dunaev – PhD in Technical Sciences, Associate Professor, Professor of the Department "Handling machinery and equipment" at Bryansk State Technical University, ptm_bstu@mail.ru.

Дата принятия к публикации
(Date of acceptance for publication)
10.06.2018

Дата публикации
(Date of publication):
25.06.2018



УДК 621.86

ВЛИЯНИЕ АНКЕРОВКИ ВЫНОСНЫХ ОПОР НА УСТОЙЧИВОСТЬ МОБИЛЬНЫХ ТРАНСПОРТНО-ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ МАШИН, ОСНАЩЕННЫХ СТРЕЛОВЫМИ МАНИПУЛЯЦИОННЫМИ СИСТЕМАМИ

Лагерев А.В., Лагерев И.А.

Брянский государственный университет имени академика И.Г. Петровского (Брянск, Россия)

В статье представлена математическая модель расчета характеристик против опрокидывания мобильных транспортно-технологических машин, оснащенных грузоподъемными манипуляционными системами. Она позволяет выполнить количественную оценку степени влияния дополнительной анкеровки выносных опор на повышение грузовой устойчивости мобильных машин при проведении погрузочно-разгрузочных работ. Математическая модель носит универсальный характер: она позволяет оценить эффективность дополнительной анкеровки независимо от конструктивного исполнения выносных опор и размещения анкерных устройств. На примере нескольких типов мобильных машин показана эффективность применения выносных опор со встроенными анкерными устройствами на основе прокалывающих грунт рабочих элементов. Предложены зависимости для расчета и выполнен количественный анализ влияния анкеровки на повышение веса транспортируемого груза и максимального вылета манипуляционной системы, а также на уменьшение ширины опорного контура мобильной машины. Выполнен анализ влияния анкеровки на повышение предельно допустимого по условию опрокидывания мобильной машины угла наклона опорной поверхности, на которой может эксплуатироваться мобильная машина. Данные положительные эффекты от дополнительной анкеровки выносных опор имеют важное значение при эксплуатации специальных мобильных машин, производстве погрузочно-разгрузочных работ в экстремальных условиях или при проведении аварийно-спасательных работ при ликвидации последствий природных и техногенных аварий и катастроф. Предложены формулы для линейной двухфакторной аппроксимации основных характеристик грузовой устойчивости по опрокидыванию мобильных машин в зависимости от угла наклона к горизонту опорной поверхности и степени анкеровки выносных опор. Точность аппроксимации лежит максимально в пределах до 10%. Предложенные рекомендации по рациональному выбору точек аппроксимации позволяют существенно повысить ее точность для конкретных условий эксплуатации мобильных транспортно-технологических машин.

Ключевые слова: манипуляционная система, мобильная транспортно-технологическая машина, выносная опора, анкеровка, устойчивость, опрокидывание, повышение устойчивости.

DOI: 10.22281/2413-9920-2018-04-02-152-169

Исследование выполнено при поддержке Российского научного фонда (проект №17-79-10274).

Введение.

Общая устойчивость против опрокидывания мобильных транспортно-технологических машин, оснащенных шарнирно-сочлененными стреловыми манипуляционными системами, определяется соотношением опрокидывающего момента, создаваемого весовым воздействием груза и части металлоконструкции самого манипулятора и ветровыми нагрузками, и удерживающим моментом, создаваемым собственным весом машины [1, 2]. Выпускаемые промышленностью манипуляционные системы предназначены для восприятия достаточно высоких значений грузовых моментов [3, 4], что обуславливает эксплуатацию мобильных машин в условиях действия на них больших опрокидывающих моментов.

Для манипуляционных систем, оснащенных навесными рабочими органами (лесопильная головка, фреза, буровая головка и

т.д.), необходимо обеспечить устойчивость во всех рабочих режимах с учетом условий взаимодействия рабочего органа и предмета труда. В этом случае опрокидывающий момент определяется также с учетом усилия, создаваемого рабочим органом [5, 6]. С целью повышения запаса общей устойчивости манипуляционных систем мобильных транспортно-технологических машин применяются выносные опоры (аутригеры) [2, 3, 7], на которые устанавливается машина до начала работы.

Передвижение с грузом транспортно-технологических машин, оснащенных манипуляционными системами, манипуляторами для эвакуации автомобилей, манипуляторами для погрузки лома и ряда других мобильных машин, запрещено или допускается со значительными ограничениями. Хотя также имеется ряд оснащенных манипуляционными системами машин, которые могут пере-

двигаться с грузом или вообще не оснащены выносными опорами [8-10].

Вопросы расчетной оценки безопасности колесных и гусеничных мобильных машин, оснащенных манипуляционными системами, по опрокидыванию нашли отражение в [1, 2, 11].

В настоящее время можно говорить о трех подходах к решению важной инженерно-технической задачи, связанной с повышением грузовой устойчивости против опрокидывания мобильных транспортно-технологических машин, оснащенных грузоподъемными манипуляционными системами, особенно, в нестандартных условиях эксплуатации:

1) путем повышения удерживающего момента, создаваемого мобильной машиной, на основе увеличения ее суммарного веса или увеличения ширины опорного контура за счет конструктивного смещения ребра опрокидывания относительно положения центра тяжести машины;

2) путем дополнительной анкеровки базового шасси мобильной машины в целом;

3) путем дополнительной анкеровки выносных опор мобильной машины.

1. Конструктивное исполнение выносных опор мобильных транспортно-технологических машин с дополнительной анкерровкой.

Для опирания и анкеровки (закрепления) на грунтовой опорной поверхности при эксплуатации мобильных транспортно-технологических машин с грузоподъемными манипуляционными системами разработаны конструкции выносных опор, конструктивно объединенных с дополнительными анкерными устройствами [12-14]. Использование таких опор позволяет:

- повысить общую устойчивость мобильной транспортно-технологической машины при работе в условиях действия значительных опрокидывающих и сдвигающих эксплуатационных нагрузок, особенно на слабых грунтах и не строго горизонтальных поверхностях;

- повысить грузо-высотные характеристики манипуляционной системы, т.е. перемещать грузы большего веса в пределах большей по размерам рабочей зоны;

- уменьшить размеры опорного контура в стесненных условиях проведения работ.

К настоящему времени предложено несколько конструкций выносных опор, осна-

щенных дополнительными анкерными устройствами. В зависимости от конструктивного исполнения рабочего элемента анкерного устройства и вида совершаемого им движения при внедрении в грунт их можно разделить на две группы:

- рабочий элемент в виде винтового якоря, совершающего возвратно-поступательное вращательное движение (ввинчивающийся рабочий элемент) [12, 13];

- рабочий элемент в виде плоского ножа, совершающего возвратно-поступательное прямолинейное движение (прокалывающий рабочий элемент) [14, 15].

На рис. 1 показана установка мобильной транспортно-технологической машины со стреловой крано-манипуляторной установкой на выносные опоры, оснащенные анкерным устройством с рабочим элементом в виде винтового якоря [12; 13, 16]. Внедрение рабочего элемента в грунт и его извлечение в обратном направлении осуществляется с помощью приводного гидроцилиндра, включенного в общую гидравлическую систему мобильной машины, и передаточного зубчатого механизма, преобразующего возвратно-поступательное прямолинейное движение штока гидроцилиндра в возвратно-поступательное вращательное движение рабочего элемента.

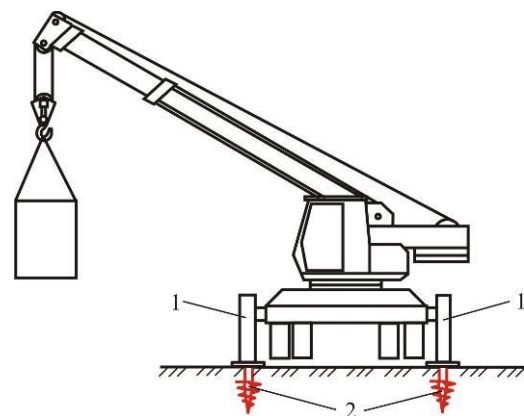


Рис. 1. Выносная опора с возможностью анкеровки типа [16]:

1 – выносная опора; 2 – дополнительное анкерное устройство

Общий вид конструкции мобильной транспортно-технологической машины с выносной опорной, оснащенной анкерным устройством с рабочим элементом в виде плоского ножа, показан на рис. 2 [14, 15].

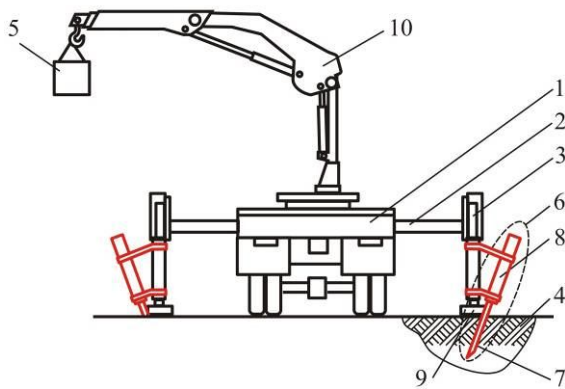


Рис. 2. Выносная опора с возможностью анкерки [14, 15]: 1 – рама мобильной транспортно-технологической машины; 2 – кронштейн; 3 – опорное устройство с гидроприводом; 4 – грунт; 5 – транспортируемый груз; 6 – анкерное устройство; 7 – рабочий элемент анкерного устройства; 8 – гидропривод рабочего элемента анкерного устройства; 9 – опорная плита; 10 – манипуляционная система

Как и в стандартной конструкции, на раме 1 машины закреплен кронштейн 2, снабженный подъемно-опускным с помощью гидропривода опорным устройством 3 для передачи на грунт 4 нагрузки от машины и транспортируемого груза 5 (рис. 2). Опорное устройство дополнено анкерным устройством 6 (рис. 3) для восприятия действующих на машину опрокидывающих и сдвиговых эксплуатационных нагрузок. Рабочий элемент анкерного устройства выполнен в виде плоского ножа 7 с прямолинейной продольной осью, который для установки в свое рабочее положение совершает прокалывающее поступательное движение вдоль линии *ДЕ* в грунте при помощи приводного гидроцилиндра 8, причем плоскость рабочего элемента наклонна по отношению к поверхности грунта и в рабочем положении (рис. 3, б) рабочий элемент находится под опорной плитой 9, т.е. под площадкой контакта опорного устройства с поверхностью грунта [14].

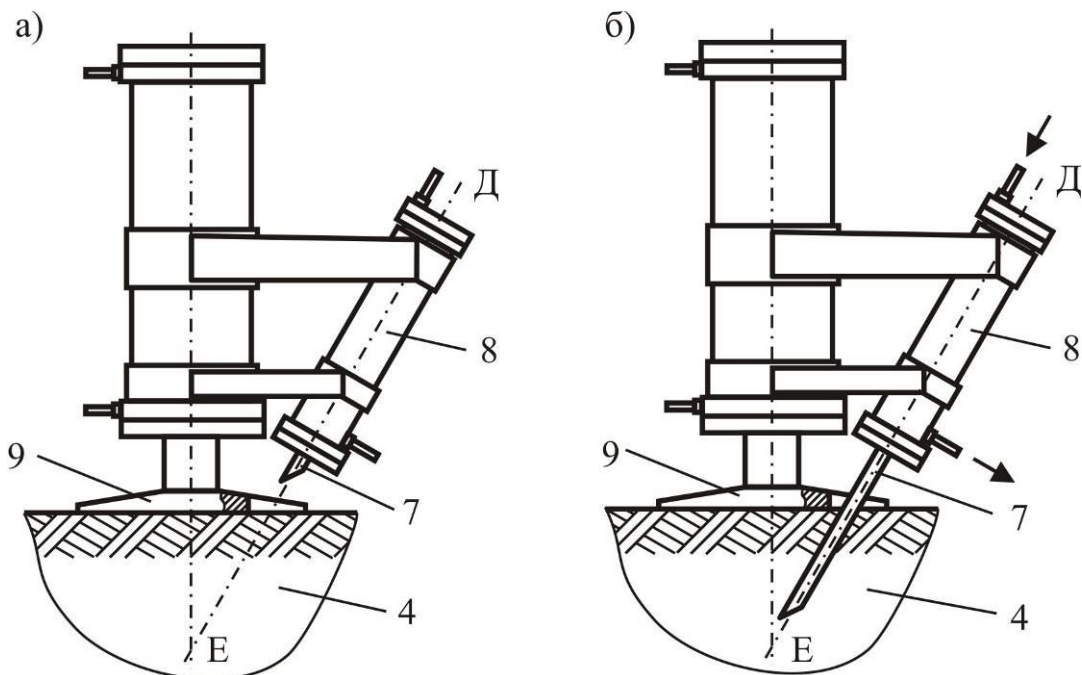


Рис. 3. Анкерное устройство выносной опоры [14]: а – в нерабочем положении; б – в рабочем положении

2. Построение математической модели устойчивости против опрокидывания мобильной машины с манипуляционной системой, оснащенной выносными опорами с прокалывающим рабочим элементом устройства дополнительной анкерки.

Принцип действия конструкции анкерного устройства с прокалывающим рабочим

элементом (рис. 2) заключается в следующем (рис. 4). При работе мобильной транспортно-технологической машины транспортируемый груз вызывает появление опрокидывающего момента $M_{опр,G}$, который преимущественно обуславливает снижение общей устойчивости и может привести к опрокидыванию машины относительно ребра опроки-

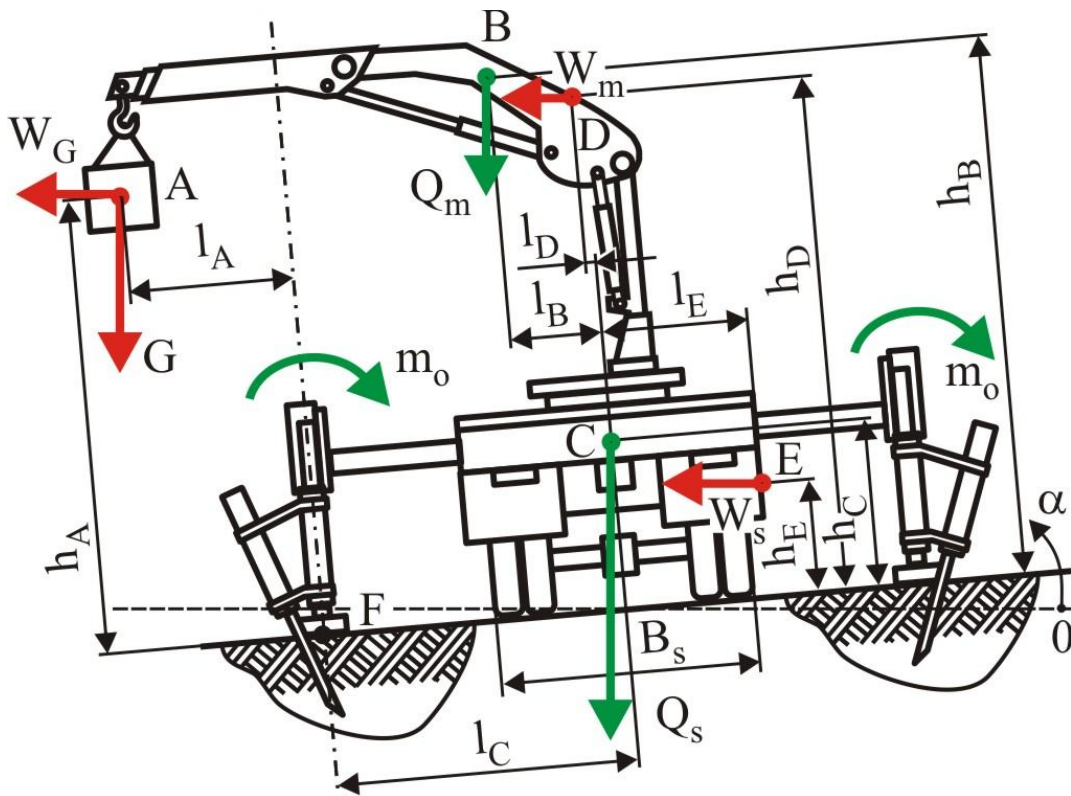


Рис. 4. Расчетная схема мобильной машины с выносной опорой типа [14, 15] при расчете грузовой устойчивости по опрокидыванию

дывания (точка F). Дополнительное негативное воздействие может оказать ветровая нагрузка рабочего состояния на транспортируемый груз W_G , металлоконструкцию манипуляционной системы W_m и шасси мобильной машины W_s . Она приводит к появлению дополнительных опрокидывающих моментов, которые суммируются с $M_{onp,G}$. Дополнительные опрокидывающие моменты также появляются при перемещении груза с ускорением и связаны они с действующими на груз и манипуляционную систему инерционными нагрузками. Таким образом, суммарный опрокидывающий момент составляет:

$$M_{onp} = M_{onp,G} + M_{onp,W_G} + M_{onp,W_m} + M_{onp,W_s} + \sum_i M_{onp,F_i}, \quad (1)$$

где M_{onp,W_G} , M_{onp,W_m} , M_{onp,W_s} - опрокидывающий момент от ветровой нагрузки, действующей на груз, металлоконструкцию манипуляционной системы и базовое шасси соответственно; M_{onp,F_i} - опрокидывающий момент, вызываемый i -й инерционной силой F_i .

Негативное влияние опрокидывающего момента нейтрализуется действием удержи-

вающего момента $M_{вос}$, который в случае использования в конструкции мобильной машины опорных устройств без возможности анкеровки формируется лишь весом металлоконструкции манипуляционной системы Q_m и базового шасси Q_s [14, 17]:

$$M_{вос} = M_{вос,Q_m} + M_{вос,Q_s},$$

где $M_{вос,Q_m}$, $M_{вос,Q_s}$ - удерживающий момент, вызываемый весом металлоконструкции манипуляционной системы и базового шасси соответственно.

При использовании выносных опор с анкеровкой удерживающий момент повышается за счет добавления удерживающих моментов m_o от всех используемых выносных опор с анкеровкой и составляет:

$$M_{вос,o} = M_{вос,Q_m} + M_{вос,Q_s} + 0,5n_o(m_{o,1} + m_{o,2}),$$

где n_o - число используемых выносных опор с анкеровкой; $m_{o,1}$, $m_{o,2}$ - удерживающие моменты выносных опор с анкеровкой, расположенных у противоположного ребра опорного контура мобильной машины и вдоль ребра опрокидывания соответственно.

Механизмы возникновения удерживающих моментов $m_{o,1}$ и $m_{o,2}$ различны, вслед-

ствие чего они неодинаковы по величине и требуют применения разных расчетных методик.

При выполнении условия

$$M_{онр} < M_{вос}$$

необходимость в дополнительной анкеровке отсутствует и поэтому анкерное устройство не участвует в обеспечении общей устойчивости мобильной транспортно-технологической машины. Оно вступает в работу, когда опрокидывающий момент начинает превышать удерживающий момент, т.е. когда

$$M_{онр} > M_{вос}.$$

На рабочий элемент анкерного устройства начинают действовать вырывающие силы

$$F_{o,1} = \Psi_1 \{M_{онр} - M_{вос}\}$$

и

$$F_{o,2} = \Psi_2 \{M_{онр} - M_{вос}\},$$

где $\Psi_j \{\Delta M\}$ - передаточная функция, связывающая силовые факторы $F_{o,j}$ и $\Delta M = M_{онр} - M_{вос}$ (определяется конструкцией и размерами узла крепления выносной опоры с анкерным устройством к раме базового шасси).

Рис. 5 поясняет механизмы возникновения удерживающих моментов $m_{o,1}$ и $m_{o,2}$ при разрушении грунта в процессе вырывания рабочего элемента анкерного устройства.

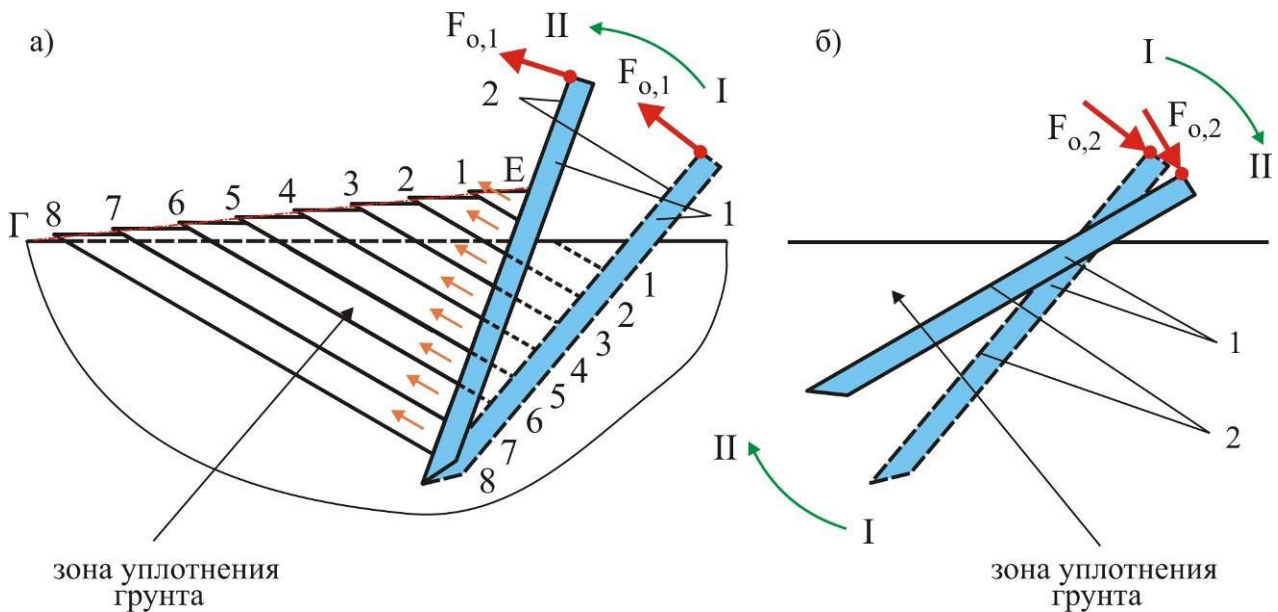


Рис. 5. Схема разрушения грунта при наличии анкеровки [14, 17]:

а – опора вне ребра опрокидывания; б – опора вдоль ребра опрокидывания

1 – рабочий элемент; 2 – передняя поверхность рабочего элемента

У выносных опор, расположенных у противоположного ребра опорного контура мобильной машины, сила $F_{o,1}$ монотонно возрастает с ростом разности моментов ΔM (рис. 5, а). Она достигает своего максимального значения $F_{o,1}^{max}$ в тот момент, когда происходит исчерпание способности грунта сопротивляться давлению со стороны передней поверхности рабочего элемента анкерного устройства, вызываемого действием вырывающей силы $F_{o,1}$, и рабочий элемент начинает поворотное перемещение в объеме грунта из положения I в положение II. При его движении происходит последовательное раз-

рушение грунта путем поочередного смещения его смежных слоев вдоль линий сдвига 1-1, 2-2, ..., 8-8 (рис. 5, а) с образованием характерного выпучивания первоначально ровной поверхности перед передней поверхностью рабочего элемента (линия GE). Угол наклона линий сдвига, приблизительно равный углу внутреннего трения в различных грунтах, и сила сопротивления сдвигу слоев грунта зависят от прочностных свойств грунта [14, 17].

При нахождении рабочего элемента под опорным устройством показанная на рис. 5, а схема разрушения изменяется, так как расположенная на площадке контакта опорная

плита препятствует свободному смещению соседних слоев грунта вдоль линий сдвига 1-1, 2-2, ..., 8-8 и выпучиванию грунта по линии GE. Как результат, плоский механизм свободного разрушения грунта путем смещения его слоев только вдоль одной совокупности линий сдвига изменяется на более энергозатратный объемный механизм стесненного разрушения, так как параллельно во времени происходит также сложное пространственное смещение слоев грунта вдоль второй совокупности линий сдвига, расположенных приблизительно перпендикулярно к первой. Это обуславливает повышение величины вырывающей силы $F_{o,1}^{\max}$, создаваемой анкерным устройством [14, 17]. Величина силы $F_{o,1}^{\max}$ зависит от прочностных свойств грунта и условий его разрушения при вырывании рабочего элемента под действием опрокидывающего момента, поэтому она может несколько отличаться для разных выносных опор одной мобильной машины.

У выносных опор, расположенных вдоль ребра опрокидывания, сила $F_{o,2}$ также монотонно возрастает с ростом разности моментов ΔM (рис. 5, б). Поворотное перемещение рабочего элемента в объеме грунта из положения I в положение II начинается при начале опрокидывания мобильной машины. При этом рабочий элемент воздействует на грунт своей тыльной поверхностью, уплотняя его, что и приводит к возникновению силы сопротивления со стороны уплотняющегося грунта. Величина силы сопротивления грунта и, в конечном итоге, величина удерживающего момента $m_{o,2}$ также определяются прочностными свойствами грунта.

Расчетный удерживающий момент $m_{o,j}$, развиваемый одной выносной опорой с анкерровкой, определяется значением силы $F_{o,j}^{\max}$ и составляет:

$$m_{o,j} = \Delta M_{\max} = (M_{\text{онп}} - M_{\text{вс}})_{\max} = \Psi_j^{-1} \{F_{o,j}^{\max}\},$$

где $\Psi_j^{-1} \{F_{o,j}\}$ - передаточная функция, обратная по отношению к передаточной функции $\Psi_j \{\Delta M\}$.

Условие общей устойчивости мобильной машины, установленной на негоризонтальной поверхности с помощью аутригеров с

дополнительными анкерными устройствами, в общем случае имеет вид:

$$M_{\text{онп},G} + M_{\text{онп},W_G} + M_{\text{онп},W_m} + M_{\text{онп},W_s} + \sum_i M_{\text{онп},F_i} < < M_{\text{вс},Q_m} + M_{\text{вс},Q_s} + 0,5n_o(m_{o,1} + m_{o,2}).$$

Применительно к расчетной схеме мобильной транспортно-технологической машины, оснащенной манипуляционной системой (рис. 4), данное условие примет вид:

$$\begin{aligned} & k_G G_{\max} (l_A + h_A \sin \alpha) + \\ & + W_G (h_A \cos \alpha - l_A \sin \alpha) + \\ & + W_m [h_D \cos \alpha + (l_C - l_D) \sin \alpha] + \\ & + W_s [h_E \cos \alpha + (l_C + B_s / 2) \sin \alpha] = \quad (2) \\ & = Q_s (l_C \cos \alpha - h_C \sin \alpha) + \\ & + Q_m [(l_C - l_B) \cos \alpha - h_B \sin \alpha] + \sum_{i=1}^{i=n_o} m_{o,i}, \end{aligned}$$

где k_G - коэффициент перегрузки, учитывающий негативное влияние случайных и инерционных нагрузок; G_{\max} - наибольший допустимый вес груза на максимальном вылете манипуляционной системы; Q_m, Q_s - вес металлоконструкции манипуляционной системы и базового шасси соответственно; l_A - вылет манипуляционной системы за ребро опрокидывания; l_C - полуширина опорного контура; h_A, h_B, h_C, h_D, h_E - высотные координаты характерных точек мобильной машины (рис. 4); l_B, l_D - горизонтальные координаты характерных точек мобильной машины (рис. 4); B_s - база базового шасси; α - угол отклонения опорной поверхности грунта от горизонтальной плоскости.

Соотношение (2) позволяет произвести приближенную оценку эффективности использования выносных опор с анкерровкой.

Согласно (2) наибольший допустимый вес груза на максимальном вылете манипуляционной системы может быть определен на основании зависимости

$$\begin{aligned} G_{\max(o)} = \{ & M_o + Q_s (l_C \cos \alpha - h_C \sin \alpha) + \\ & + Q_m [(l_C - l_B) \cos \alpha - h_B \sin \alpha] - \\ & - W_G (h_A \cos \alpha - l_A \sin \alpha) - \\ & - W_m [h_D \cos \alpha + (l_C - l_D) \sin \alpha] \cos \alpha - \\ & - W_s [h_E \cos \alpha + (l_C + B_s / 2) \sin \alpha] \cos \alpha \} / \\ & / [k_G (l_A + h_A \sin \alpha)], \quad (3) \end{aligned}$$

где $M_o = \sum_{i=1}^{i=n_o} m_{o,i}$ - суммарный удерживающий момент выносных опор с анкерровкой.

Наибольший допустимый вес транспортируемого груза на максимальном вылете манипуляционной системы при сохранении

исходного значения ее вылета за ребро опрокидывания l_A и полуширины опорного контура l_C может быть повышен в \bar{G} раз:

$$\bar{G} = G_{\max(o)} / G_{\max(b)} = 1 + \frac{M_o}{Q_s(l_C \cos \alpha - h_C \sin \alpha) + Q_m[(l_C - l_B) \cos \alpha - h_B \sin \alpha] - W}$$

или на величину:

$$\Delta G_{\max} = G_{\max(o)} - G_{\max(b)} = (\bar{G} - 1) \frac{Q_s(l_C \cos \alpha - h_C \sin \alpha) + Q_m[(l_C - l_B) \cos \alpha - h_B \sin \alpha] - W}{k_G(l_A + h_A \sin \alpha)},$$

где $G_{\max(b)}$, $G_{\max(o)}$ - допустимый вес транспортируемого груза при использовании выносных опор без дополнительной анкерровки и с дополнительной анкерровкой соответственно; W - полная ветровая нагрузка, равная:

$$W = W_G(h_A \cos \alpha - l_A \sin \alpha) + W_m[h_D \cos \alpha + (l_C - l_D) \sin \alpha] \cos \alpha + W_s[h_E \cos \alpha + (l_C + B_s / 2) \sin \alpha] \cos \alpha.$$

Допустимый вылет манипуляционной системы за ребро опрокидывания l_A при сохранении исходного значения наибольшего допустимого веса транспортируемого груза на максимальном вылете манипуляционной системы G_{\max} и полуширины опорного контура l_C может быть повышен до значения

$$l_{A(o)} = \frac{M_o + Q_s(l_C \cos \alpha - h_C \sin \alpha) + Q_m[(l_C - l_B) \cos \alpha - h_B \sin \alpha] - k_G G_{\max} h_A \sin \alpha - W_1}{k_G G_{\max} - W_G \sin \alpha},$$

т.е. в \bar{l}_A раз:

$$\bar{l}_A = l_{A(o)} / l_{A(b)} = 1 + \frac{M_o}{Q_s(l_C \cos \alpha - h_C \sin \alpha) + Q_m[(l_C - l_B) \cos \alpha - h_B \sin \alpha] - k_G G_{\max} h_A \sin \alpha - W_1}$$

или на величину:

$$\Delta l_A = l_{A(o)} - l_{A(b)} = (\bar{l}_A - 1) \frac{Q_s(l_C \cos \alpha - h_C \sin \alpha) + Q_m[(l_C - l_B) \cos \alpha - h_B \sin \alpha] - k_G G_{\max} h_A \sin \alpha - W_1}{k_G G_{\max} - W_G \sin \alpha},$$

где $l_{A(b)}$, $l_{A(o)}$ - допустимый вылет манипуляционной системы за ребро опрокидывания при использовании выносных опор без дополнительной анкерровки и с дополнительной анкерровкой соответственно; W_1 - часть ветровой нагрузки, равная:

$$W_1 = W_G h_A \cos \alpha + W_m[h_D \cos \alpha + (l_C - l_D) \sin \alpha] \cos \alpha + W_s[h_E \cos \alpha + (l_C + B_s / 2) \sin \alpha] \cos \alpha.$$

Допустимая полуширина опорного контура l_C при сохранении исходных значений наибольшего допустимого веса груза на максимальном вылете манипуляционной системы G_{\max} и ее допустимого вылета за ребро опрокидывания l_A может быть уменьшена до значения

$$l_{C(o)} = \frac{-M_o + k_G G_{\max}(l_A + h_A \sin \alpha) + Q_s h_C \sin \alpha + Q_m(l_B + h_B \sin \alpha) + W_2}{[Q_m + Q_s - (W_m + W_s) \sin \alpha] \cos \alpha},$$

т.е. в \bar{l}_C раз:

$$\bar{l}_C = l_{C(o)}/l_{C(b)} = 1 - \frac{M_o}{k_G G_{\max}(l_A + h_A \sin \alpha) + Q_s h_C \sin \alpha + Q_m(l_B + h_B \sin \alpha) + W_2}$$

или на величину:

$$\Delta l_C = l_{C(b)} - l_{C(o)} = (1 - \bar{l}_C) \frac{k_G G_{\max}(l_A + h_A \sin \alpha) + Q_s h_C \sin \alpha + Q_m(l_B + h_B \sin \alpha) + W_2}{[Q_m + Q_s - (W_m + W_s) \sin \alpha] \cos \alpha},$$

где $l_{C(b)}$, $l_{C(o)}$ - допустимая полуширина опорного контура при использовании выносных опор без дополнительной анкеровки и с дополнительной анкеровкой соответственно; W_2 - часть ветровой нагрузки, равная:

$$W_2 = W_G(h_A \cos \alpha - l_A \sin \alpha) + [W_m(h_D \cos \alpha - l_D \sin \alpha) + W_s(h_E \cos \alpha + 0,5B_s \sin \alpha)] \cos \alpha.$$

Приведенные выше зависимости позволяют оценить эффективность дополнительной анкеровки выносных опор мобильных транспортно-технологических машин в зависимости от создаваемого суммарного удерживающего момента M_o , ветровой нагрузки W и отклонения опорной площадки от горизонтальной плоскости.

3. Результаты расчетной оценки эффективности дополнительной анкеровки выносных опор мобильных транспортно-технологических машин и их анализ.

Для количественной оценки эффективности дополнительной анкеровки выносных опор были рассмотрены 4 варианта эксплуатирующихся мобильных машин, оснащенных манипуляционными системами, отличающихся различными значениями максимальных грузовых моментов (табл. 1). При задании величины ветровой нагрузки на элементы мобильных машин в рабочем состоянии принимались условия их использования на промышленных, транспортных и строительных объектах (ветровое давление принимается равным 125 Па [18]). Значения W_G, W_m, W_s рассчитывались согласно [19].

Таблица 1

Технические характеристики мобильных машин для различных вариантов оценки эффективности дополнительной анкеровки

Техническая характеристика	Вариант расчета			
	1	2	3	4
Тип манипуляционной системы	Fassi M30A.13	Fassi F65A.0.22	Soosan SCS 333	Kanglim KS 1256 GII
Тип базовой машины	GAZ-Next	Hyundai HD-120 Extra Long	Hyundai HD-78	Isuzu FVR-34UL-QDUS
Грузоподъемность манипуляционной системы, кН	9,95	29,2	32,0	70,0
Максимальный вылет манипуляционной системы, м	4,7	7,1	7,5	18,7
Максимальный вылет манипуляционной системы за ребро опрокидывания, м	3,3	4,8	5,4	15,95
Максимальный грузовой момент, кН·м	30,6	60,5	82,0	150,0
Вес металлоконструкции манипуляционной системы, кН	2,6	8,2	10,56	30,0
Снаряженный вес базового шасси, кН	27,0	65,4	46,5	93,0
Ширина опорного контура, м	2,8	4,6	4,2	5,7
База базового шасси, м	2,0	2,4	2,1	2,4

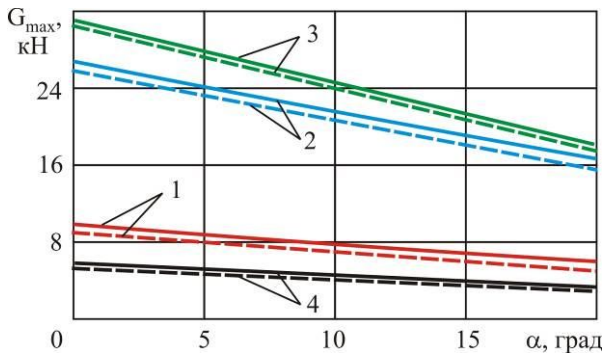


Рис. 6. Влияние угла отклонения опорной площадки от горизонтальной плоскости и ветровой нагрузки на величину наибольшего допустимого веса груза на максимальном вылете манипуляционной системы:
 ——— - ветровая нагрузка отсутствует;
 - - - - - ветровая нагрузка присутствует
 (номера графиков соответствуют вариантам расчета)

На рис. 6 приведены графики, характеризующие влияние угла отклонения опорной площадки от горизонтальной плоскости α и ветровой нагрузки на величину наибольшего допустимого веса груза на максимальном вылете манипуляционной системы G_{\max} для расчетных вариантов эксплуатирующихся машин. Учет ветровых нагрузок приводит к снижению величины G_{\max} , однако не изменяет качественный характер зависимостей $G_{\max}(\alpha)$. В исследованном интервале значений $\alpha \in [0; 20^\circ]$ и ветровых нагрузок, соответствующих рекомендуемым условиям эксплуатации мобильных машин с манипуляционными системами, зависимости $G_{\max}(\alpha)$ являются линейными и могут быть выражены в виде

$$G_{\max}(\alpha) = G_{\max}(0) - v_G \alpha, \quad (4)$$

где $G_{\max}(0), v_G$ - расчетные коэффициенты, значения которых приведены в табл. 2.

На рис. 7 приведены графики, характеризующие величину и направленность влияния дополнительной анкеровки выносных опор мобильных машин на основные параметры их устойчивости против опрокидывания. Относительная степень дополнительной анкеровки выражается безразмерным коэффициентом

$$\bar{M}_o = M_o / M_G,$$

где M_G - грузовой момент манипуляционной системы (крана-манипулятора).

Для каждого сочетания типа базовой машины и типа манипуляционной системы характерны свои количественно различные зависимости основных параметров устойчивости мобильной машины против опрокидывания $G_{\max(o)}(\bar{M}_o), \bar{G}(\bar{M}_o), \Delta G_{\max}(\bar{M}_o), l_{A(o)}(\bar{M}_o), \bar{l}_A(\bar{M}_o), \Delta l_A(\bar{M}_o), l_{C(o)}(\bar{M}_o), \bar{l}_C(\bar{M}_o)$ и $\Delta l_C(\bar{M}_o)$. Однако качественно их вид сходен: в исследованном интервале значений $\bar{M}_o \in [0; 0,4]$ и ветровых нагрузок, соответствующих рекомендуемым условиям эксплуатации мобильных машин с манипуляционными системами, эти зависимости при $\alpha = const$ являются линейными и могут быть выражены в виде

$$Y(M_o) = Y(0) - v_Y \bar{M}_o,$$

где $Y(0)$ - значение параметра Y при $\bar{M}_o = 0$; v_Y - угловой коэффициент прямой $Y(M_o)$.

Зависимости основных параметров устойчивости мобильной машины против опрокидывания $Y(\alpha)$ при $\bar{M}_o = const$ имеют несущественно нелинейный характер. На рис. 8 показаны графики наибольшего допустимого веса груза на максимальном вылете манипуляционной системы $G_{\max}(\alpha, \bar{M}_o = const)$ при двух уровнях дополнительной анкеровки для расчетных вариантов эксплуатирующихся машин и наличия ветровой нагрузки.

В результате, обобщенные зависимости $Y(\bar{M}_o, \alpha)$ при графическом представлении приближенно характеризуются плоской поверхностью. Как пример, рис. 10 для одного из расчетных вариантов оценки эффективности дополнительной анкеровки (манипуляционная система - Fassi M30A.13; базовая машина - GAZ-Next) показаны графики зависимостей изменения основных параметров устойчивости от опрокидывания данной мобильной машины при совместном учете двух исследованных характеристик - угла отклонения опорной площадки от горизонтальной плоскости α и степени дополнительной анкеровки выносных опор \bar{M}_o .

Для практических расчетов поверхность $Y(\bar{M}_o, \alpha)$ допустимо аппроксимировать плоскостью вида

$$A_Y \alpha + B_Y \bar{M}_o + C_Y Y + D_Y = 0.$$

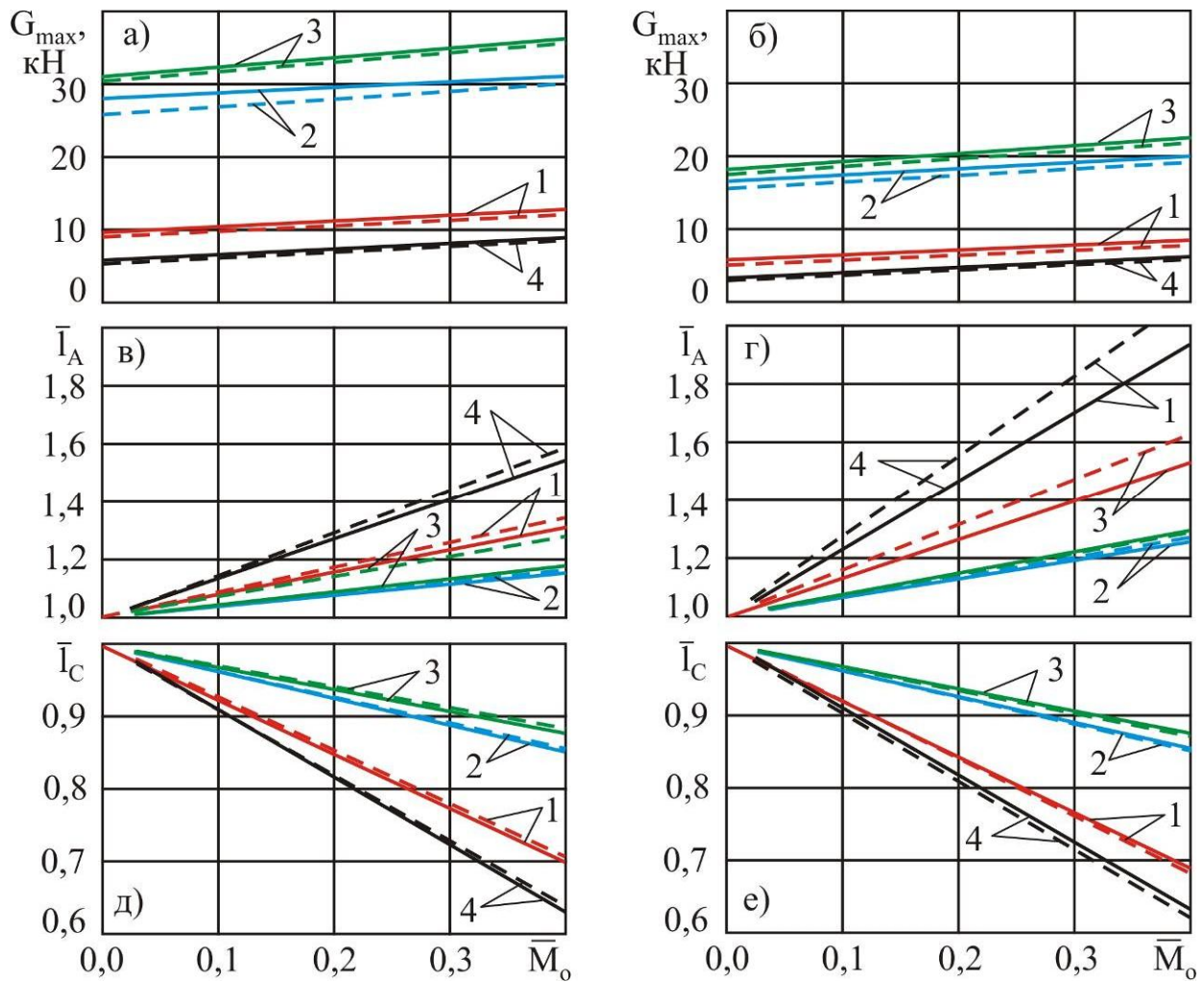


Рис. 7. Влияние дополнительной анкеровки выносных опор мобильных машин на основные параметры их устойчивости против опрокидывания: а, б - допустимый вес груза на максимальном вылете манипуляционной системы; в, г - допустимый вылет манипуляционной системы за ребро опрокидывания; д, е - допустимая полуширина опорного контура; а, в, д - $\alpha = 0^\circ$; б, г, е - $\alpha = 20^\circ$ (— - ветровая нагрузка отсутствует; - - - - - ветровая нагрузка присутствует; номера графиков соответствуют вариантам расчета)

Таблица 2

Значения расчетных коэффициентов в зависимостях (4) и (6) для исследованных вариантов мобильных машин

Коэффициент	Значение коэффициента для варианта				
	1	2	3	4	
$G_{\max}(0)$, кН	9,74 / 8,90	26,8 / 25,8	31,1 / 30,4	5,74 / 5,33	
v_G	Н/град	11,2/11,1	29,4 / 29,6	37,1 / 37,1	6,8 / 6,9
	Н/рад	196,0 / 193,8	513,3 / 516,5	647,3 / 648,3	119,1 / 119,7
$\alpha_{\lim}(0)$, град	57, 4 / 55,4	59,8 / 58,6	52,3 / 51,7	47,4 / 45,7	
$v_{\alpha_{\lim}}$, град	39,0 / 44,3	19,3 / 20,8	18,5 / 19,3	59,3 / 63,5	

Примечание: В числителе - при отсутствии ветровой нагрузки, в знаменателе – при наличии ветровой нагрузки

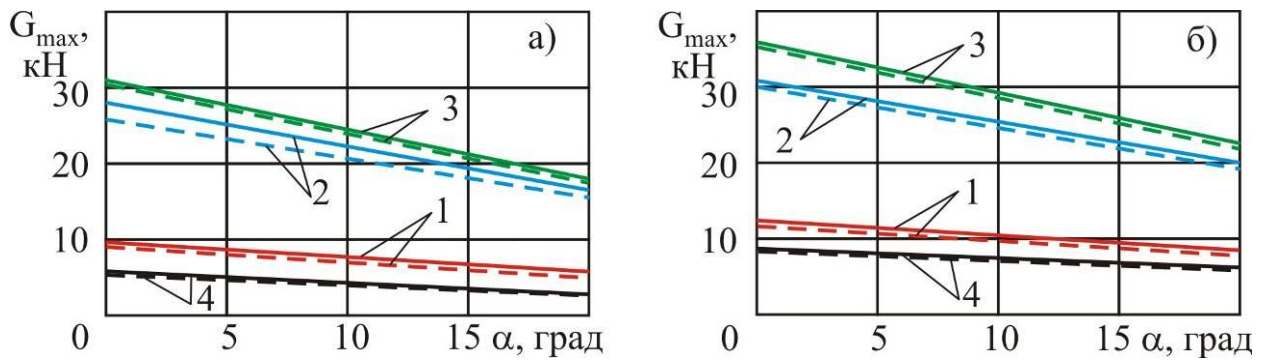


Рис. 9. Влияние дополнительной анкеровки выносных опор мобильных машин на величину допустимого веса груза на максимальном вылете манипуляционной системы:

а - $\bar{M}_o = 0$; б - $\bar{M}_o = 0,4$ (——— - ветровая нагрузка отсутствует; - - - - - ветровая нагрузка присутствует)

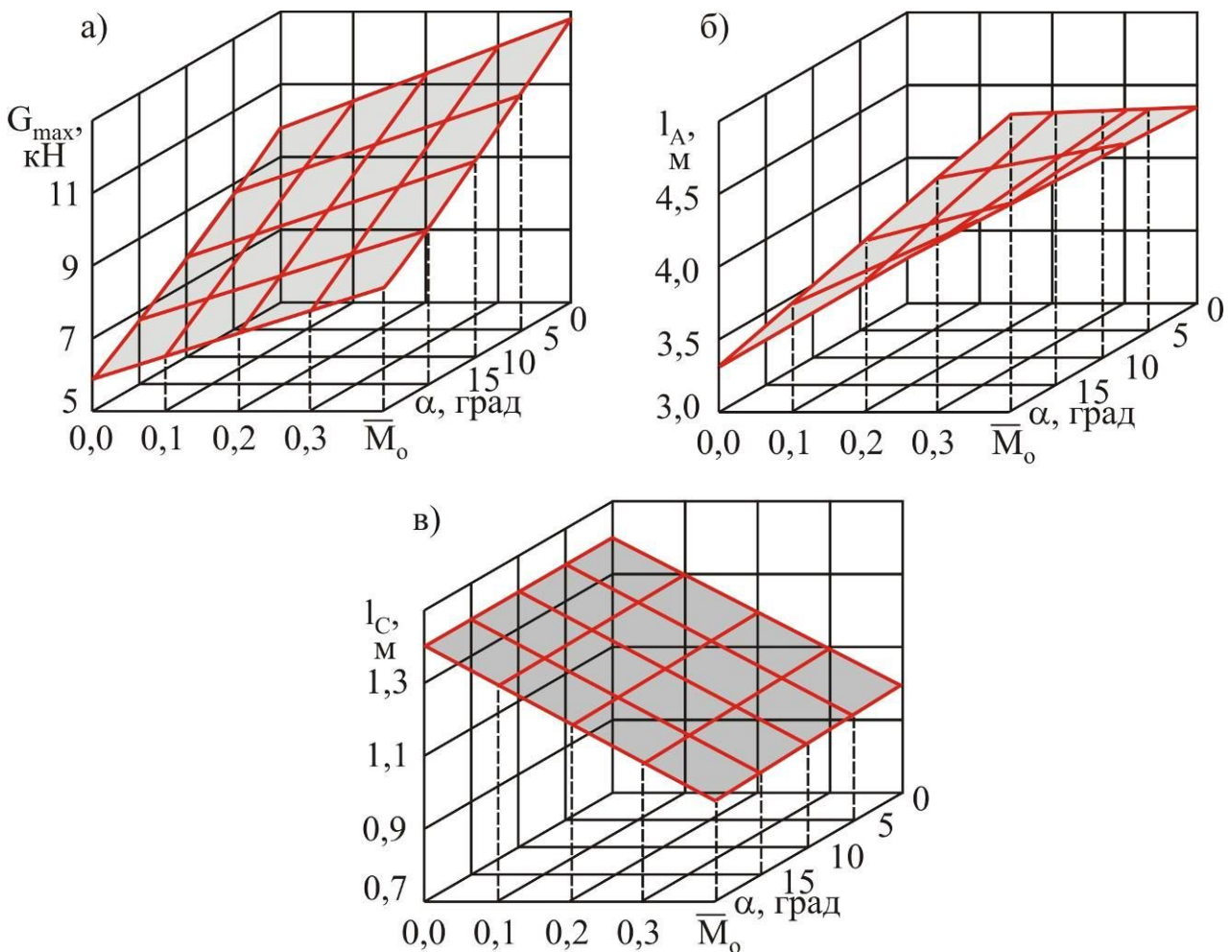


Рис. 10. Изменение основных параметров устойчивости против опрокидывания мобильных машин в зависимости от угла отклонения опорной площадки от горизонтальной плоскости и степени дополнительной анкеровки выносных опор: а - допустимый вес груза на максимальном вылете манипуляционной системы; б - допустимый вылет манипуляционной системы за ребро опрокидывания; в - допустимая полуширина опорного контура

Поэтому приближенная оценка рассмотренных выше параметров устойчивости от опрокидывания мобильной транспортно-тех-

нологической машины может быть выполнена по зависимости

$$Y(\alpha; \bar{M}_o) = \frac{D_Y - A_Y \alpha - B_Y \bar{M}_o}{C_Y} \quad (5)$$

Расчетные зависимости для определения коэффициентов A_Y, B_Y, C_Y, D_Y в выражении (5) зависят от выбранного множества из трех опорных точек, которые используются для проведения аппроксимации. Целесообразно ориентироваться на один из четырех вариантов выбора точек аппроксимации:

- вариант 1: используется множество опорных точек P_1, P_2, P_3 с координатами

$$\begin{cases} P_1(\alpha_1 = 0; \bar{M}_{o,1} = 0; Y_1); \\ P_2(\alpha_2 = 0; \bar{M}_{o,2} = \bar{M}_{o,\max}; Y_2); \\ P_3(\alpha_3 = \alpha_{\max}; \bar{M}_{o,3} = 0; Y_3), \end{cases}$$

- вариант 2: используется множество опорных точек P_1, P_2, P_3 с координатами

$$\begin{cases} P_1(\alpha_1 = \alpha_{\max}; \bar{M}_{o,1} = 0; Y_1); \\ P_2(\alpha_2 = 0; \bar{M}_{o,2} = \bar{M}_{o,\max}; Y_2); \\ P_3(\alpha_3 = \alpha_{\max}; \bar{M}_{o,3} = \bar{M}_{o,\max}; Y_3), \end{cases}$$

- вариант 3: используется множество опорных точек P_1, P_2, P_3 с координатами

$$\begin{cases} P_1(\alpha_1 = 0; \bar{M}_{o,1} = 0; Y_1); \\ P_2(\alpha_2 = \alpha_{\max}; \bar{M}_{o,2} = 0; Y_2); \\ P_3(\alpha_3 = \alpha_{\max}; \bar{M}_{o,3} = \bar{M}_{o,\max}; Y_3), \end{cases}$$

- вариант 4: используется множество опорных точек P_1, P_2, P_3 с координатами

$$\begin{cases} P_1(\alpha_1 = 0; \bar{M}_{o,1} = 0; Y_1); \\ P_2(\alpha_2 = 0; \bar{M}_{o,2} = \bar{M}_o; Y_2); \\ P_3(\alpha_3 = \alpha_{\max}; \bar{M}_{o,3} = \bar{M}_{o,\max}; Y_3), \end{cases}$$

где $\alpha_{\max}, \bar{M}_{o,\max}$ - верхние значения интервалов изменения параметров α и \bar{M}_o соответственно, в пределах которых выполняется аппроксимация функции двух переменных $Y(\bar{M}_o, \alpha)$.

Входящие в выражение (5) коэффициенты A_Y, B_Y, C_Y, D_Y выражаются следующими зависимостями:

- вариант 1

$$A_Y = \bar{M}_{o,\max} (Y_3 - Y_1);$$

$$B_Y = \alpha_{\max} (Y_2 - Y_1);$$

$$C_Y = -\alpha_{\max} \bar{M}_{o,\max};$$

$$D_Y = -\alpha_{\max} \bar{M}_{o,\max} Y_1,$$

- вариант 2

$$A_Y = \bar{M}_{o,\max} (Y_2 - Y_3);$$

$$B_Y = \alpha_{\max} (Y_1 - Y_3);$$

$$C_Y = -\alpha_{\max} \bar{M}_{o,\max};$$

$$D_Y = -\alpha_{\max} \bar{M}_{o,\max} (Y_1 + Y_2 - Y_3),$$

- вариант 3

$$A_Y = -\bar{M}_{o,\max} (Y_2 - Y_1);$$

$$B_Y = -\alpha_{\max} (Y_3 - Y_2);$$

$$C_Y = -\alpha_{\max} \bar{M}_{o,\max};$$

$$D_Y = -\alpha_{\max} \bar{M}_{o,\max} Y_1,$$

- вариант 4

$$A_Y = \bar{M}_{o,\max} (Y_3 - Y_2);$$

$$B_Y = \alpha_{\max} (Y_2 - Y_1);$$

$$C_Y = -\alpha_{\max} \bar{M}_{o,\max};$$

$$D_Y = -\alpha_{\max} \bar{M}_{o,\max} Y_1.$$

Вследствие отмеченной ранее незначительной нелинейности функции $Y(\alpha; \bar{M}_o = const)$ для аппроксимации (5) характерна некоторая погрешность расчета параметра устойчивости Y , причем она зависит от выбранного варианта аппроксимации. В опорных точках аппроксимации данная погрешность равна 0, а максимума она достигает в угловой точке области $[0 \leq \alpha \leq \alpha_{\max}; 0 \leq \bar{M}_o \leq \bar{M}_{o,\max}]$, не совпадающей ни с одной из опорных точек.

Анализ точности аппроксимационной зависимости (5) был выполнен на примере манипуляционной системы Fassi M30A.13, установленной на шасси мобильной машины GAZ-Next (вариант 1, табл. 1). Применительно к данной мобильной машине в зависимости от возможного варианта выбора точек аппроксимации выражение (5) в области $[0 \leq \alpha \leq \alpha_{\max}; 0 \leq \bar{M}_o \leq \bar{M}_{o,\max}]$ принимает следующий вид:

- для варианта 1

$$\hat{G}_{\max}(\alpha, \bar{M}_o) = 9742 - 196\alpha + 7727,5\bar{M}_o;$$

- для варианта 2

$$\hat{G}_{\max}(\alpha, \bar{M}_o) = 10273 - 222,6\alpha + 6400\bar{M}_o;$$

- для варианта 3

$$\hat{G}_{\max}(\alpha, \bar{M}_o) = 9742 - 196\alpha + 6400\bar{M}_o;$$

- для варианта 4

$$\hat{G}_{\max}(\alpha, \bar{M}_o) = 9742 - 222,6\alpha + 7727,5\bar{M}_o.$$

В качестве исследуемой погрешности рассматривалась относительная погрешность аппроксимации параметра устойчивости (наи-

большой допустимый вес груза на максимальном вылете манипуляционной системы) $G_{\max}(\alpha, \bar{M}_o)$:

$$\delta_{G_{\max}} = \left(\frac{\hat{G}_{\max}}{G_{\max}} - 1 \right) \cdot 100\%,$$

где \hat{G}_{\max} - приближенная оценка параметра устойчивости G_{\max} в соответствии с выражением (5).

Результаты расчетов погрешности $\delta_{G_{\max}}$ приведены на рис. 11. Для всех вариантов выбора точек аппроксимации наблюдается сравнительно небольшая погрешность (в максимальном размере менее 10%, что соответ-

ствует точности инженерных расчетов. Аппроксимация на основе опорных точек согласно вариантам 1 и 2 во всей области $[0 \leq \alpha \leq \alpha_{\max}; 0 \leq \bar{M}_o \leq \bar{M}_{o,\max}]$ приводит к завышенным оценкам наибольшего допустимого веса груза на максимальном вылете манипуляционной системы $\hat{G}(\alpha; \bar{M}_o)$, что недопустимо с точки зрения обеспечения безопасности при эксплуатации мобильной машины. Варианты 3 и 4 являются более предпочтительными, так как для них характерны как завышенные, так и заниженные оценки аппроксимации параметра устойчивости $\hat{G}(\alpha; \bar{M}_o)$.

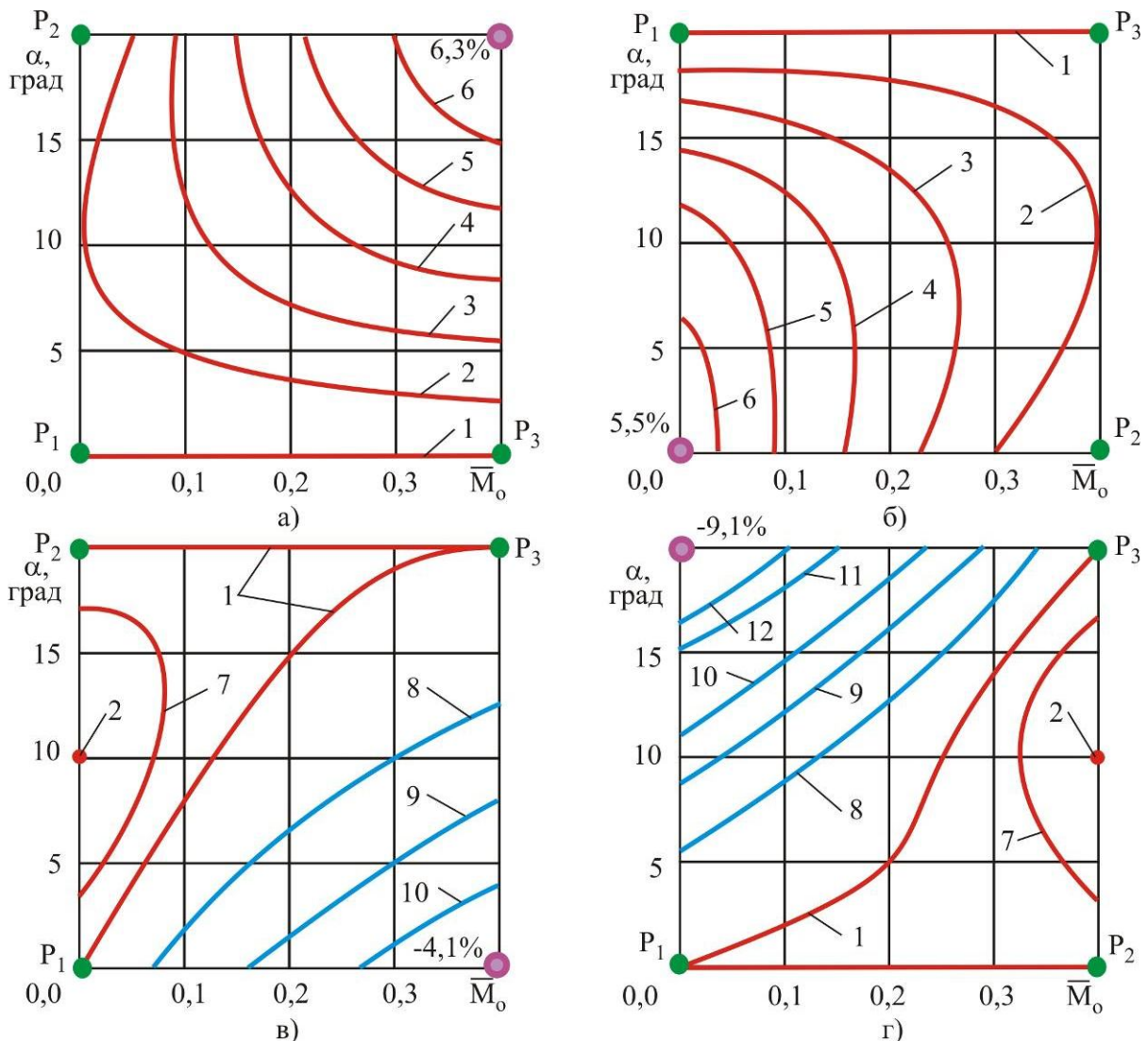


Рис. 11. Линии равных значений относительной погрешности аппроксимации наибольшего допустимого веса груза на максимальном вылете манипуляционной системы для разных вариантов выбора точек аппроксимации:

а – вариант 1; б – вариант 2; в – вариант 3; г – вариант 4

(значение погрешности для кривых: 1 – 0%; 2 – 1%; 3 – 2%; 4 – 3%; 5 – 4%; 6 – 5%; 7 – 0,5%; 8 – -1%; 9 – -2%; 10 – -3%; 11 – -4%; 12 – -5%)

Последние оценки следует считать благоприятными, так как они обеспечивают большую безопасность при эксплуатации мобильной машины. Кроме того, для этих вариантов наблюдается невысокий в среднем уровень погрешности в пределах всей области $[0 \leq \alpha \leq \alpha_{\max}; 0 \leq \bar{M}_o \leq \bar{M}_{o,\max}]$. Можно рекомендовать использовать аппроксимацию параметров устойчивости мобильных машин по варианту 3 для случая, когда машина работает при сравнительно небольших уклонах опорной поверхности α и значительной дополнительной анкерровке выносных опор. Вариант 4 наиболее подходит для случая, когда мобильная машина работает при значительных уклонах опорной поверхности α и практически любой дополнительной анкерровке выносных опор.

На основании зависимости (3) можно определить предельный угол наклона опорной площадки α_{\lim} , при достижении которого наибольший допустимый вес груза на максимальном вылете манипуляционной системы становится равным 0:

$$G_{\max}(\alpha_{\lim}) = 0.$$

В этом случае мобильная машина теряет устойчивость и опрокидывается под действием лишь собственного веса – веса металлоконструкции манипуляционной системы Q_m и базового шасси Q_s .

Рис. 12 дает представление о влиянии дополнительной анкерровки выносных опор на величину угла α_{\lim} . Видно, что для рассмотренных реальных вариантов мобильных машин этот угол является значительным, существенно превышающим имеющиеся паспортные рекомендации заводов-изготовителей по безопасной эксплуатации мобильных кранов-манипуляторов даже при отсутствии дополнительной анкерровки выносных опор. Поэтому он не представляет большого практического интереса при нормальных условиях эксплуатации кранов-манипуляторов.

Угол α_{\lim} может быть приближенно определен в результате решения упрощенного нелинейного алгебраического уравнения вида

$$M_o + Q_s(l_C \cos \alpha_{\lim} - h_C \sin \alpha_{\lim}) + Q_m[(l_C - l_B) \cos \alpha_{\lim} - h_B \sin \alpha_{\lim}] = 0,$$

в котором не учитываются слагаемые, связанные с ветровыми нагрузками на транс-

портируемый груз, манипуляционную систему и базовую машину. При отсутствии дополнительной анкерровки выносных опор предельный угол наклона опорной площадки α_{\lim} определяется как

$$\alpha_{\lim} = \arctg \left[\frac{Q_s l_C + Q_m (l_C - l_B)}{Q_s h_C + Q_m h_B} \right].$$

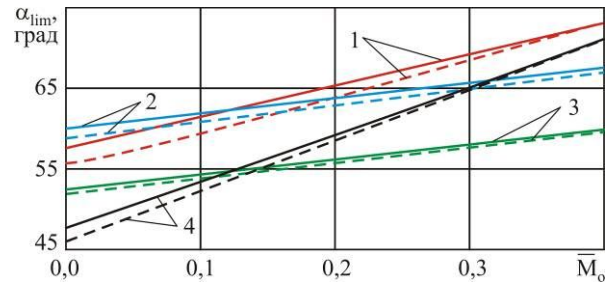


Рис. 12. Влияние дополнительной анкерровки выносных опор на величину предельного угла наклона опорной площадки мобильной машины: ——— - ветровая нагрузка отсутствует; - - - - - ветровая нагрузка присутствует (номера графиков соответствуют вариантам расчета)

Значения угла α_{\lim} , рассчитанные по данным упрощенным зависимостям, являются завышенными на $1...3^\circ$. В исследованном интервале значений $\bar{M}_o \in [0; 0,4]$ и ветровых нагрузок, соответствующих рекомендуемым условиям эксплуатации мобильных машин с манипуляционными системами, зависимости $\alpha_{\lim}(\bar{M}_o)$ являются линейными и могут быть выражены в виде

$$\alpha_{\lim}(\bar{M}_o) = \alpha_{\lim}(0) - v_{\alpha_{\lim}} \bar{M}_o, \quad (6)$$

где $\alpha_{\lim}(0)$, $v_{\alpha_{\lim}}$ - расчетные коэффициенты, значения которых приведены в табл. 2.

Предельный угол наклона опорной площадки α_{\lim} может приниматься во внимание при возможных экстремальных условиях эксплуатации кранов-манипуляторов, связанных с их использованием в чрезвычайных ситуациях. Анализ данных на рис. 12 показывает, что дополнительная анкерровка выносных опор мобильных транспортно-технологических машин способна существенно повысить величину предельного угла наклона опорной площадки, при котором еще возможна эксплуатация машин в чрезвычайных условиях.

Выводы.

1. Разработанная математическая модель расчета характеристик против опрокидывания мобильных транспортно-технологических машин, оснащенных грузоподъемными манипуляционными системами, позволяет выполнить количественную оценку степени влияния дополнительной анкеровки выносных опор на повышение грузовой устойчивости мобильных машин при проведении погрузочно-разгрузочных работ.

Математическая модель носит универсальный характер, так как она позволяет оценить эффективность дополнительной анкеровки независимо от конструктивного исполнения выносных опор и размещения анкерных устройств.

2. На примере нескольких типов мобильных машин показана эффективность применения выносных опор со встроенными анкерными устройствами на основе прокалывающих грунт рабочих элементов. Анкеровка выносных опор позволяет повысить величину наибольшего допустимого веса транспортируемого груза на максимальном вылете манипуляционной системы и величину допустимого вылета манипуляционной системы за ребро опрокидывания, а также уменьшить допустимую ширину опорного контура мобильной машины. Данные положительные эффекты от дополнительной анкеровки выносных опор имеют важное значение при эксплуатации специальных мобильных машин и производстве погрузочно-разгрузочных работ в экстремальных условиях или при проведении аварийно-спасательных работ при ликвидации последствий природных и техногенных аварий и катастроф.

3. Предложенные аппроксимационные формулы для приближенной оценки основных характеристик грузовой устойчивости по опрокидыванию мобильных машин на основе их линейной зависимости от угла наклона к горизонту опорной поверхности и относительной степени дополнительной анкеровки выносных опор достаточно точно позволяют выполнить необходимые расчеты. Точность аппроксимации лежит максимально в пределах до 10%. Предложенные рекомендации по рациональному выбору точек аппроксимации позволяют заметно повысить ее точность для конкретных условий экс-

плуатации мобильных транспортно-технологических машин.

Список литературы

1. Методические рекомендации. Краны стреловые самоходные. Нормы расчета устойчивости против опрокидывания: РД НИИ-ИК-05-07. – Утв. Ростехнадзором 01.03.07 г.
2. Александров, М.П. Грузоподъемные машины / М.П. Александров. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана – Высшая школа, 2000. – 552 с.
3. Белецкий, Б.Ф. Строительные машины и оборудование / Б.Ф. Белецкий, И.Г. Булгакова. – Ростов-на-Дону: Феникс, 2005. – 608 с.
4. Лагереv, И.А. Сравнительный анализ гидравлических кранов-манипуляторов транспортно-технологических машин и гидравлических манипуляторов промышленных роботов / И.А. Лагереv // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. – 2016. – №3. – С. 16-43. DOI: 10.5281/zenodo.1198767
5. Анисимов, Г.М. Основы научных исследований лесных машин / Г.М. Анисимов, А.М. Кочнев. – М.: Лань, 2010. – 526 с.
6. Емтыль, З.К. Совершенствование кинематики, динамики и конструкции лесопромышленных гидроманипуляторов: автореферат дис. ... докт. техн. наук / Емтыль Зауркан Камболетович. – Воронеж: ВГЛТА, 2002. – 35 с.
7. Подъемно-транспортные машины: атлас конструкций / Под ред. М.П. Александрова, Д.Н. Решетова. – М.: Машиностроение, 1987. – 122 с.
8. Autocrane Company [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://www.autocrane.com>.
9. Terex Cranes [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://www.terex.com/cranes/ru/products/pickcarrycranes/index.htm>.
10. Timbco, TimberPro and Pat Crawford Companies [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://timberpro.com>.
11. Надежность в технике. Оценка параметров безопасности колесных и гусеничных машин по опрокидыванию. Характеристики динамической и статической устойчивости: РД 50-233-81. – Утв. Госкомитет по стандартам 01.01.1982 г. – введ. в действие 01.01.82 г.

12. А.с. 606804 СССР: МПИ2 В66С 23/78. Выносная опора грузоподъемной машины / Пенчук В.А., Прилепский Р.К., Баранчиков А.В.; заявитель и патентообладатель Макевский инженерно-строительный институт и комбинат «Донецктяжстрой». – № 2421965/27; заявл. 18.11.76; опубл. 15.05.78, Бюл. 18.
13. Пат. 61699 Рос. Федерация: МПК5 В66 С 23/78. Выносная опора землеройно-транспортной машины / Левченко С.А., Миркин С.Н., Егоров К.Д.; заявитель и патентообладатель ФГОУ ВПО «Саратовский государственный аграрный университет им. Н.И. Вавилова». – № 2006133490/22; заявл. 18.09.2006; опубл. 10.03.2007, Бюл. 7.
14. Пат. 165312 Рос. Федерация: МПК7 В66С23/64. Выносная опора подъемно-транспортной машины / Лагерев И.А., Ковальский В.Ф., Толкачев Е.Н., Шатунова Е.А., Лагерев А.В.; заявитель и патентообладатель ФГБОУ ВО «БГУ имени академика И.Г. Петровского». – №2016116467; заявл. 26.04.16; опубл. 10.10.2016, Бюл. 28.
15. Лагерев, И.А. Повышение безопасности эксплуатации мобильных транспортно-технологических машин с манипуляционными системами при работе с аутригерами / И.А. Лагерев, А.В. Лагерев // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. – 2017. - №3. – С. 296-302. DOI: 10.22281/2413-9920-2017-03-03-296-302
16. Бычков, И.С. Оценка устойчивости грузоподъемного крана, оборудованного грунтовыми якорями / И.С. Бычков // Вестник СибАДИ. – 2017. - № 3 (55). – С. 7-11.
17. Лагерев, И.А. Моделирование рабочих процессов манипуляционных систем мобильных многоцелевых транспортно-технологических машин и комплексов / И.А. Лагерев. – Брянск: РИО БГУ, 2016. – 371 с. DOI: 10.5281/zenodo.1198980
18. Соколов, С.А. Металлические конструкции подъемно-транспортных машин / С.А. Соколов. – СПб.: Политехника, 2005. – 423 с.
19. Лагерев, А.В. Нагруженность подъемно-транспортной техники / А.В. Лагерев. – Брянск: БГТУ, 2010. – С. 125-143.

Сведения об авторах

Лагерев Александр Валерьевич – доктор технических наук, профессор, заместитель директора по научной работе НИИ фундаментальных и прикладных исследований ФГБОУ ВПО «Брянский государственный университет имени академика И.Г. Петровского», bsu-avl@yandex.ru.

ORCID: 0000-0003-0380-5456.

Лагерев Игорь Александрович – доктор технических наук, доцент, проректор по инновационной работе ФГБОУ ВПО «Брянский государственный университет имени академика И.Г. Петровского»,

lagerev-bgu@yandex.ru.

ORCID: 0000-0002-0921-6831.

THE INFLUENCE OF ANCHORING OF REMOTE SUPPORTS ON THE STABILITY OF MOBILE TRANSPORT AND TECHNOLOGICAL MACHINES EQUIPPED WITH BOOM LIFT MANIPULATORS

Lagerev A.V., Lagerev I.A.

Academician I.G. Petrovskii Bryansk State University (Bryansk, Russian Federation)

The article presents a mathematical model for calculating the characteristics of stability against overturning for mobile transport and technological machines equipped with boom lift manipulators. This model allows us to perform a quantitative assessment of the degree of influence of anchoring of outriggers on the increase of cargo stability of mobile machines during loading and unloading operations. The mathematical model is universal: it allows to estimate efficiency of additional anchoring irrespective of a design of outriggers and placement of anchor devices. On the example of several types of mobile machines shows the effectiveness of outriggers with built-in anchor devices on the basis of piercing working elements. The quantitative analysis of the impact of anchoring on the increase in the weight of the transported cargo and the maximum departure of the handling system and the reducing the width of the support contour of the mobile machine was performed. The analysis of the influence of anchoring on the increase of the maximum allowed angle of inclination of the support surface on which the mobile machine can be operated under the condition of stability against overturning was performed. These positive effects of additional anchoring of outriggers are important in the operations of special mobile machines, in the operations of loading and unloading operations in extreme conditions or during rescue operations in the aftermath of natural and man-made accidents and catastrophes. The formulas for linear two-factor approximation of the main characteristics of cargo stability against overturning of mobile machines depending on the angle of inclination to the horizon of the support contour and the degree of anchoring of outriggers was proposed. The accuracy of the approximation is maximum within 10%. The proposed recommendations for the rational choice of approximation points can significantly improve its accuracy for specific operating conditions of mobile transport and technological machines.

Keywords: boom lift manipulator, mobile transport and technological machine, remote support, anchoring, stability, overturning, increasing stability

DOI: 10.22281/2413-9920-2018-04-02-152-169

The study was supported by the grant of Russian science Foundation (project No. 17-79-10274)

References

1. RD NIIK-05-07. *Metodicheskie rekomendatsii. Krany strelovye samokhodnye. Normy rasheta ustoychivosti protiv oprokidyvaniya* [Methodical recommendation. Self-propelled jib cranes. Norms of calculation of stability against overturning]. Moscow, Rostekhнадзор, 2007. (In Russian)
2. Aleksandrov M.P. *Gruzopodemnyye mashiny* [Lifting-transport machines]. Moscow, MGTU imeni N.E. Bauman, 2000. 552 p. (In Russian)
3. Beletskiy B.F. *Stroitelnye mashiny i oborudovaniya* [Construction machinery and equipment]. Rostov-na-Donu, Feniks, 2005. 608 p. (In Russian)
4. Lagerev I.A. Comparative analysis of hydraulic crane-manipulating installations transport and technological machines and industrial robots hydraulic manipulators. *Nauchno-tekhnicheskii vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta*, 2016, No.3, pp. 16-49. DOI: 10.5281/zenodo.1198767 (In Russian)
5. Anisimov G.M., Kochnev A.M. *Osnovy nauchnykh issledovaniy lesnykh mashyn* [Fundamentals of scientific research of forestry machinery]. Moscow, Lan, 2010. 526 p. (In Russian)
6. Emyl Z.K. Improving the kinematics, dynamics and design of timber cranes. Diss. Doct. Sci. (Engineering). Voronezh, 2002. 35 p. (In Russian)
7. Aleksandrov M.P., Reshetov D.N. Lifting-transport machines. Moscow, Mashinostroenie, 1987. 122 p. (In Russian)
8. Autocrane Company. Available: <http://www.autocrane.com>.
9. Terex Cranes. Available: <http://www.terex.com/cranes/ru/products/pickcarrycranes/index.htm>.
10. Timbco, TimberPro and Pat Crawford Companies. Available: <http://timberpro.com>.
11. 1. RD 50-233-81. *Nadezhnost v tekhnike. Otsenka parametrov bezopasnosti kolesnykh i gusenichnykh mashin po oprokidyvaniyu. Kharakteristiki dinamicheskoy i staticheskoy ustoychivosti* [Reliability in technology. Assessment of safety parameters of wheeled and

tracked vehicles for tipping. Dynamic and static stability characteristics]. Moscow, Goskomitet po standartam, 1982. (In Russian)

12. Patent USSR 606804, B66C 23/78. *Vynosnaya opora gruzopodemnoy mashiny* [Outrigger of lifting machine]. Penchuk V.A., Prilepskiy R.K., Baranchikov A.V. Published 15.05.1978. (In Russian)

13. Patent RU 61699, B66C 23/78. *Vynosnaya opora zemleroyno-transportnoy mashiny* [Outrigger of earth-moving transport machine]. Levchenko S.A., Mirkin S.N., Egorov K.D. Published 10.03.2007. (In Russian)

14. Patent RU 165312, B66C23/64. *Vynosnaya opora podemno-transportnoi mashiny* [Outrigger of lifting and transport machines]. Lagerev I.A., Kovalskiy V.F., Tolkachev E.N., Shatunova E.A., Lagerev A.V. Declared 26.04.2016. Published 10.10.2016. (In Russian)

15. Lagerev I.A., Lagerev A.V. Improving the safety of operation mobile transport and technological machines with manipulators when working with outriggers. *Nauchno-tekhnicheskiy vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta*, 2017, No.3, pp. 296-302. DOI: 10.22281/2413-9920-2017-03-03-296-302 (In Russian)

16. Bychkov I.S. *Otsenka ustoychivosty gruzopodemnogo krana, oborudovannogo grunтовыми yakoryami* [Evaluation of the stability of a crane equipped with ground anchors]. *Vestnik Si-*

bADI, 2017, No.3, pp. 7-11. DOI: 10.26518/2071-7296-2017-3(55)-7-11 (In Russian)

17. Lagerev I.A. *Modelirovanie rabochikh protsessov manipulyatsionnykh sistem mobilnykh mnogotselovykh transportno-tekhnologicheskikh mashin i kompleksov* [Modeling of work processes in manipulation systems for mobile multi-purpose transport and technological machines and complexes]. Bryansk, RIO BGU, 2016. 371 p. DOI: 10.5281/zenodo.1198980 (In Russian)

18. Sokolov S.A. *Metallicheskie konstruksii podemno-transportnykh mashin* [Lifting-transport machines metall constructions]. SPb, Politekhnik, 2005. 423 p. (In Russian)

19. Lagerev A.V. *Nagruzhenost podemno-transportnoy tekhniki* [Load lifting and transport equipment]. Bryansk, BGTU, 2010. 180 p. (In Russian)

Authors' information

Alexander V. Lagerev - Doctor of Technical Sciences, Professor, Vice director of Research Institute of Fundamental and Applied Research at Academician I.G. Petrovskii Bryansk State University, bsu-avl@yandex.ru.

ORCID: 0000-0003-0380-5456.

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

ORCID: 0000-0002-0921-6831.

Дата принятия к публикации
(Date of acceptance for publication)
19.03.2018

Дата публикации
(Date of publication):
25.06.2018



УДК 539.3 (621.878)

ИССЛЕДОВАНИЕ НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОГО СОСТОЯНИЯ ТЯГОВОЙ РАМЫ СКРЕПЕРА

Нилов В.А.¹, Федоров Е.В.²

¹ - Воронежский государственный технический университет (Воронеж, Россия)

² - Учебно-научный центр Военно-воздушных сил «Военно-воздушная академия имени профессора Н.Е. Жуковского и Ю.А. Гагарина» (Воронеж, Россия)

В работе рассмотрены вопросы нагружения тяговой рамы скрепера на тяговом и транспортном режимах. При копании грунта исследован случай передачи тягового усилия трактора непосредственно на ковш, минуя тяговую раму. Установлено благоприятное влияние на напряженно-деформированное состояние тяговой рамы скрепера её разгрузки от тягового усилия трактора.

Ключевые слова: Скрепер, тяговая рама, суммарные напряжения, деформация.

DOI: 10.22281/2413-9920-2018-04-02-170-179

Скреперные агрегаты выполняют значительный объем земляных работ в дорожном и мелиоративном строительстве, их часто применяют на вскрышных карьерных работах [1]. Как правило, тягач скреперного агрегата и ковш скрепера соединяют тяговой рамой, имеющей значительную массу и габариты.

На тяговом и транспортном режимах работы скреперного агрегата тяговая рама испытывает значительные нагрузки, которые определяют расчетные положения, необходимые для выполнения прочностных расчетов металлоконструкций. Теория и практика создания скреперных агрегатов выработала несколько основных расчетных положений [2]. В работах [3, 4] показана острая необхо-

димость и реальная возможность уменьшения высоты приложения тяговой нагрузки к трактору скреперного агрегата со стороны ковша скрепера (например, скрепер ДЗ-87-1 (рис. 1) на базе двухосного колесного трактора).

Такое конструктивное решение [4] не только уменьшает перераспределение вертикальных нагрузок на мосты колесного тягача, но и полностью разгружает тяговую раму скрепера от значительных растягивающих нагрузок при копании. На транспортном режиме (рис. 2) сила тяги трактора 1 передается на ковш 2 через седельное шаровое устройство 3 и тяговую раму 4. Для копания грунта (рис. 3) оператор перемещает шаровое седельное-сцепное устройство 3 ближе к



Рис. 1. Полуприцепной скрепер ДЗ-87-1 с шаровым седельно-сцепным устройством

тягачу 1 и опускает ковш 2. При этом буксирная скоба 5 входит в зацепление с буксирным крюком 6 тягача 1. В результате сила тяги тягача 1 передается на ковш 2 при копании грунта, минуя тяговую раму 4.

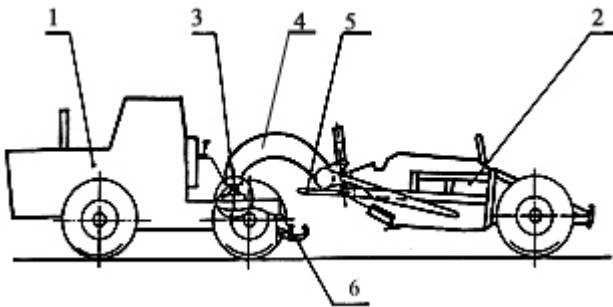


Рис. 2. Транспортировка грунта:
1 – тягач; 2 – ковш; 3 – шаровое седельно-сцепное устройство; 4 – рама тяговая;
5 – скоба буксирная; 6 – крюк буксирный

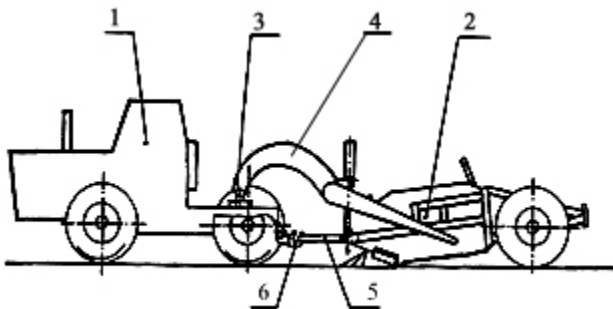


Рис. 3. Копание грунта:
1 – тягач; 2 – ковш; 3 – шаровое седельно-сцепное устройство; 4 – рама тяговая;
5 – скоба буксирная; 6 – крюк буксирный

Вопрос влияния разгрузки тяговой рамы скрепера от тягового усилия трактора на её напряженно-деформированное состояние рассмотрен в [5]. В настоящей работе полученный материал приводится в расширенном изложении и затрагивает не только тяговый, но и транспортный режим работы скреперного агрегата. Рассмотрим расчетные положения тягового и транспортного режимов полуприцепного скрепера [2].

Тяговой режим. Занимает у колесных скреперов около 20% времени цикла. Скрепер разрабатывает грунт под уклон и без толкача. Ковш скрепера заполнен грунтом на 80%, на скрепер действует максимальное тяговое усилие трактора T с учетом проекции веса трактора на направление движения. Глубина резания минимальная, динамиче-

ские нагрузки незначительны. Ковш выглубляют, вертикальная составляющая усилия копания $P_2 = 0,5P_1$ и направлена вниз.

Транспортный режим. Занимает у колесных скреперов до 80% времени цикла. Скрепер движется по горизонтальной неровной поверхности с ковшом, заполненным «шапкой». На машину действуют активные силы – вес груженого скрепера $\kappa_\delta * G$, окружная сила на ведущих колесах P_k и реактивные нормальные реакции грунта на колеса, силы сопротивления качению P_f на колесах. Расчетная величина веса скрепера определена с учетом коэффициента динамичности, который для самоходных скреперов следует принимать $\kappa_\delta = 2,0$. Для полуприцепного скрепера к двухосному тягачу κ_δ можно принимать равным 1,5.

Исходные данные для расчета тяговой рамы приведены в табл. 1.

Таблица 1

Исходные данные для расчета тяговой рамы

Тяговой режим		
1	T – тяговое усилие трактора, кН	75,33
2	$P_{ин}$ – сила инерции ковша с грунтом, кН	13,88
3	G_p – вес рамы тяговой, кН	9,61
4	G_k – вес ковша скрепера, кН	15,0
5	G_{gp} – вес грунта в ковше, кН	57,6
6	P_1 – усилие на ноже горизонтальное, кН	89,21
7	P_2 – усилие на ноже вертикальное, кН	44,6
8	Уклон забоя, град	15
Транспортный режим		
1	$T=R_2f$ – тяговое усилие трактора, кН	7,0
2	$G_p=\kappa_\delta G_p$ – вес рамы тяговой, кН	14,4
3	$G_k=\kappa_\delta G_k$ – вес ковша скрепера, кН	22,5
4	$G_{gp}=\kappa_\delta G_{gp}$ – вес грунта в ковше, кН	118,8

Исследование напряженно-деформированного состояния тяговой рамы выполнено в одинаковых с работой [5] условиях с помощью программы АРМ, интегрированной в графический редактор «Компас» версии 16.1. Расчет выполнен для исходных данных, приведенных выше в табл. 1, для трех расчетных случаев нагружения тяговой рамы:

- первый расчетный случай – сила тяги трактора T приложена к шаровому шарниру арки-хобота;

- второй расчетный случай – сила тяги T приложена непосредственно к ковшу, минуя тяговую раму;

- третий расчетный случай – транспортный режим скрепера.

На рис. 4 представлены схемы сил, действующих на ковш скрепера и его тяговую раму при копании грунта.

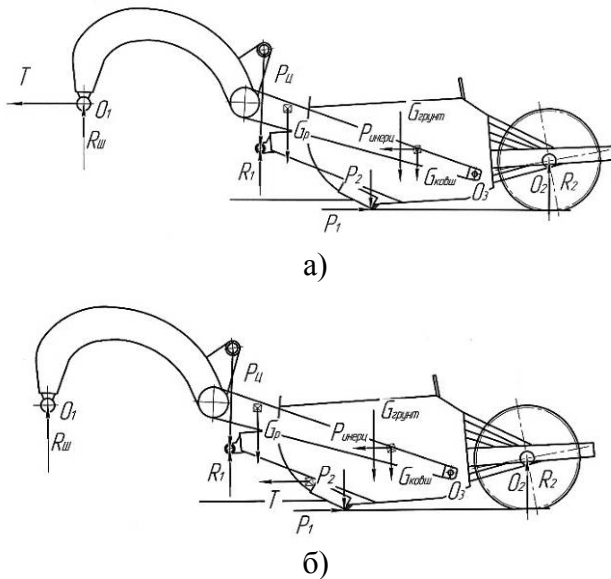


Рис. 4. Схемы нагружения тяговой рамы скрепера при копании грунта, сила тяги трактора приложена: а - к шаровой опоре; б - непосредственно к ковшу

Расчет выполнен для материала тяговой рамы с пределом текучести 235 МПа. При построении конечноэлементной сетки длина конечного элемента принята величиной 18 мм. Поскольку тягач и скрепер не имеют общей рамы, то при назначении закреплений принято закрепление в упряжном шарнире по всем трем осям, а шаровая опора по оси X имеет

возможность перемещения (не закреплена). Объемная модель тяговой рамы скрепера приведена на рис. 5.

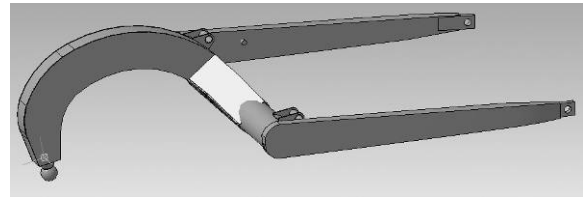


Рис. 5. Объемная модель тяговой рамы скрепера

На рис. 6-11 представлены результаты исследования напряженно-деформированного состояния тяговой рамы при копании грунта (первое и второе расчетные положения), а на рис. 12-14 – результаты на транспортном режиме скрепера (третье расчетное положение).

В табл. 2 даны внешние нагрузки, действующие на ковш скрепера и его тяговую раму в расчетных положениях копания и транспортирования грунта, а в табл. 3 – нагрузки, действующие на тяговую раму в этих расчетных положениях.

Интересно отметить, что разгрузка тяговой рамы скрепера от значительного тягового усилия трактора $T = 75,33$ кН приводит к незначительному уменьшению усилия (табл. 3) в гидроцилиндрах ковша $P_{иц}$, при этом вертикальная реакция на шаровой опоре $R_{ш}$ значительно уменьшается (с 63,88 кН до 50,0 кН, т.е. на 21,7%). Вертикальная реакция в упряжном шарнире R_3 (точка O_3 на рис. 4) при этом возрастает (с 29,2 кН до 42,3 кН, Вертикальная реакция в упряжном шарнире R_3 (точка O_3 на рис. 4) при этом возрастает (с 29,2 кН до 42,3 кН, т.е. на 44,8%).

Таблица 2

Расчетные положения и внешние нагрузки

Расчетные положения	Внешние нагрузки, кН						
	T	G_p	G_k	$G_{зр}$	$P_{иц}$	P_1	P_2
Копание грунта (сила тяги приложена к тяговой раме)	75,33	9,61	15	57,6	13,88	89,21	44,6
Копание грунта (сила тяги приложена к ковшу)	-	9,61	15	57,6	13,88	89,21	44,6
Транспортирование грунта ($\kappa_d=1,5$)	7,0	14,41	22,5	118,8	-	-	-

Примечание. Вертикальная составляющая P_2 силы копания приложена вниз.

Таблица 3

Расчетные положения и нагрузки в металлоконструкциях тяговой рамы

Расчетные положения	Нагрузки в элементах металлоконструкции, кН			
	$R_{ш}$	$P_{ц}$	R_3	R_2
Копание грунта (сила тяги приложена к тяговой раме)	63,88	82,76	29,2	62,92
Копание грунта (сила тяги приложена к ковшу)	50	82,18	42,3	75,13
Транспортирование грунта ($\kappa_d=1,5$)	53,82	91,39	50	100

Внешние нагрузки на тяговую раму на транспортном режиме изменяются неоднородно. Вертикальная нагрузка на шаровую опору $R_{ш}$ уменьшается (с 63,88 кН до 53,82 кН, т.е. на 15,7%), усилие в гидроцилиндрах подъема ковша увеличивается (с 82,76 кН до 91,39 кН, т.е. на 10%). Значительно увеличиваются вертикальные нагрузки в упряжном шарнире R_3 (с 29,2 кН до 50 кН, т.е. на 71,2%) и на задний мост ковша R_2 (с 62,92 кН до 100 кН, т.е. на 58,9%).

Данные, приведенные на рис. 6 и 7, свидетельствуют о существенном нагружении всех элементов тяговой рамы и значительных перемещениях её элементов (4,29...5,45 мм). Причем, максимальные перемещения зафиксированы в поперечной балке, где суммарные напряжения не являются максимальными и составляют всего 25,3 МПа. Максимальные суммарные напряжения зафиксированы в нижнем поясе арки-хобота (154,2 МПа) и шаровой опоре (163,8 МПа).

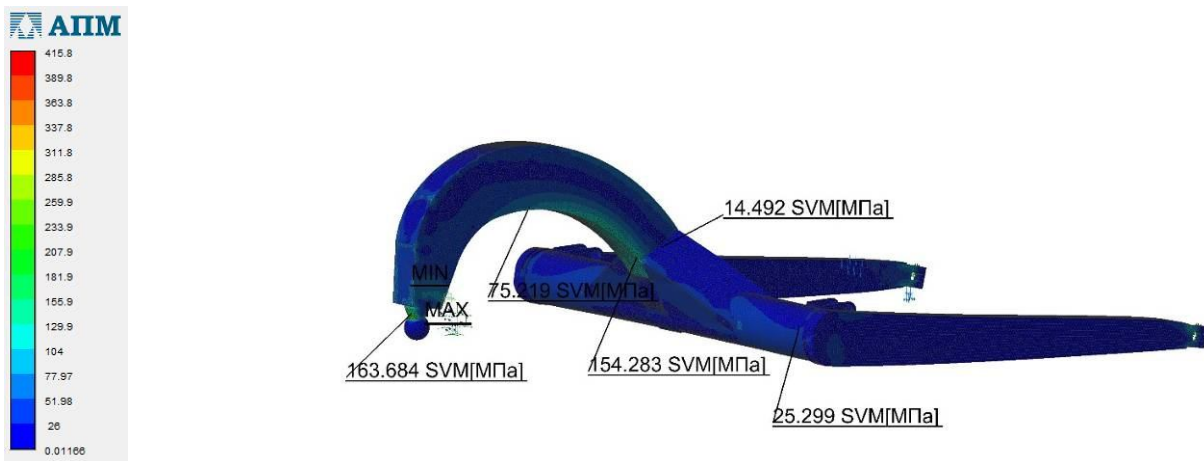


Рис. 6. Суммарные напряжения в тяговой раме при копании грунта (тяговая нагрузка передается через неё)

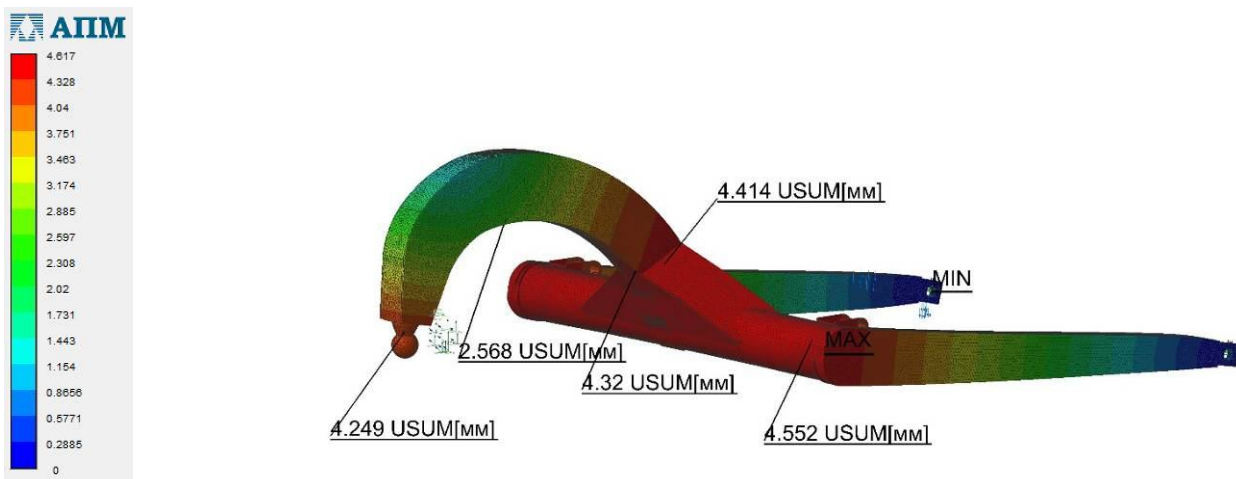


Рис. 7. Суммарные перемещения в тяговой раме при копании грунта (тяговая нагрузка передается через неё)

Как видно из данных, приведенных на рис. 6-8, сила тяги тягача T и вертикальная реакция R_2 в шаровом шарнире (рис. 4, а) нагружают арку-хобот тяговой рамы существенным изгибающим моментом, создавая значительные растягивающие напряжения по её нижнему периметру. Коэффициент запаса по пределу текучести составляет всего 1,39...1,85 (рис. 8), что недостаточно для нормальной эксплуатации тяговой рамы при таких расчетных нагрузках и требует перехода на малолегированную сталь 10ХСНД вместо стали 20 или усиления нижнего пояса арки-хобота тяговой рамы.

Разгрузка тяговой рамы от усилия тягача существенно улучшает её напряженно-деформированное состояние. Суммарные напряжения составляют 63,2...48,5 МПа (уменьшаются на 61,3...68,6%), перемещения составляют всего 0,93...2,13 мм (уменьшаются на 78...50,7%).

Коэффициент усталостной прочности по пределу текучести (рис. 11) увеличивается до значений 3,7...9,5 (на 64...66,3%). Это объясняется тем, что одновременно с исключением силового воздействия на тяговую раму со стороны тягача одновременно уменьшается и величина вертикальной реакции R_2 на шаровую опору.

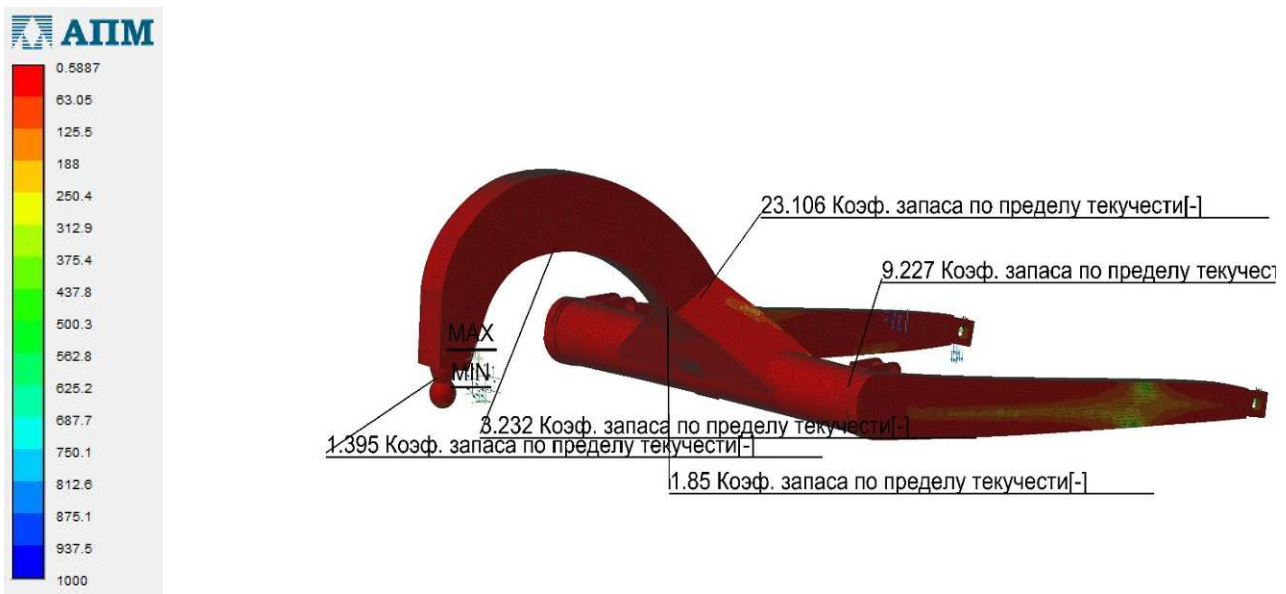


Рис. 8. Коэффициент запаса в тяговой раме при копании грунта (тяговая нагрузка передается через неё)

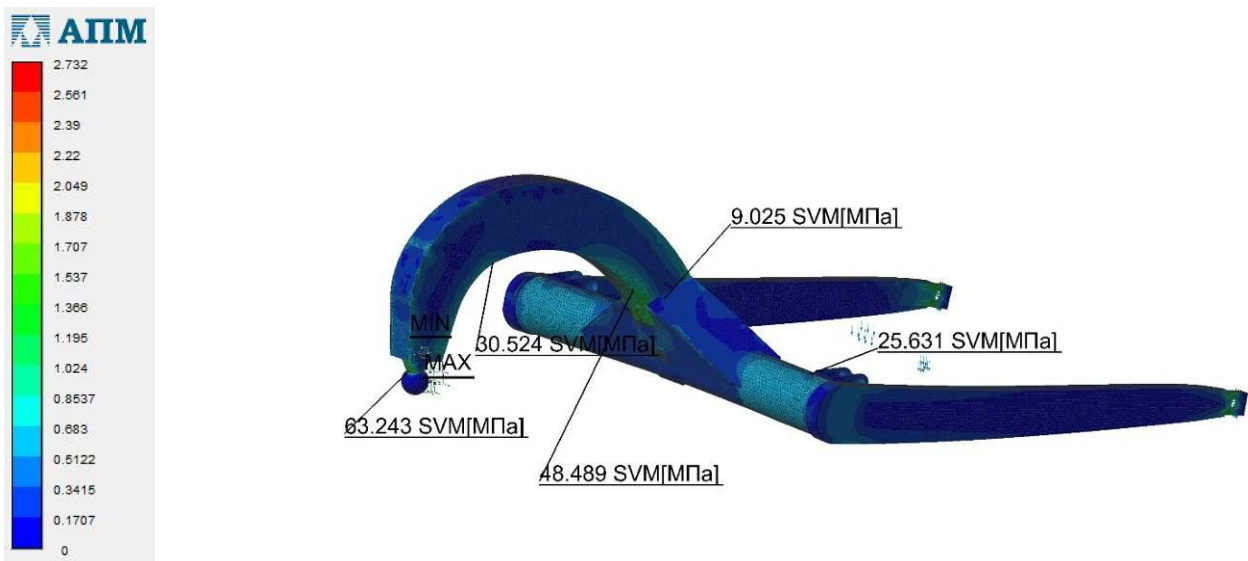


Рис. 9. Суммарные напряжения в тяговой раме при копании грунта (тяговая нагрузка передается сразу на ковш)

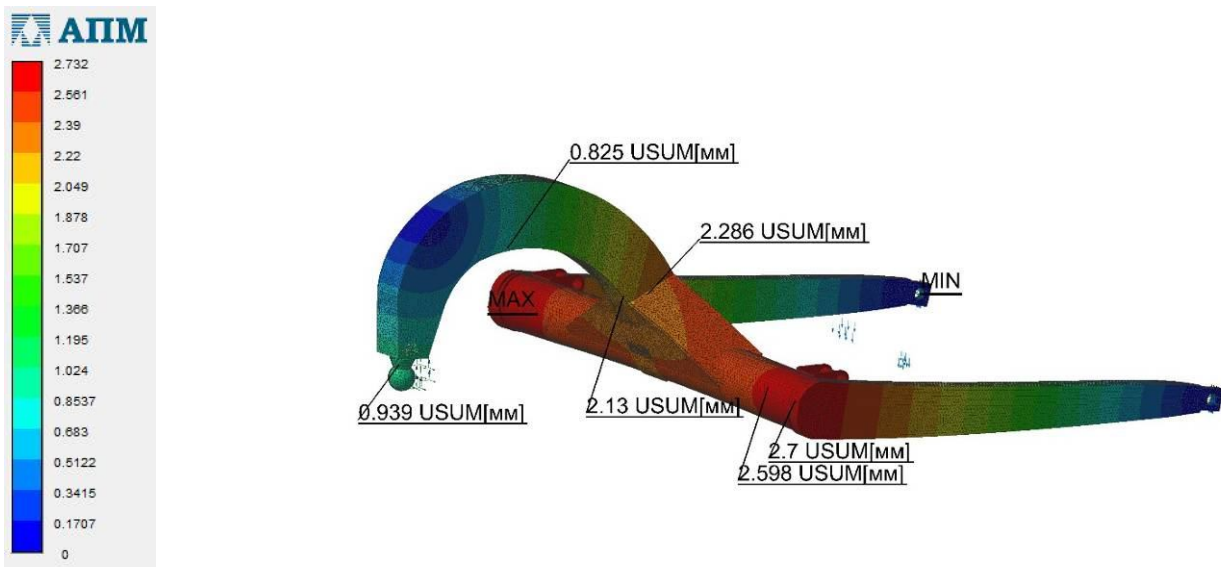


Рис. 10. Суммарные перемещения в тяговой раме при копании грунта (тяговая нагрузка передается сразу на ковш)



Рис. 11. Коэффициент запаса в тяговой раме при копании грунта (тяговая нагрузка передается сразу на ковш)

В целом, полученные результаты подтверждают существенное улучшение напряженно-деформированного состояния тяговой рамы и особенно её наиболее нагруженной части – арки-хобота.

Исследование напряженно-деформированного состояния тяговой рамы на транспортном режиме иллюстрируют рис. 12-14. Они свидетельствуют о том, что максимальные суммарные напряжения в арке-хоботе тяговой рамы в этом случае составляют 52, 3...80,8 МПа, что существенно меньше суммарных напряжений при копании грунта, рис. 6.

Суммарные перемещения в арке-хоботе, также уменьшаются и составляют всего 1,21...2,47 мм, что соответствует перемещениям в арке-хоботе, когда тяговая рама разгружена от силы тяги трактора (рис. 10).

Коэффициент запаса по пределу текучести арки-хобота (рис. 14) превышает аналогичный показатель для копания грунта (рис. 8) примерно на 49...61%.

В табл. 4 и 5 приведены сводные результаты расчета напряженно-деформированного состояния тяговой рамы.

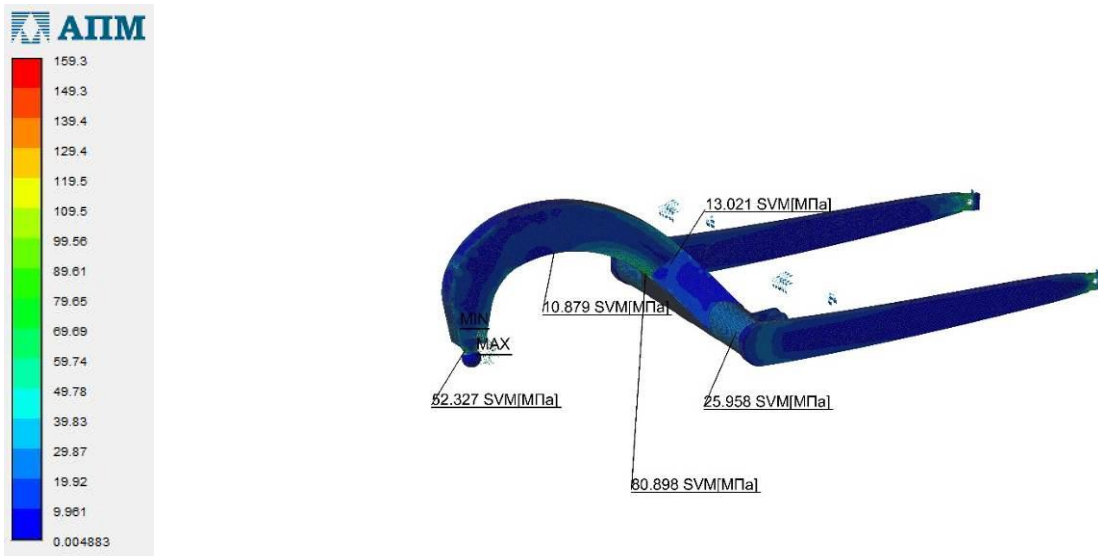


Рис. 12. Суммарные напряжения в тяговой раме на транспортном режиме

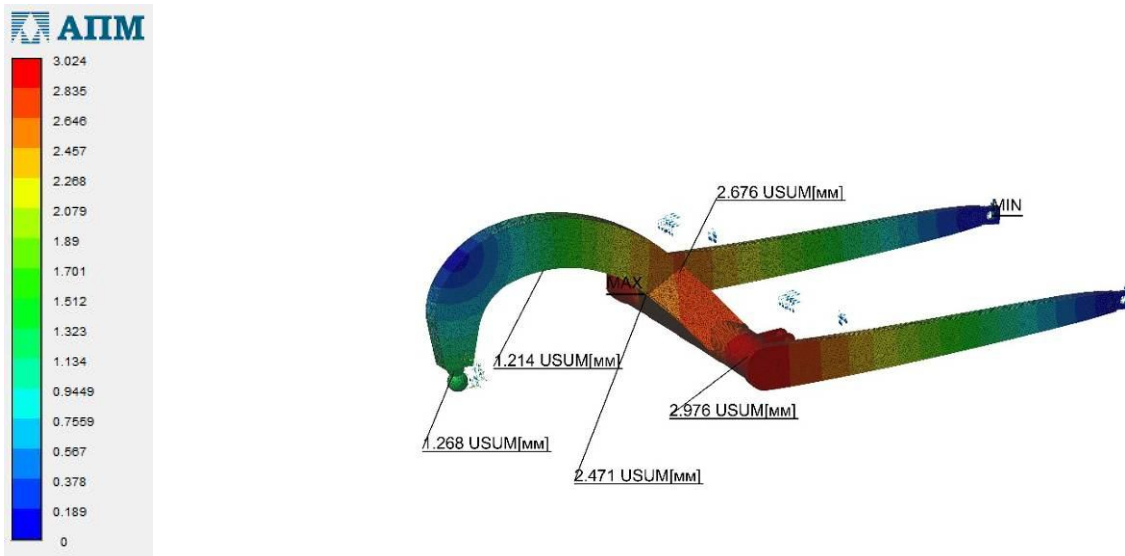


Рис. 13. Суммарные перемещения в тяговой раме на транспортном режиме

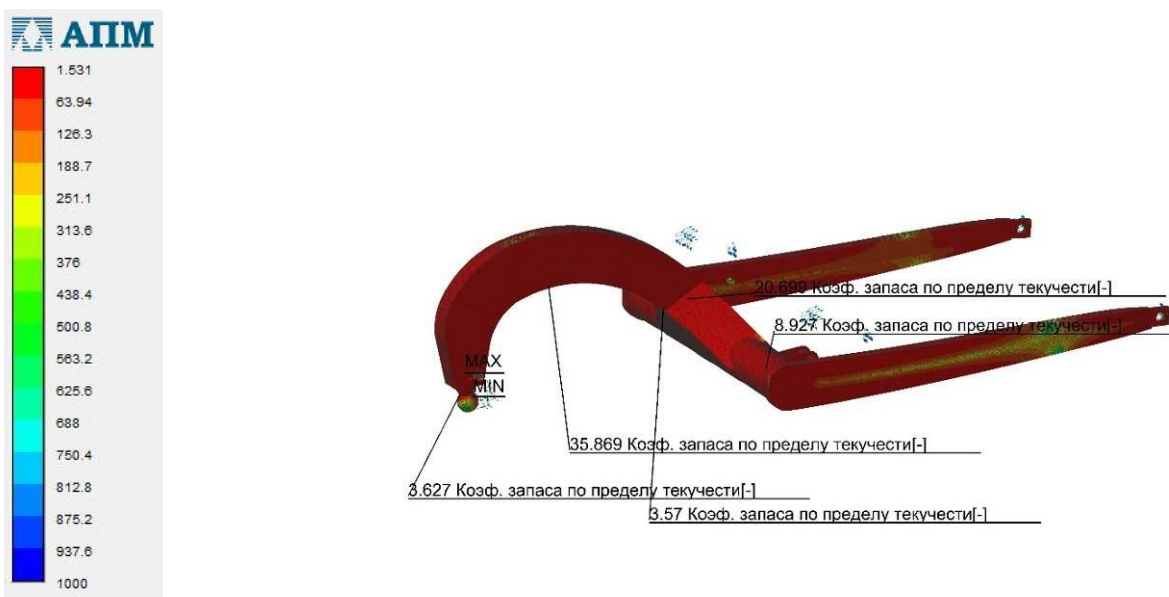


Рис. 14. Коэффициент запаса в тяговой раме на транспортном режиме

Таблица 4

Напряженно-деформированное состояние тяговой рамы скрепера

Расчетные положения	Места измерений											
	Шаровая опора			Средина арки-хобота			Стык арки-хобота и поперечной балки			Поперечная балка		
	σ , МПа	S , мм	К-т запаса	σ , МПа	S , мм	К-т запаса	σ , МПа	S , мм	К-т запаса	σ , МПа	S , мм	К-т запаса
Копание грунта (сила тяги приложена к тяговой раме)	163,7	4,25	1,39	75,2	2,57	3,23	14,5	4,14	23,1	25,3	4,5	9,22
Копание грунта (сила тяги приложена к ковшу)	63,2	0,94	33,8	30,5	0,82	9,5	9,0	2,28	18,4	25,6	2,7	9,6
Транспортирование грунта ($\kappa_0=1,5$)	52,3	1,27	3,62	10,8	1,21	35,8	13,0	2,67	20,7	25,9	2,97	8,92

Примечание: Коэффициент запаса определяется по пределу текучести материала.

Таблица 5

Максимальные параметры нагружения тяговой рамы (переход арки-хобота в поперечную балку)

Расчетные положения	Место измерения: арка-хобот, до стыка с поперечиной		
	σ , МПа	S , мм	Коэффициент запаса
Копание грунта (сила тяги приложена к тяговой раме)	154	4,32	1,85
Копание грунта (сила тяги приложена к ковшу)	48,49	2,13	4,46
Транспортирование грунта ($\kappa_0=1,5$)	80,9	2,47	3,57

Табл. 4 показывает, что напряженно-деформированное состояние поперечной балка тяговой рамы практически не зависит от режима работы скрепера, тогда как наиболее нагруженным элементом является арка-хобот тяговой рамы (место перехода арки-хобота в поперечную балку).

Выполненные исследования свидетельствуют о благоприятном влиянии на напряженно-деформированное состояние тяговой рамы её разгрузки от силы тяги трактора при копании грунта и подтверждают целесообразность передачи тягового усилия трактора непосредственно на ковш, минуя тяговую раму. При этом нагружение тяговой рамы примерно соответствует её состоянию при транспортировании грунта (табл. 4), а наиболее нагруженная её часть – (переход арки-хобота в поперечную балку) нагружается меньше, чем на транспортном режиме (табл. 5).

речную балку) нагружается меньше, чем на транспортном режиме (табл. 5).

Выводы.

1. Разгрузка тяговой рамы от усилия трактора при копании грунта благотворно сказывается на её напряженно-деформированном состоянии.

2. Напряженно-деформированное состояние тяговой рамы при передаче силы тяги трактора непосредственно на ковш, минуя арку-хобот, улучшается и примерно соответствует её напряженно-деформированному состоянию при транспортировании грунта.

3. Наиболее нагруженная часть тяговой рамы – арка-хобот при этом испытывает меньшие нагрузки, чем на транспортном режиме.

Список литературы

1. Майнминд, В.Я., Арсентьев А.И. Скреперные комплексы на открытых горных разработках / В.Я. Майнминд, А.И. Арсентьев. - М.: Недра, 1976. - 204 с.
2. Артемьев, К.А. Теория и расчет скреперов и скреперных агрегатов / К.А. Артемьев, В.А. Борисенков. - Воронеж: Изд-во ВГУ, 1996. - 344 с.
3. Борисенков, В.А. Испытания полуприцепного скрепера с шаровым седельно-сцепным устройством / В.А. Борисенков, В.А. Нилов, А.В. Гаврилов // Механизация строительства. - 2003. - № 2. - С. 2-5.
4. Патент 2209887, МКИ E02F 3/64. Скрепер / В.А. Нилов, А.В. Великанов, А.А. Косенко, А.В. Гаврилов. - Заявл. 21.03.2002, № 2002107262. Оpubл. 10.08.2003. Бюл. № 22.

5. Нилов, В.А. Исследование нагруженности тяговой рамы скрепера с шаровым седельным устройством / В.А. Нилов В.А., Д.А. Степанченко // Высокие технологии в строительном комплексе. - 2018. - № 1. - С 132-135.

Сведения об авторах

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

Федоров Евгений Владимирович – кандидат технических наук, преподаватель ФГК ВОУ 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*.

INVESTIGATION OF THE STRESS-STRAIN STATE OF THE SCRAPER TRACTION FRAME

Nilov V.A.¹, Fedorov E.V.²

¹ - Voronezh State Technical University (Voronezh, Russian Federation)

² - Military educational scientific center air force "Air Force Academy named after Professor N.E. Zhukovsky and Y.A. Gagarin" (Voronezh, Russian Federation)

The paper deals with the loading of the scraper traction frame in the traction and transport modes. When digging the soil, the case of transferring the traction force of the tractor directly to the ladle was examined, bypassing the traction frame. A favorable effect on the stress-strain state of the traction frame of the scraper of its unloading from the traction force of the tractor has been established.

Keywords: Scraper, traction frame, total stresses, deformation.

DOI: 10.22281/2413-9920-2018-04-02-170-179

References

1. Meinmind V.Yu., Arsentyev A.I. Scraping complexes on open mining. Moscow, Nedra, 1976. 204 p. (In Russian)
2. Artemiev K.A., Borisenkov V.A. Theory and calculation of scrapers and scraping aggregates tutorial. Voronezh, Publishing House of VSU, 1996. 344 p. (In Russian)
3. Borisenkov V.A., Nilov V.A., Gavrilov A.V. Tests of a semi-trailer scraper with a spherical fifth wheel coupling device.

Mekhanizatsiya stroitelstva, 2003, No. 2, pp. 2-5. (In Russian)

4. Patent RU 2209887, MКИ E02F 3/64. Scraper. Nilov V.A., Velikanov A.V., Kosenko A.A., Gavrilov A.V. Declared 21.03.2002. Published 10.08.2003. Bulletin No. 22. (In Russian)

5. Nilov V.A., Stepanchenko D.A. Study of the workload of the traction frame of a scraper with a spherical saddle device. High technologies in the construction complex, 2018, No.1, pp. 132-135. (In Russian)

Authors' information

Vladimir A. Nilov - Doctor of Technical Sciences, Professor, Professor at Voronezh state technical University, *vladnil1014@mail.ru*.

Evgeniy V. Fedorov - Candidate of Technical Sciences, Lecturer at Military educational

scientific center air force “Air Force Academy named after Professor N.E. Zhukovsky and Y.A. Gagarin”, *geka.fv@mail.ru*.

Дата принятия к публикации
(Date of acceptance for publication)
07.06.2018

Дата публикации
(Date of publication):
25.06.2018



УДК 621.87

ВЕРОЯТНОСТЬ ВОЗНИКНОВЕНИЯ ОТКАЗОВ МЕХАНИЗМА ПЕРЕДВИЖЕНИЯ МОСТОВОГО КРЮКОВОГО ЭЛЕКТРИЧЕСКОГО КРАНА ПРИ ЭКСПЛУАТАЦИИ

Ритенман И.Л.¹, Ритенман В.И.², Блейшмидт Л.И.¹

¹ – ООО «Промбезопасность» (Брянск, Россия)

² – АО «МЕТАКЛЭЙ» (Карачев, Брянская область, Россия)

Приведено применение методики анализа видов и последствий отказов (FMEA-анализ) для оценки технического риска наступления аварийных ситуаций при эксплуатации механизма передвижения мостового крюкового электрического крана. Методика позволяет выявить лимитирующие элементы и определить значимость последствий в конструкции механизма передвижения мостового крана, разработать мероприятия для снижения риска наступления аварийной ситуации.

Ключевые слова: промышленная безопасность, оценка рисков, FMEA-анализ, критичность, коэффициент приоритетного риска, диаграмма Парето, диаграмма Исикавы, вероятность наступления отказа, вероятность обнаружения отказа.

DOI: 10.22281/2413-9920-2018-04-02-180-202

Одной из задач при эксплуатации опасных производственных объектов является соблюдение норм и правил промышленной безопасности. Промышленная безопасность опасного производственного объекта – состояние защищенности жизненно важных интересов личности и общества от аварий на опасных производственных объектах и последствий указанных аварий [5]. Требования к опасным производственным объектам устанавливаются Федеральным законом от 21.07.1997 № 116-ФЗ «О промышленной безопасности опасных производственных объектов». Для предотвращения или сведения к минимуму риска возникновения аварийных ситуаций проводится экспертиза промышленной безопасности технических устройств, применяемых на опасном производственном объекте.

В настоящее время всё чаще встает вопрос оценки технического риска возникновения аварийных ситуаций. Риск – сочетание вероятности причинения вреда и последствий этого вреда для жизни или здоровья человека, имущества, окружающей среды, жизни или здоровья животных и растений [5].

Одним из эффективных методов оценки технического риска является анализ видов и последствий отказов (FMEA-анализ) [1, 22]. FMEA-анализ – метод, позволяющий идентифицировать виды потенциальных отказов, оценить вероятность возникновения отказов и обеспечить меры по снижению риска.

В работе проводится исследование механизма передвижения электрического крюкового мостового крана (рис. 1). Часто встре-

чаемая при техническом диагностировании конструкция показана на рис. 2. Анализ вероятности возникновения отказов и обеспечения мер по снижению риска осуществляется, исходя из собранной об объекте информации:

- технических характеристиках;
- диагностике возможных причин отказов специальными процедурами контроля;
- условий эксплуатации.

В качестве примера рассмотрим механизм передвижения крана со следующими исходными параметрами:

- группа классификации механизма передвижения крана – М7 [21];
- класс использования механизма передвижения крана – Т₅ [7];
- техническое устройство отработало нормативный срок службы в годах, эксплуатируется в помещении в условиях, которые соответствуют паспортным характеристикам;
- функционирование системы производственного контроля на подъёмных сооружениях опасного производственного объекта осуществляется в соответствии с нормативными документами;
- ежесменные и плановые осмотры, техническое обслуживание, текущие и капитальные ремонты проводятся в соответствии с требованиями инструкции по эксплуатации технического устройства и нормативной документации.

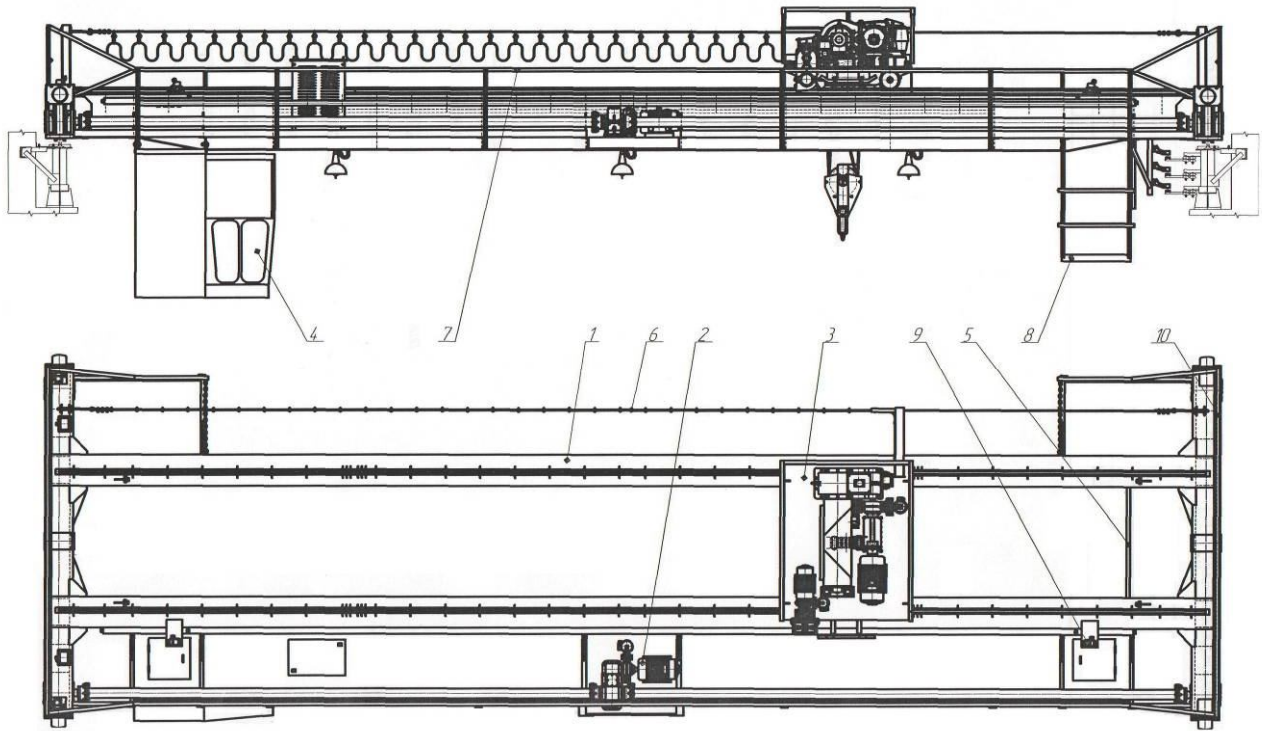


Рис. 1. Общий вид крюкового электрического мостового крана:

1 – мост; 2 – механизм передвижения крана; 3 – грузовая тележка; 4 – кабина; 5 – ограждение троллеи; 6 – электрооборудование; 7 – перила; 8 – кабина вспомогательная; 9 – устройства безопасности; 10 – ограждение концевых балок.

Для проведения исследования объект представляется в виде функциональной блок-схемы. Функциональная блок-схема содержит [22]:

а) декомпозицию объекта на основные блоки и при необходимости декомпозицию блоков на отдельные элементы, включая их функциональные взаимосвязи;

б) идентификационные номера;

в) все технические особенности, обеспечивающие защиту объекта от отказов.

Функциональная блок-схема механизма передвижения электрического мостового крана состоит из блоков:

A₁ – электродвигатель;

A₂ – крепёжное соединение (крепление электродвигателя);

A₃ – зубчатая муфта;

A₄ – тормоз;

A₅ – крепёжное соединение (крепление тормоза);

A₆ – редуктор;

A₇ – крепёжное соединение (крепление редуктора);

A₈ – приводной вал левый;

A₉ – приводной вал правый;

A₁₀ – ведущее ходовое колесо;

A₁₁ – рельс (рельсового пути крана);

A₁₂ – ведомое ходовое колесо;

A₁₃ – крепёжное соединение (крепление ходовых колёс).

Для связи между блоками используются следующие виды соединений:

2 – резьбовое;

3 – механическое.

На функциональной блок-схеме (рис. 3) показаны блоки механизма передвижения электрического мостового крана (рис. 2). Каждый блок имеет наименование, индекс и количество, обозначение согласно рис. 2.

Блоки A₃, A₈, A₉, A₁₀ и A₁₂ целесообразно разложить на отдельные элементы.

Элемент – низшая ячейка функциональной схемы, состоящая из сборочной единицы (крепёжного соединения) или детали.

Эскиз зубчатой полумуфты (блок A₃) представлен на рис. 4.

Функциональная схема блока A₃ состоит из следующих элементов:

Б_{3.1} – шпонка;

Б_{3.2} – зубчатая полумуфта;

Б_{3.3} – втулка;

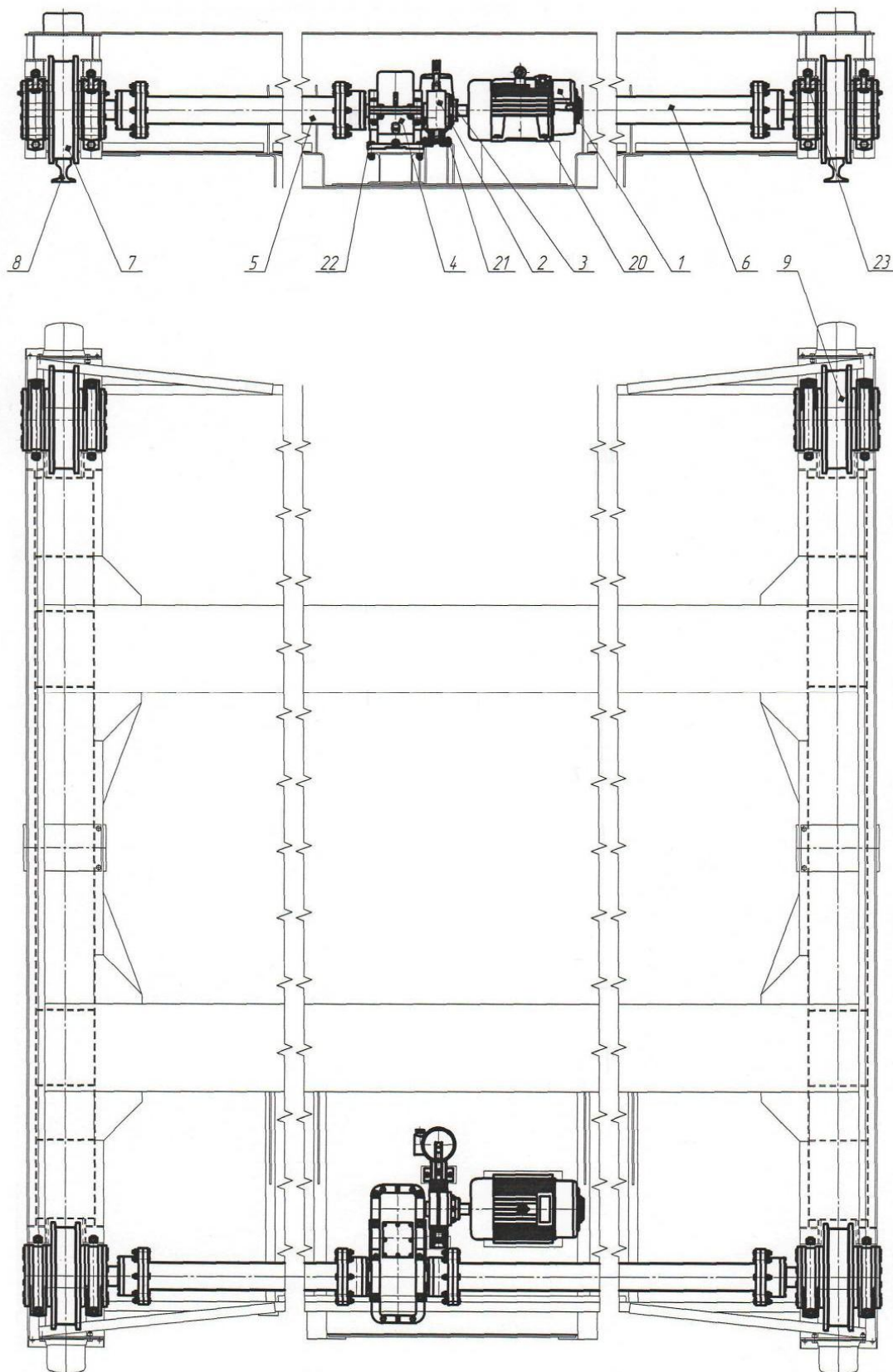


Рис. 2 Общий вид механизма передвижения крюкового электрического мостового крана:
1 – электродвигатель механизма передвижения крана; 2 – зубчатая муфта; 3 – тормоз механизма передвижения; 4 – редуктор механизма передвижения крана; 5 – приводной вал левый; 6 – приводной вал правый; 7 – ведущее ходовое колесо; 8 – рельс; 9 – ведомое ходовое колесо; 20 – крепёжное соединение; 21 – крепёжное соединение; 22 – крепёжное соединение; 23 – крепёжное соединение.

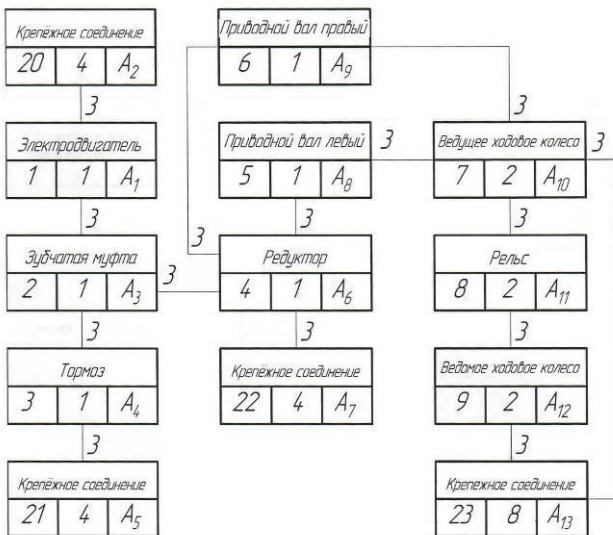


Рис. 3. Функциональная схема механизма передвижения крюкового электрического мостового крана

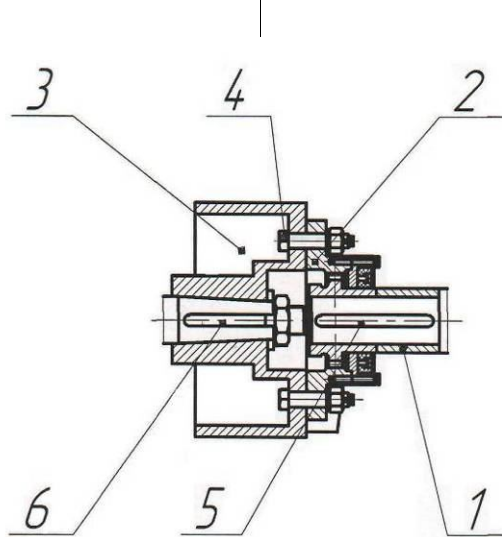


Рис. 4. Эскиз зубчатой полумуфты:

1 - втулка; 2 - зубчатая полумуфта; 3 - шкив;
4 - крепёжное соединение; 5 - шпонка; 6 - шпонка

Б_{3.4} - крепёжное соединение, соединяющее зубчатую полумуфту со шкивом;

Б_{3.5} - шкив;

Б_{3.6} - шпонка.

Для связи между элементами используются следующие виды соединений:

1 - прессовое;

2 - резьбовое;

3 - механическое.

На функциональной схеме (рис. 5) показаны элементы зубчатой полумуфты (рис. 4). Каждый элемент имеет наименование, индекс и количество, обозначение согласно рис. 4.

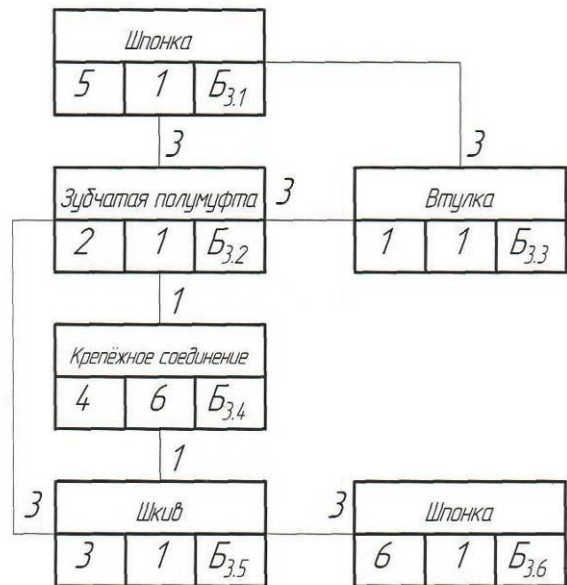


Рис. 5. Функциональная схема зубчатой полумуфты - блок А3

Эскиз приводного вала левого (блок А₈) и приводного вала правого (блок А₉) представлен на рис. 6.

Функциональная схема блока А₈ (рис. 7) состоит из следующих элементов:

Б_{8.1} - шпонка;

Б_{8.2} - зубчатая полумуфта;

Б_{8.3} - крепёжное соединение, соединяющее зубчатую полумуфту с фланцевой полумуфтой;

Б_{8.4} - фланцевая полумуфта;

Б_{8.5} - вал;

Б_{8.6} - зубчатая полумуфта;

Б_{8.7} - шпонка.

Для связи между элементами используются следующие виды соединений:

1 - прессовое;

2 - резьбовое;

3 - механическое;

7 - сварное.

Функциональная схема блока А₉ (рис. 8) состоит из следующих элементов:

Б_{9.1} - шпонка;

Б_{9.2} - зубчатая полумуфта;

Б_{9.3} - крепёжное соединение, соединяющее зубчатую полумуфту с фланцевой полумуфтой;

Б_{9.4} - фланцевая полумуфта;

Б_{9.5} - вал;

Б_{9.6} - зубчатая полумуфта;

Б_{9.7} - шпонка.

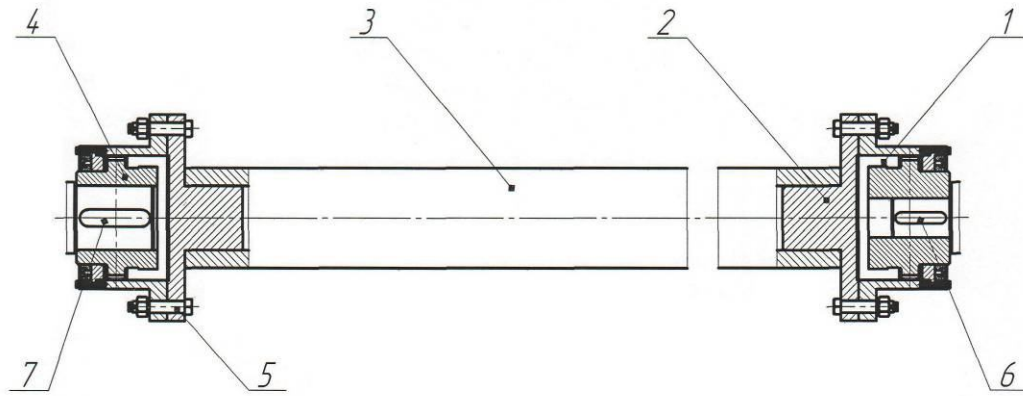


Рис. 6. Эскиз приводного вала левого, приводного вала правого:
1 – зубчатая полушестерня; 2 – фланцевая полушестерня; 3 – вал; 4 – зубчатая полушестерня;
5 – крепёжное соединение; 6 – шпонка; 7 – шпонка

Для связи между элементами используются следующие виды соединений:

- 1 – прессовое;
- 2 – резьбовое;
- 3 – механическое;
- 7 – сварное.

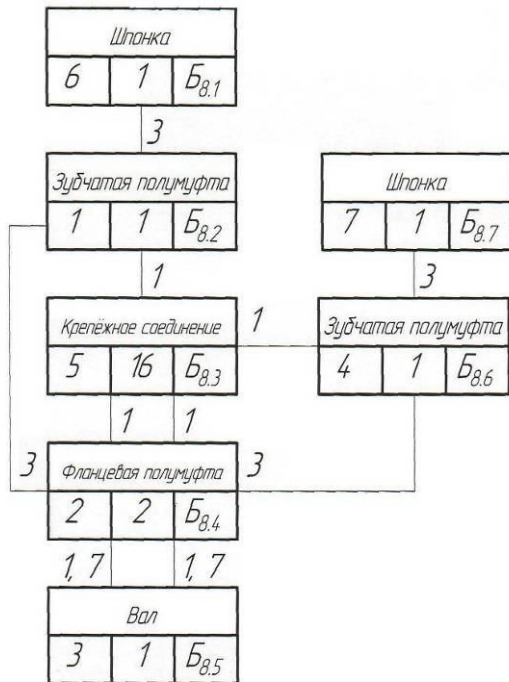


Рис. 7. Функциональная схема приводного вала левого – блок А₈

Эскиз ведущего ходового колеса (блок А₁₀) представлен на рис. 9.

Функциональная схема блока А₁₀ (рис. 10) состоит из следующих элементов:

- Б_{10.1} – вал;
- Б_{10.2} – шпонка;

- Б_{10.3} – колесо;
- Б_{10.4} – втулка;
- Б_{10.5} – подшипник;
- Б_{10.6} – крышка;
- Б_{10.7} – крышка;
- Б_{10.8} – букса;
- Б_{10.9} – крышка;
- Б_{10.10} – маслénка;
- Б_{10.11} – прокладка;
- Б_{10.12} – крепёжное соединение, соединяющее крышки с буксой.

Используемые виды соединений:

- 1 – прессовое;
- 2 – резьбовое;
- 3 – механическое.

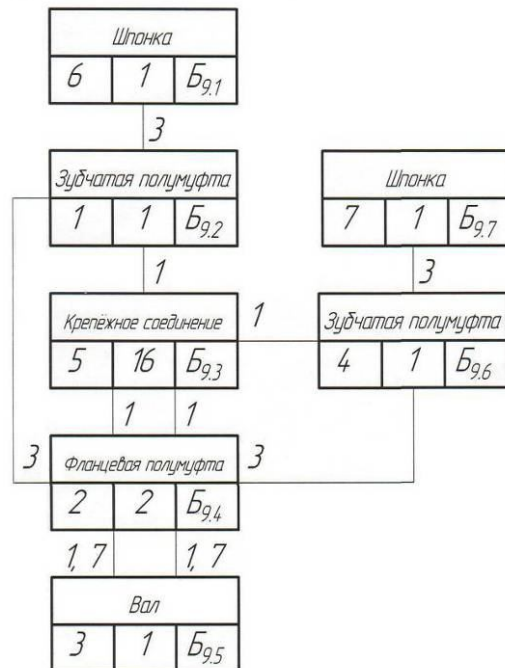


Рис. 8. Функциональная схема приводного вала правого – блок А₉

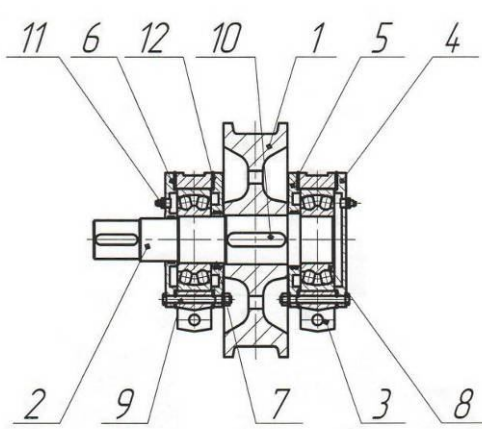


Рис. 9 Эскиз ведущего ходового колёса
1 – колесо; 2 – вал; 3 – букса; 4 – крышка; 5 – крышка; 6 – крышка; 7 – втулка; 8 – подшипник; 9 – крепёжное соединение; 10 – шпонка; 11 – маслёнка; 12 – прокладка.

Эскиз ведомого ходового колёса (блок А₁₂) представлен на рис. 11.

Функциональная схема блока А₁₂ (рис. 12) состоит из следующих элементов:

- Б_{12.1} – вал;
- Б_{12.2} – шпонка;
- Б_{12.3} – колесо;
- Б_{12.4} – втулка;
- Б_{12.5} – подшипник;
- Б_{12.6} – крышка;
- Б_{12.7} – крышка;
- Б_{12.8} – букса;
- Б_{12.9} – маслёнка;
- Б_{12.10} – прокладка;
- Б_{12.11} – крепёжное соединение, соединяющее крышки с буксой.

Используемые виды соединений:

- 1 – прессовое;
- 2 – резьбовое;
- 3 – механическое.

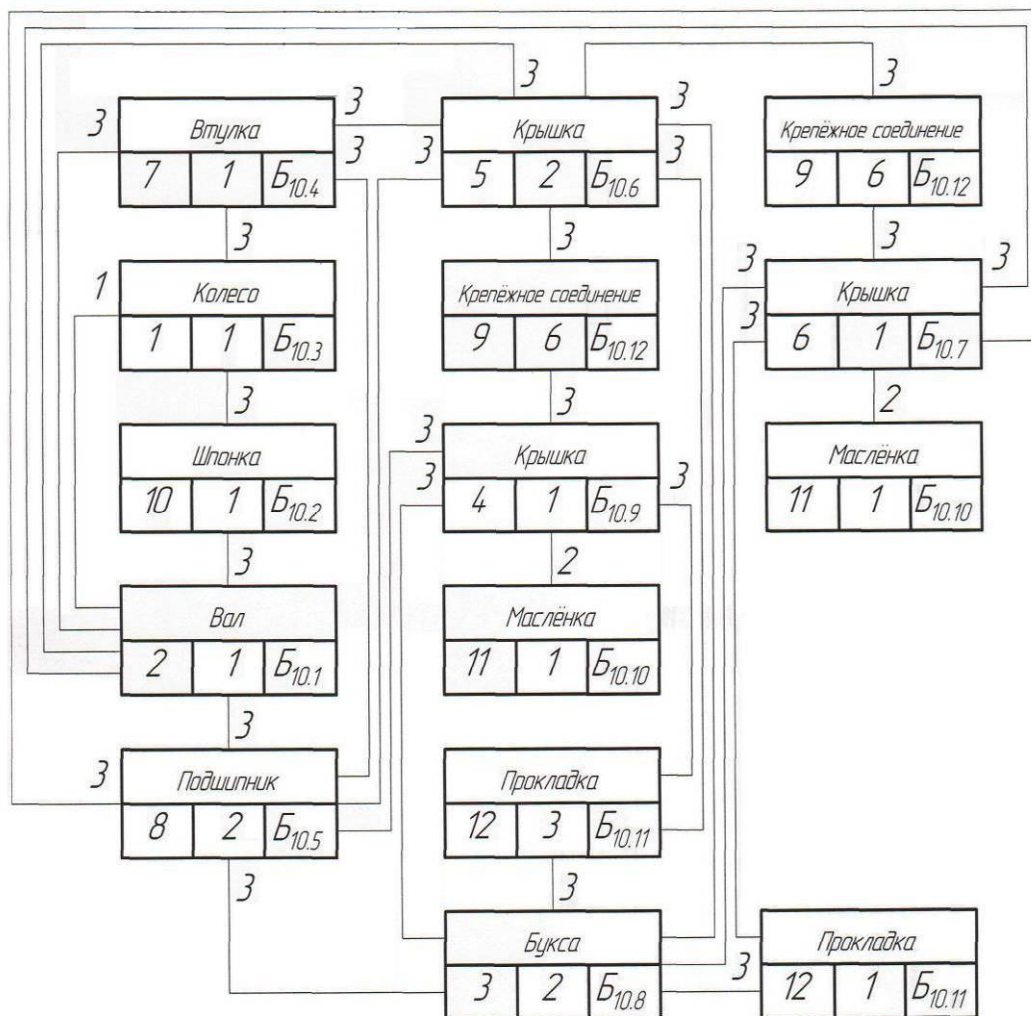


Рис. 10. Функциональная схема ведущего ходового колёса – блок А₁₀

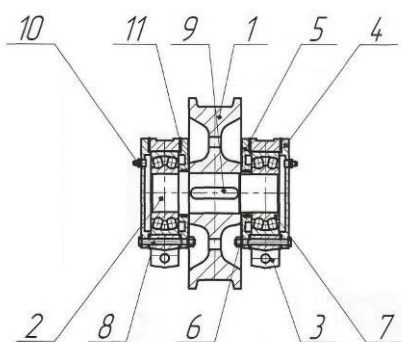


Рис. 11 Эскиз ведомого ходового колёса:
1 – колесо; 2 – вал; 3 – букса; 4 – крышка; 5 – крышка; 6 – втулка; 7 – подшипник; 8 – крепёжное соединение; 9 – шпонка; 10 – маслёрка; 11 – прокладка.

Успешное функционирование объекта зависит от функционирования критических блоков и элементов объекта. Для оценки функционирования объекта необходимо идентифицировать возможные причины отказов. Возможные причины отказов блоков и элементов механизма передвижения крюкового электрического мостового крана на основе анализа функциональных и физических параметров приведены в табл. 1.

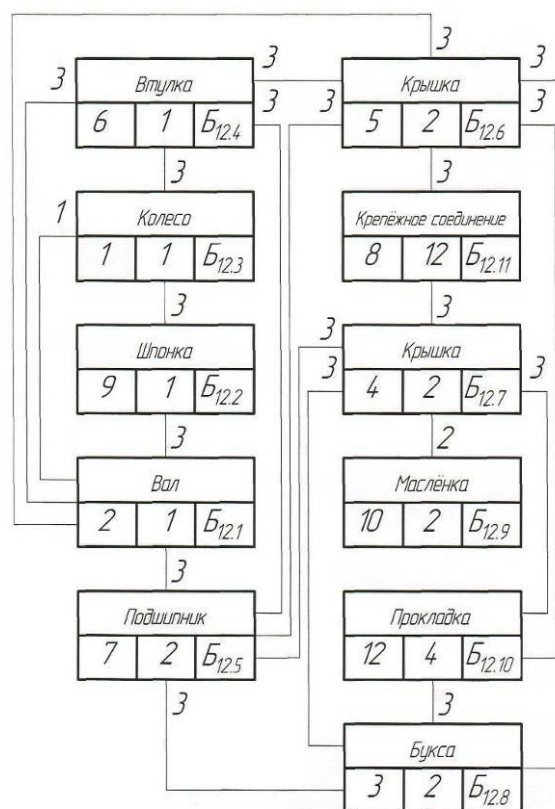


Рис. 12. Функциональная схема ведомого ходового колёса – блок А₁₂

Таблица 1

Индекс	Блок, элемент	Возможные причины отказов	Индекс отказа
А ₁	Электродвигатель	– замыкание обмотки	С ₁
		– износ щеток	С ₂
		– износ шеек вала	С ₃
А ₂	Крепёжное соединение	– отсутствие элемента	С ₄
		– дефект резьбы	С ₅
Б _{3.1}	Шпонка	– срез, смятие	С ₆
Б _{3.2}	Зубчатая полумуфта	– износ шпоночного паза	С ₇
		– износ зубьев	С ₈
		– отсутствие смазки	С ₉
		– отсутствие деталей	С ₁₀
Б _{3.3}	Втулка	– износ	С ₁₁
Б _{3.4}	Крепёжное соединение	– отсутствие элемента	С ₁₂
		– дефект резьбы	С ₁₃
Б _{3.5}	Шкив	– износ поверхности	С ₁₄
		– износ шпоночного паза	С ₁₅
		– трещины, обломы	С ₁₆
Б _{3.6}	Шпонка	– срез, смятие	С ₁₇
А ₄	Тормоз	– не отрегулирован	С ₁₈
		– состояние пружины	С ₁₉
		– отсутствуют детали	С ₂₀
		– состояние толкателя	С ₂₁
		– износ колодок, трещины	С ₂₂

Продолжение табл. 1

Индекс	Блок, элемент	Возможные причины отказов	Индекс отказа
А ₅	Крепёжное соединение	– отсутствие элемента	С ₂₃
		– потеря резьбы	С ₂₄
А ₆	Редуктор	– отсутствие смазки	С ₂₅
		– износ зубьев	С ₂₆
		– износ шеек валов	С ₂₇
		– износ подшипников	С ₂₈
А ₇	Крепёжное соединение	– отсутствие элемента	С ₂₉
		– дефект резьбы	С ₃₀
Б _{8.1}	Шпонка	– срез, смятие	С ₃₁
Б _{8.2}	Зубчатая полумуфта	– износ шпоночного паза	С ₃₂
		– износ зубьев	С ₃₃
		– отсутствие смазки	С ₃₄
		– отсутствие деталей	С ₃₅
Б _{8.3}	Крепёжное соединение	– отсутствие элемента	С ₃₆
		– дефект резьбы	С ₃₇
Б _{8.4}	Фланцевая полумуфта	– износ, трещины	С ₃₈
Б _{8.5}	Вал	– осевой ход	С ₃₉
		– износ шеек, трещины, скручивание	С ₄₀
Б _{8.6}	Зубчатая полумуфта	– износ шпоночного паза	С ₄₁
		– износ зубьев	С ₄₂
		– отсутствие смазки	С ₄₃
		– отсутствие деталей	С ₄₄
Б _{8.7}	Шпонка	– срез, смятие	С ₄₅
Б _{9.1}	Шпонка	– срез, смятие	С ₄₆
Б _{9.2}	Зубчатая полумуфта	– износ шпоночного паза	С ₄₇
		– износ зубьев	С ₄₈
		– отсутствие смазки	С ₄₉
		– отсутствие деталей	С ₅₀
Б _{9.3}	Крепёжное соединение	– отсутствие элемента	С ₅₁
		– дефект резьбы	С ₅₂
Б _{9.4}	Фланцевая полумуфта	– износ, трещины	С ₅₃
Б _{9.5}	Вал	– осевой ход	С ₅₄
		– износ шеек, трещины, скручивание	С ₅₆
Б _{9.6}	Зубчатая полумуфта	– износ шпоночного паза	С ₅₇
		– износ зубьев	С ₅₈
		– отсутствие смазки	С ₅₉
		– отсутствие деталей	С ₆₀
Б _{9.7}	Шпонка	– срез, смятие	С ₆₁
Б _{10.1}	Вал	– износ шеек	С ₆₂
		– износ шпоночного паза	С ₆₃
Б _{10.2}	Шпонка	– срез, смятие	С ₆₄
Б _{10.3}	Колесо	– трещины	С ₆₅
		– износ по диаметру	С ₆₆
		– износ реборды	С ₆₇
		– разность диаметров колес	С ₆₈
		– износ шпоночного паза	С ₆₉

Окончание табл. 1

Индекс	Блок, элемент	Возможные причины отказов	Индекс отказа
Б _{10.4}	Втулка	– износ	С ₇₀
Б _{10.5}	Подшипник	– отсутствие смазки	С ₇₁
		– наличие дефектов	С ₇₂
Б _{10.6}	Крышка	– износ	С ₇₃
Б _{10.7}	Крышка	– износ	С ₇₄
Б _{10.8}	Букса	– износ поверхности	С ₇₅
Б _{10.9}	Крышка	– износ	С ₇₆
Б _{10.10}	Масленка	– наличие дефектов	С ₇₇
Б _{10.11}	Прокладка	– наличие дефектов	С ₇₈
Б _{10.12}	Крепёжное соединение	– отсутствие элемента	С ₇₉
		– дефект резьбы	С ₈₀
А ₁₁	Рельс	– износ головки	С ₈₁
		– поверхностные дефекты	С ₈₂
		– трещины в стенке	С ₈₃
		– коррозия стенки и подошвы	С ₈₄
Б _{12.1}	Вал	– износ шеек	С ₈₅
		– износ шпоночного паза	С ₈₆
Б _{12.2}	Шпонка	– срез, смятие	С ₈₇
Б _{12.3}	Колесо	– трещины	С ₈₈
		– износ по диаметру	С ₈₉
		– износ реборды	С ₉₀
		– разность диаметров колес	С ₉₁
		– износ шпоночного паза	С ₉₂
Б _{12.4}	Втулка	– износ	С ₉₃
Б _{12.5}	Подшипник	– отсутствие смазки	С ₉₄
		– наличие дефектов	С ₉₅
Б _{12.6}	Крышка	– износ	С ₉₆
Б _{12.7}	Крышка	– износ	С ₉₇
Б _{12.8}	Букса	– износ поверхности	С ₉₈
Б _{12.9}	Масленка	– наличие дефектов	С ₉₉
Б _{12.10}	Прокладка	– наличие дефектов	С ₁₀₀
Б _{12.11}	Крепёжное соединение	– отсутствие элемента	С ₁₀₁
		– дефект резьбы	С ₁₀₂

Критичность возможных причин отказов определялась экспертным методом. Для этого была опрошена группа экспертов в составе из 10 человек, специалистов в области стандартизации и метрологии, проектирования и эксплуатации грузоподъемных кранов, имеющих многолетний опыт научной или практической работы, базовое или профильное образование.

Информация от экспертов была получена через опросный лист, который включал функциональные блок – схемы, а также три вопроса.

Вопрос 1 (ранг S): Вероятность диагно-

стики возможных причин отказов в зависимости от специальных процедур контроля на подъемных сооружениях опасных производственных объектов?

Вопрос 2 (ранг O): Вероятность появления каждого вида потенциального отказа в зависимости от класса использования блоков и элементов объекта?

Вопрос 3 (ранг D): Способ обнаружения отказа и средства, которые специалист применяет для обнаружения возможных причин отказов?

Бланк для ответов содержал информацию обо всех возможных причинах отказов бло-

ков и элементов объекта и таблицы с критериями оценки по рангам S, O, D.

Критерии оценки диагностики возможных причин отказов специальными процеду-

рами контроля на подъемных сооружениях опасных производственных объектов по рангу S приведены в табл. 2.

Таблица 2

Значимость последствий	Уровень регламентных работ	Ранг (S)
Опасная без предупреждения	Разрушение элемента конструкции технического устройства, находящегося в исправном или работоспособном состоянии без предупреждения	10
Опасная с предупреждением	Дефект, диагностирование которого возможно при капитально-восстановительном ремонте персоналом, занимающемся восстановлением работоспособности	9
Очень важная	Дефект, диагностирование которого возможно при привлечении специалистов специализированных организаций	8
Важная	Дефект, диагностирование которого возможно при плановом капитальном ремонте персоналом, занимающемся обслуживанием и ремонтом	7
Умеренная	Дефект, диагностирование которого возможно при плановом текущем ремонте персоналом, занимающемся обслуживанием и ремонтом	6
Слабая	Дефект, диагностирование которого возможно при плановом техническом обслуживании персоналом, занимающемся обслуживанием и ремонтом	5
Очень слабая	Дефект, диагностирование которого возможно при плановом осмотре персоналом, занимающемся обслуживанием и ремонтом	4
Незначительная	Дефект, диагностирование которого возможно при ежедневном осмотре персоналом, занимающемся эксплуатацией	3
Очень незначительная	Техническое устройство находится в работоспособном состоянии	2
Отсутствует	ТУ находится в исправном состоянии	1

Критерии оценки вероятности появления каждого вида потенциального отказа от класса использования T_i (механизма технического устройства) или U_i (металлоконструкции технического устройства) элементов объекта по рангу O приведены в табл. 3 и 4.

Под вероятностью появления каждого вида потенциального отказа понимается возможность его наступления, влияющее на функциональное предназначение технического устройства в зависимости от класса использования механизма (табл. 3) [7] и коэффициента использования элементов конструкции (табл. 4) [23].

Ранг класса использования элемента конструкции определяется по формуле:

- для элементов механизма технического устройства:

$$O_i = K_i T_i,$$

- для несущих элементов металлоконструкции технического устройства:

$$O_i = \frac{K_i}{2} U_i$$

где: O_i – продолжительность использования элемента конструкции, ч; K_i – коэффициент использования элемента конструкции; T_i – класс использования объекта, ч; U_i – класс использования объекта, цикл.

Критерии оценки по способу обнаружения отказа и средств, которые специалист применяет для обнаружения возможных причин отказов по рангу D, приведены в табл. 5. Возможностью обнаружения отказа – производительность, оперативность, безопасность, достоверность методов контроля,

точность средств измерения, применяемых | при оценке причин отказов [4].

Таблица 3

Класс использования		Продолжительность использования		Ранг (O)
механизм	кран	час	цикл	
T ₀	-	200	-	13
T ₁	-	400	-	12
T ₂	-	800	-	11
T ₃	U ₀	1600	1,6×10 ⁴	10
T ₄	U ₁	3200	3,2×10 ⁴	9
T ₅	U ₂	6300	6,3×10 ⁴	8
T ₆	U ₃	12500	1,25×10 ⁵	7
T ₇	U ₄	25000	2,5×10 ⁵	6
T ₈	U ₅	50000	5,0×10 ⁵	5
T ₉	U ₆	100000	1,0×10 ⁶	4
-	U ₇	-	2,0×10 ⁶	3
-	U ₈	-	4,0×10 ⁶	2
-	U ₉	-	Более 4,0×10 ⁶	1

Таблица 4

Детали	Срок службы, год	Коэффициент использования, K _i
Тормозные колодки	0,1	0,01
Канаты	0,3	0,03
Зубчатые колёса	1,5	0,15
Подшипники качения	3	0,3
Валы редукторов	10	1
Металлоконструкции	20	2

Таблица 5

Полнота контроля, производительность, оперативность, безопасность и достоверность методов неразрушающего контроля, точность средств измерения	Ранг (D)
Разрушающие методы контроля	10
Магнитный и акустический методы контроля, полнота контроля 100%	9
Магнитный и акустический методы контроля, полнота контроля выборочная	8
Оптический и капиллярный методы контроля	7
Радиационный метод контроля	6
Радиоволновой и тепловой методы контроля	5
Визуальный и измерительный контроль, точность средств измерения до 1 мкм, полнота контроля 100 %	4
Визуальный 100% и выборочный измерительный контроль, точность средств измерения до 1 мкм	3
Визуальный 100% и выборочный измерительный контроль, точность средств измерения 1 мм	2
Визуальный контроль, полнота контроля 100%	1
Контроль не проводится из-за надёжности конструкции	0

Статистическая обработка ответов экспертов на вопросы опросного листа по рангам S, O, D выполняется с помощью следующего соотношения

$$\bar{y}_{i.SOD}^{\{k\}} = 0,1 \cdot \sum_{m=1}^{m=10} y_{i.SOD}^{\{k\}}$$

где: $\bar{y}_{i.SOD}^{\{k\}}$ - усреднённая оценка по рангам S, O, D, поставленная при ответе на k -й вопрос опросного листа экспертами; $y_{i.SOD}^{\{k\}}$ - количественная оценка по рангам S, O, D, поставленная m -м экспертом балла при ответе на

k -й вопрос опросного листа.

Статистическая обработка ответов экспертов на вопросы опросного листа по рангам S, O, D приведена в табл. 6.

Количественная оценка критичности возможных причин отказов блоков и элементов объекта, коэффициент приоритетного риска, определяется произведением рангов S, O, D и нормируется от 1 до 1300. Результаты количественной оценки критичности коэффициента приоритетного риска блоков и элементов объекта приведены в табл. 6.

Таблица 6

Индекс	Блок, элемент	Возможные причины отказов	Индекс отказа	Ранги			КПР	
				(S)	(O)	(D)	Кол.	Сумма
A ₁	Электродвигатель	– замыкание обмотки	C ₁	6	8	1	48	242
		– износ щеток	C ₂	5	10	2	50	
		– износ шеек вала	C ₃	6	8	3	144	
A ₂	Крепёжное соединение	– отсутствие элемента	C ₄	3	7	1	21	63
		– дефект резьбы	C ₅	6	7	1	42	
B _{3.1}	Шпонка	– срез, смятие	C ₆	6	8	1	48	48
B _{3.2}	Зубчатая полумуфта	– износ шпоночного паза	C ₇	6	8	1	54	328
		– износ зубьев	C ₈	6	11	3	198	
		– отсутствие смазки	C ₉	5	11	1	55	
		– отсутствие деталей	C ₁₀	3	7	1	21	
B _{3.3}	Втулка	– износ	C ₁₁	6	7	0	0	0
B _{3.4}	Крепёжное соединение	– отсутствие элемента	C ₁₂	3	7	1	21	63
		– дефект резьбы	C ₁₃	6	7	1	42	
B _{3.5}	Шкив	– износ поверхности	C ₁₄	5	11	3	165	268
		– износ шпоночного паза	C ₁₅	6	8	1	48	
		– трещины, обломы	C ₁₆	5	11	1	55	
B _{3.6}	Шпонка	– срез, смятие	C ₁₇	6	8	1	48	48
A ₄	Тормоз	– не отрегулирован	C ₁₈	3	8	1	24	385
		– состояние пружины	C ₁₉	5	8	1	40	
		– отсутствуют детали	C ₂₀	3	7	1	21	
		– состояние толкателя	C ₂₁	5	8	1	40	
		– износ колодок, трещины	C ₂₂	5	13	4	260	
A ₅	Крепёжное соединение	– отсутствие элемента	C ₂₃	3	7	1	21	63
		– потеря резьбы	C ₂₄	6	7	1	42	
A ₆	Редуктор	– отсутствие смазки	C ₂₅	5	11	1	55	571
		– износ зубьев	C ₂₆	6	11	4	264	
		– износ шеек валов	C ₂₇	6	8	4	192	
		– износ подшипников	C ₂₈	6	10	1	60	
A ₇	Крепёжное соединение	– отсутствие элемента	C ₂₉	3	7	1	21	63
		– дефект резьбы	C ₃₀	6	7	1	42	
B _{8.1}	Шпонка	– срез, смятие	C ₃₁	6	8	1	48	48

Продолжение табл. 6

Индекс	Блок, элемент	Возможные причины отказов	Индекс отказа	Ранги			КПР	
				(S)	(O)	(D)	Кол.	Сумма
Б _{8.2}	Зубчатая полумуфта	– износ шпоночного паза	C ₃₂	6	8	1	54	328
		– износ зубьев	C ₃₃	6	11	3	198	
		– отсутствие смазки	C ₃₄	5	11	1	55	
		– отсутствие деталей	C ₃₅	3	7	1	21	
Б _{8.3}	Крепёжное соединение	– отсутствие элемента	C ₃₆	3	7	1	21	63
		– дефект резьбы	C ₃₇	6	7	1	42	
Б _{8.4}	Фланцевая полумуфта	– износ, трещины	C ₃₈	6	8	0	0	0
Б _{8.5}	Вал	– осевой ход	C ₃₉	5	8	0	0	0
		– износ шеек, трещины, скручивание	C ₄₀	6	8	0	0	
Б _{8.6}	Зубчатая полумуфта	– износ шпоночного паза	C ₄₁	6	8	1	54	328
		– износ зубьев	C ₄₂	6	11	3	198	
		– отсутствие смазки	C ₄₃	5	11	1	55	
		– отсутствие деталей	C ₄₄	3	7	1	21	
Б _{8.7}	Шпонка	– срез, смятие	C ₄₅	6	8	1	48	48
Б _{9.1}	Шпонка	– срез, смятие	C ₄₆	6	8	1	48	48
Б _{9.2}	Зубчатая полумуфта	– износ шпоночного паза	C ₄₇	6	8	1	54	328
		– износ зубьев	C ₄₈	6	11	3	198	
		– отсутствие смазки	C ₄₉	5	11	1	55	
		– отсутствие деталей	C ₅₀	3	7	1	21	
Б _{9.3}	Крепёжное соединение	– отсутствие элемента	C ₅₁	3	7	1	21	63
		– дефект резьбы	C ₅₂	6	7	1	42	
Б _{9.4}	Фланцевая полумуфта	– износ, трещины	C ₅₃	6	8	0	0	0
Б _{9.5}	Вал	– осевой ход	C ₅₄	5	8	0	0	0
		– износ шеек, трещины, скручивание	C ₅₆	6	8	0	0	
Б _{9.6}	Зубчатая полумуфта	– износ шпоночного паза	C ₅₇	6	8	1	54	328
		– износ зубьев	C ₅₈	6	11	3	198	
		– отсутствие смазки	C ₅₉	5	11	1	55	
		– отсутствие деталей	C ₆₀	3	7	1	21	
Б _{9.7}	Шпонка	– срез, смятие	C ₆₁	6	8	1	48	48
Б _{10.1}	Вал	– износ шеек	C ₆₂	6	8	3	144	198
		– износ шпоночного паза	C ₆₃	6	8	1	54	
Б _{10.2}	Шпонка	– срез, смятие	C ₆₄	6	8	1	48	48
Б _{10.3}	Колесо	– трещины	C ₆₅	8	7	7	392	1160
		– износ по диаметру	C ₆₆	6	10	4	240	
		– износ реборды	C ₆₇	6	10	4	240	
		– разность диаметров колес	C ₆₈	6	10	4	240	
		– износ шпоночного паза	C ₆₉	6	8	1	48	

Окончание табл. 6

Индекс	Блок, элемент	Возможные причины отказов	Индекс отказа	Ранги			КПР	
				(S)	(O)	(D)	Кол.	Сумма
Б _{10.4}	Втулка	– износ	С ₇₀	6	7	0	0	0
Б _{10.5}	Подшипник	– отсутствие смазки	С ₇₁	5	10	1	50	110
		– наличие дефектов	С ₇₂	6	10	1	60	
Б _{10.6}	Крышка	– износ	С ₇₃	6	7	0	0	0
Б _{10.7}	Крышка	– износ	С ₇₄	6	7	0	0	0
Б _{10.8}	Букса	– износ поверхности	С ₇₅	6	7	3	126	126
Б _{10.9}	Крышка	– износ	С ₇₆	6	7	0	0	0
Б _{10.10}	Масленка	– наличие дефектов	С ₇₇	5	7	1	35	35
Б _{10.11}	Прокладка	– наличие дефектов	С ₇₈	6	7	0	0	0
Б _{10.12}	Крепёжное соединение	– отсутствие элемента	С ₇₉	3	7	1	21	63
		– дефект резьбы	С ₈₀	6	7	1	42	
А ₁₁	Рельс	– износ головки	С ₈₁	6	10	2	120	882
		– поверхностные дефекты	С ₈₂	6	7	1	42	
		– трещины в стенке	С ₈₃	8	7	7	392	
		– коррозия стенки и подошвы	С ₈₄	8	7	8	448	
Б _{12.1}	Вал	– износ шеек	С ₈₅	6	8	3	144	198
		– износ шпоночного паза	С ₈₆	6	8	1	54	
Б _{12.2}	Шпонка	– срез, смятие	С ₈₇	6	8	1	48	48
Б _{12.3}	Колесо	– трещины	С ₈₈	8	7	7	392	1160
		– износ по диаметру	С ₈₉	6	10	4	240	
		– износ реборды	С ₉₀	6	10	4	240	
		– разность диаметров колес	С ₉₁	6	10	4	240	
		– износ шпоночного паза	С ₉₂	6	8	1	48	
Б _{12.4}	Втулка	– износ	С ₉₃	6	7	0	0	0
Б _{12.5}	Подшипник	– отсутствие смазки	С ₉₄	5	10	1	50	110
		– наличие дефектов	С ₉₅	6	10	1	60	
Б _{12.6}	Крышка	– износ	С ₉₆	6	7	0	0	0
Б _{12.7}	Крышка	– износ	С ₉₇	6	7	0	0	0
Б _{12.8}	Букса	– износ поверхности	С ₉₈	6	7	3	126	126
Б _{12.9}	Масленка	– наличие дефектов	С ₉₉	5	7	1	35	35
Б _{12.10}	Прокладка	– наличие дефектов	С ₁₀₀	6	7	0	0	0
Б _{12.11}	Крепёжное соединение	– отсутствие элемента	С ₁₀₁	3	7	1	21	63
		– дефект резьбы	С ₁₀₂	6	7	1	42	

Примечание: КПР - коэффициент приоритетного риска.

Для определения количества лимитирующих блоков и элементов, входящих в область риска, строится диаграмма Парето [1]. Для этого ранжируются значения коэффициента приоритетного риска в порядке убывания (табл. 7) начиная с коэффициента приоритетного риска «колесо» и заканчивая «маслёнка» и подсчитывается общее значе-

ние коэффициента приоритетного риска для каждого блока или элемента. В графе «накопленный итог, сумма» к предыдущему значению коэффициента приоритетного риска прибавляем последующее. В следующей графе вычисляем процент каждого значения коэффициента приоритетного риска от их общего значения и подсчитаем общее коли-

чество процентов. Последнюю графу запол- | итог, сумма».
 няем по аналогии с графой «накопленный

Таблица 7

Индекс	Блок, элемент	Возможные отказы	КПР		Доля %	Накопленный итог	
			Кол.	Сумма		Сумма	%
Б _{10.3}	Колесо	– трещины	392	1160	14,19	1160	14,19
		– износ по диаметру	240				
		– износ реборды	240				
		– разность диаметров колес	240				
		– износ шпоночного паза	48				
Б _{12.3}	Колесо	– трещины	392	1160	14,19	2320	28,38
		– износ по диаметру	240				
		– износ реборды	240				
		– разность диаметров колес	240				
		– износ шпоночного паза	48				
А ₁₁	Рельс	– износ головки	120	882	10,79	3202	39,17
		– поверхностные дефекты	42				
		– трещины в стенке	392				
		– коррозия стенки и подошвы	448				
А ₆	Редуктор	– отсутствие смазки	55	571	6,99	3773	46,16
		– износ зубьев	264				
		– износ шеек валов	192				
		– износ подшипников	60				
А ₄	Тормоз	– не отрегулирован	24	385	4,72	4158	50,88
		– состояние пружины	40				
		– отсутствуют детали	21				
		– состояние толкателя	40				
		– износ колодок, трещины	260				
Б _{3.2}	Зубчатая полу-муфта	– износ шпоночного паза	54	328	4,0	4486	54,88
		– износ зубьев	198				
		– отсутствие смазки	55				
		– отсутствие деталей	24				
Б _{8.2}	Зубчатая полу-муфта	– износ шпоночного паза	54	328	4,0	4814	58,88
		– износ зубьев	198				
		– отсутствие смазки	55				
		– отсутствие деталей	21				
Б _{8.6}	Зубчатая полу-муфта	– износ шпоночного паза	54	328	4,0	5142	62,88
		– износ зубьев	198				
		– отсутствие смазки	55				
		– отсутствие деталей	21				

Продолжение табл. 7

Индекс	Блок, элемент	Возможные отказы	КПР		Доля %	Накопленный итог	
			Кол.	Сумма		Сумма	%
Б _{9.2}	Зубчатая полу-муфта	– износ шпоночного паза	54	328	4,0	5470	66,88
		– износ зубьев	198				
		– отсутствие смазки	55				
		– отсутствие деталей	21				
Б _{9.6}	Зубчатая полу-муфта	– износ шпоночного паза	54	328	4,0	5798	70,88
		– износ зубьев	198				
		– отсутствие смазки	55				
		– отсутствие деталей	21				
Б _{3.5}	Шкив	– износ поверхности	165	268	3,23	6066	74,11
		– износ шпоночного паза	48				
		– трещины, обломы	55				
А ₁	Электродвигатель	– замыкание обмотки	48	242	2,96	6308	77,07
		– износ щеток	50				
		– износ шеек вала	144				
Б _{10.1}	Вал	– износ шеек	144	198	2,42	6506	79,49
		– износ шпоночного паза	54				
Б _{12.1}	Вал	– износ шеек	144	198	2,42	6704	81,91
		– износ шпоночного паза	54				
Б _{10.8}	Букса	– износ поверхности	126	126	1,54	6830	83,45
Б _{12.8}	Букса	– износ поверхности	126	126	1,54	6956	84,99
Б _{10.5}	Подшипник	– отсутствие смазки	50	110	1,34	7066	86,33
		– наличие дефектов	60				
Б _{12.5}	Подшипник	– отсутствие смазки	50	110	1,34	7176	87,67
		– наличие дефектов	60				
А ₂	Крепёжное соединение	– отсутствие элемента	21	63	0,77	7239	88,44
		– дефект резьбы	42				
Б _{3.4}	Крепёжное соединение	– отсутствие элемента	21	63	0,77	7302	89,21
		– дефект резьбы	42				
А ₅	Крепёжное соединение	– отсутствие элемента	21	63	0,77	7365	89,98
		– дефект резьбы	42				
А ₇	Крепёжное соединение	– отсутствие элемента	21	63	0,77	7428	90,75
		– дефект резьбы	42				
Б _{8.3}	Крепёжное соединение	– отсутствие элемента	21	63	0,77	7491	91,52
		– дефект резьбы	42				
Б _{9.3}	Крепёжное соединение	– отсутствие элемента	21	63	0,77	7554	92,29
		– дефект резьбы	42				
Б _{10.12}	Крепёжное соединение	– отсутствие элемента	21	63	0,77	7617	93,06
		– дефект резьбы	42				
Б _{12.11}	Крепёжное соединение	– отсутствие элемента	21	63	0,77	7680	93,83
Б _{3.1}	Шпонка	– срез, смятие	48	48	0,59	7728	94,42
Б _{3.6}	Шпонка	– срез, смятие	48	48	0,59	7776	95,01

Окончание табл. 7

Индекс	Блок, элемент	Возможные отказы	КПР		Доля %	Накопленный итог	
			Кол.	Сумма		Сумма	%
			– дефект резьбы				
Б _{8.1}	Шпонка	– срез, смятие	48	48	0,59	7824	95,6
Б _{8.7}	Шпонка	– срез, смятие	48	48	0,59	7872	96,19
Б _{9.1}	Шпонка	– срез, смятие	48	48	0,59	7920	96,78
Б _{8.12}	Крышка	– износ отверстия	48	48	0,59	7968	97,37
Б _{9.7}	Шпонка	– срез, смятие	48	48	0,59	8016	97,96
Б _{10.2}	Шпонка	– срез, смятие	48	48	0,59	8064	98,55
Б _{12.2}	Шпонка	– срез, смятие	48	48	0,59	8112	99,14
Б _{10.10}	Масленка	– наличие дефектов	35	35	0,43	8147	99,57
Б _{12.9}	Масленка	– наличие дефектов	35	35	0,43	8182	100

Примечание: КПР - коэффициент приоритетного риска.

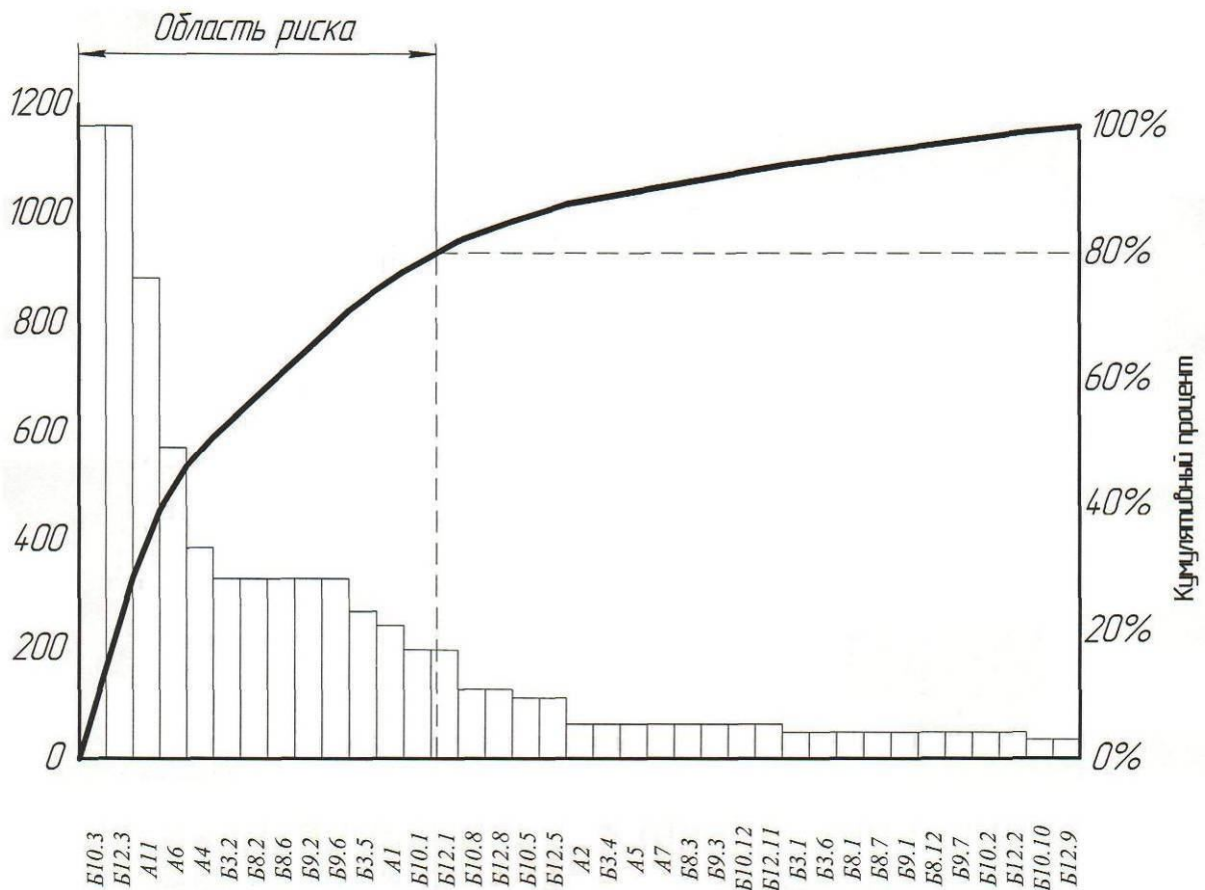


Рис. 13. Диаграмма Парето механизма передвижения мостового крана

Для построения диаграммы Парето (рис. 13) на оси абсцисс откладываем блоки и элементы конструкции, обозначая их индексами, а на оси ординат – значение коэффициента приоритетного риска.

Далее строим столбчатую диаграмму, где каждому блоку или элементу объекта соответствует свой столбик, вертикальная сторо-

на которого равна значению коэффициента приоритетного риска. Блоки и элементы откладываются в порядке убывания их коэффициента приоритетного риска. Если при построении диаграммы ряд столбцов имеют одинаковую высоту, то это означает их одинаковый «вклад в образование риска возникновения отказа» механизма передвижения

мостового крюкового электрического крана.

На правой стороне графика по оси ординат откладываем значения кумулятивного процента и вычерчиваем кривую кумулятивной суммы. Данная кривая носит название кривой Парето, она отражает в общем случае накопленное влияние всех причин потенциальных отказов блоков и элементов в конструкции механизма передвижения мостового крюкового электрического крана.

Далее на уровне 80 % проводим горизонтальную линию до пересечения с кумулятивной кривой и из точки пересечения опускаем перпендикуляр на горизонтальную ось. В итоге получаем две области потенциальных отказов, которые расположены слева от перпендикуляра являются значимыми, а справа не значимые.

Из построенной диаграммы Парето (рис. 13) видно, что в области риска оказались элементы конструкции, как:

1.	Б _{10.3}	Колесо	– 14,19
2.	Б _{12.3}	Колесо	– 14,19
3.	А ₁₁	Рельс	– 10,79
4.	А ₆	Редуктор	– 6,99
5.	А ₄	Тормоз	– 4,72
6.	Б _{3.2}	Зубчатая полумуфта	– 4,0
7.	Б _{8.2}	Зубчатая полумуфта	– 4,0
8.	Б _{8.6}	Зубчатая полумуфта	– 4,0
9.	Б _{9.2}	Зубчатая полумуфта	– 4,0
10.	Б _{9.6}	Зубчатая полумуфта	– 4,0
11.	Б _{3.5}	Шкив	– 3,23
12.	А ₁	Электродвигатель	– 2,96
13.	Б _{10.1}	Вал	– 2,42

Для установления причинно-следственных связей между объектом и влияющих на него факторов строится диаграмма Исикавы [1] для блоков и элементов объекта, попавших в область риска (рис. 14).

Анализируя причинно-следственную диаграмму (рис. 14), можно сделать вывод, что наибольший риск возникновения потенциальных отказов имеет колесо. Этот факт подтверждается значением коэффициента приоритетного риска – 1160. По сравнению с остальными рисками потенциальных отказов блоков и элементов объекта: рельс – 882, ре-

дуктор – 571, тормоз – 385, зубчатая полумуфта – 328, шкив – 268, электродвигатель – 242, вал – 198. Возможные причины отказов блоков и элементов объекта из области риска и значимость последствий приведены в табл. 8.

Заключение.

Исследование показывает, что лимитирующими элементами в конструкции механизма передвижения крюкового электрического мостового крана являются: колесо, рельс, редуктор, тормоз, зубчатая полумуфта, шкив, электродвигатель, вал. Из них по значимости последствия (очень важными) являются: колесо и рельс.

Несоблюдение паспортных режимов работы и условий эксплуатации, невыполнение требований нормативной документации по диагностике возможных причин отказов специальными процедурами контроля, применение неэффективных методов неразрушающего контроля и средств измерения может приводить к увеличению числа лимитирующих элементов и увеличению риска возникновения потенциальных отказов.

Таким образом, для уменьшения риска возникновения потенциальных отказов необходимо:

1) соблюдать паспортный режим работы подъемного сооружения и условия эксплуатации;

2) проводить диагностику возможных причин отказов специальными процедурами контроля;

3) применять эффективные методы неразрушающего контроля и средства измерения.

Представленный в данной работе FMEA-анализ позволяет выполнить оценку критичности и тяжести последствий элементов конструкции в процессе эксплуатации технического устройства в условиях получения необходимой информации о величине слагаемых риска – вероятности возникновения отказов вследствие проявления тех или иных характерных дефектов металлоконструкции, механизмов движения, систем энергообеспечения и безопасности в зависимости от диагностики возможных причин отказов специальными процедурами контроля, продолжительности использования элементов конструкции, методов и средств измерения.

Достоверность оценки технического риска может быть достигнута на основании анализа

конструкции, режима работы, эксплуатационной документации, организации работы по техническому обслуживанию и ремонту на основе экспертных оценок технического со-

стояния обследованных машин и промышленной безопасности на подъемных сооружениях опасных производственных объектов.

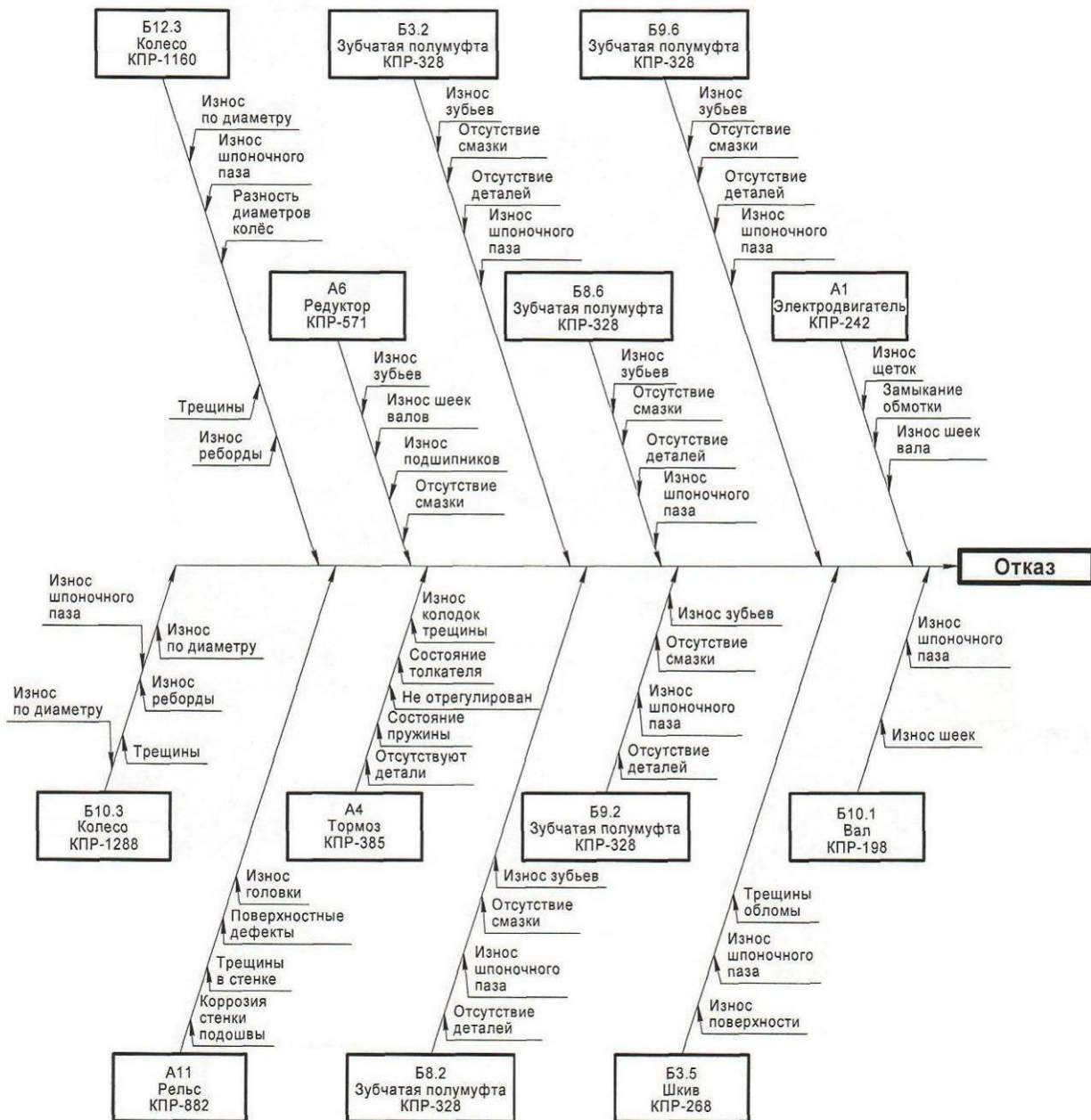


Рис. 14. Диаграмма Исикавы для элементов механизма передвижения мостового крана, оказавшихся в зоне риска

Таблица 8

Элемент конструкции	Возможные отказы	Значимость последствия
Колесо	– трещины	Очень важная
	– износ по диаметру	Умеренная
	– износ реборды	Умеренная
	– разность диаметров колес	Умеренная
	– износ шпоночного паза	Умеренная

Окончание табл. 8

Элемент конструкции	Возможные отказы	Значимость последствия
Колесо	– трещины	Очень важная
	– износ по диаметру	Умеренная
	– износ реборды	Умеренная
	– разность диаметров колес	Умеренная
	– износ шпоночного паза	Умеренная
Рельс	– износ головки	Умеренная
	– поверхностные дефекты	Умеренная
	– трещины в стенке	Очень важная
	– коррозия стенки и подошвы	Очень важная
Редуктор	– отсутствие смазки	Слабая
	– износ зубьев	Умеренная
	– износ шеек валов	Умеренная
	– износ подшипников	Умеренная
Тормоз	– не отрегулирован	Незначительная
	– состояние пружины	Слабая
	– отсутствуют детали	Незначительная
	– состояние толкателя	Слабая
	– износ колодок, трещины	Слабая
Зубчатая полумуфта	– износ шпоночного паза	Умеренная
	– износ зубьев	Умеренная
	– отсутствие смазки	Слабая
	– отсутствие деталей	Незначительная
Зубчатая полумуфта	– износ шпоночного паза	Умеренная
	– износ зубьев	Умеренная
	– отсутствие смазки	Слабая
	– отсутствие деталей	Незначительная
Зубчатая полумуфта	– износ шпоночного паза	Умеренная
	– износ зубьев	Умеренная
	– отсутствие смазки	Слабая
	– отсутствие деталей	Незначительная
Зубчатая полумуфта	– износ шпоночного паза	Умеренная
	– износ зубьев	Умеренная
	– отсутствие смазки	Слабая
	– отсутствие деталей	Незначительная
Зубчатая полумуфта	– износ шпоночного паза	Умеренная
	– износ зубьев	Умеренная
	– отсутствие смазки	Слабая
	– отсутствие деталей	Незначительная
Зубчатая полумуфта	– износ шпоночного паза	Умеренная
	– износ зубьев	Умеренная
	– отсутствие смазки	Слабая
	– отсутствие деталей	Незначительная
Шкив	– износ поверхности	Слабая
	– износ шпоночного паза	Умеренная
	– трещины, обломы	Слабая
Электродвигатель	– замыкание обмотки	Умеренная
	– износ щеток	Слабая
	– износ шеек вала	Умеренная
Вал	– износ шеек	Умеренная
	– износ шпоночного паза	Умеренная

Список литературы

1. Анализ видов и последствий потенциальных отказов. ФМЕА: справ. рук. / «Крайслер корпорэйшн», «Форд мотор компани», «Дженерал моторс корпорэйшн». – Н. Новгород: НИЦ КД; Приоритет, 1997. – 67 с.
2. Исикава, К. Японские методы управления качеством. – М.: Экономика, 1988. – 216 с.
3. Александров, М.П. Грузоподъемные машины / М.П. Александров. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э.Баумана – Высшая школа, 2000. – 552 с.
4. Каневский, И.Н. Неразрушающие методы контроля / И.Н. Каневский, Е.Н. Сальникова. – Владивосток: Изд-во ДВГТУ, 2007. – 243 с.
5. Федеральный закон от 21.07.1997 № 116-ФЗ «О промышленной безопасности опасных производственных объектов».
6. Постановление Правительства РФ от 10.03.1999 № 263 «Об организации и осуществлении производственного контроля за соблюдением требований промышленной безопасности на опасном производственном объекте».
7. Федеральные нормы и правила в области промышленной безопасности «Правила безопасности опасных производственных объектов, на которых используются подъемные сооружения».
8. Федеральные нормы и правила в области промышленной безопасности «Правила проведения экспертизы промышленной безопасности».
9. РД 10-112-1-04 «Рекомендации по экспертному обследованию грузоподъемных машин. Общие положения».
10. РД 10-112-5-97 «Методические указания по обследованию грузоподъемных машин с истекшим сроком службы. Часть 5. Краны мостовые и козловые».
11. РД 03-606-03 «Инструкция по визуальному и измерительному контролю».
12. РД 03-348-00 «Методические указания по магнитной дефектоскопии стальных канатов. Основные положения».
13. РД 13-05-2006 «Методические рекомендации о порядке проведения магнитопорошкового контроля технических устройств и сооружений, применяемых и эксплуатируемых на опасных производственных объектах».
14. РД 13-06-2006 «Методические рекомендации о порядке проведения капиллярного контроля технических устройств и сооружений, применяемых и эксплуатируемых на опасных производственных объектах».
15. РД 13-04-2006 «Методические рекомендации о порядке проведения теплового контроля технических устройств и сооружений, применяемых и эксплуатируемых на опасных производственных объектах».
16. РД 13-03-2006 «Методические рекомендации о порядке проведения вихретокового контроля технических устройств и сооружений, применяемых и эксплуатируемых на опасных производственных объектах».
17. РД РОСЭК-001-96 «Машины грузоподъемные. Конструкции металлические. Контроль ультразвуковой. Основные положения».
18. РД РОСЭК-006-97 «Машины грузоподъемные. Конструкции металлические. Толщинометрия ультразвуковая. Основные положения».
19. РД 10-197-98 «Инструкция по оценке технического состояния болтовых и заклепочных соединений грузоподъемных кранов».
20. ИСО 4301/1-86 «Краны грузоподъемные классификация».
21. ГОСТ 25835-83 «Краны грузоподъемные. Классификация механизмов по режимам работы».
22. ГОСТ Р 51901.12-2007 «Менеджмент риска. Метод анализа видов и последствий отказов».
23. Гилев, А.В. Металлургические подъемно-транспортные машины / А.В. Гилев, А.А. Анушенков, А.Ю. Стовманенко, А.О. Шигин. – Красноярск: СФУ, 2008. - 252 с.
24. ГОСТ 25546-82 «Краны грузоподъемные. Режимы работы».
25. Ритенман, И.Л. Вероятность возникновения отказов при эксплуатации механизма подъема мостового крюкового электрического крана / И.Л. Ритенман, В.И. Ритенман, Л.И. Блейшмидт // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. – 2017. - №3. – С. 303-332.
26. Ритенман, И.Л. Вероятность возникновения отказов при эксплуатации механизма передвижения грузовой тележки мостового крюкового электрического крана / И.Л.

Ритенман, В.И. Ритенман, Л.И. Блейшмидт // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. – 2017. – №4. – С. 426-446.

27. Ритенман, И.Л. Вероятность возникновения отказов при эксплуатации рамы грузовой тележки мостового крюкового электрического крана / И.Л. Ритенман, В.И. Ритенман, Л.И. Блейшмидт // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. – 2018. – №1. – С. 56-70.

Сведения об авторах

Ритенман Илья Леонидович – эксперт в области промышленной безопасности, технический директор ООО «Промбезопасность», ritenman@mail.ru.

Ритенман Владислав Ильич – инженер-метролог АО «МЕТАКЛЭЙ», vlad.ritenman@mail.ru.

Блейшмидт Леонид Израйлович – кандидат технических наук, доцент, заместитель генерального директора ООО «Промбезопасность», lblshdt@rambler.ru.

PROBABILITY OF EMERGENCE OF FAILURES OF THE MOVEMENT MECHANISM OF THE BRIDGE HOOK ELECTRIC CRANE AT OPERATION

Ritenman I.L.¹, Ritenman V.I.², Bleyshmidt L.I.¹

¹ - ООО «Prombezopasnost» (Bryansk, Russian Federation)

² - JSC "METACLAY" (Karachev, Bryansk region, Russian Federation)

Given the application of the methods of analysis of types and consequences of failures (FMEA analysis) to assess the technical risk of occurrence of emergency situations during the operation of the lifting mechanism electrical hook bridge crane. The technique allows to identify the limiting elements and to determine the significance of effects in the design of the lifting mechanism, to develop measures to reduce the risk of the occurrence of an emergency.

Key words: *industrial safety, risk assessment, FMEA analysis, criticality, risk priority coefficient, Pareto chart, Ishikawa diagram, the probability of failure detection probability of failure.*

DOI: 10.22281/2413-9920-2018-04-02-180-202

References

1. Analysis of the types and consequences of potential failures. FMEA / "Chrysler Corporation, Ford motor company, General motors Corporation". N. Novgorod, KD, Priority, 1997. 67 p. (In Russian)

2. Ishikawa K. Japanese quality management methods. Moscow, Economics, 1988. 216 p. (In Russian)

3. Aleksandrov M.P. Lifting machines. Moscow, MGTU imeni N.E. Bauman, Vysshaya shkola, 2000. 552 p. (In Russian)

4. Kanevsky I.N., Salnikova E.N. Non-destructive methods of control. Vladivostok, DVG TU, 2007. 243 p. (In Russian)

5. Federal law of 21.07.1997 № 116-FZ "On industrial safety of hazardous production facilities". (In Russian)

6. The decree of the RF Government dated 10.03.1999 N 263 "On the organization and implementation of production control over observance of industrial safety requirements at hazardous production facilities". (In Russian)

7. Federal norms and rules in the field of industrial safety "Safety rules for hazardous production facilities which are used elevating constructions". (In Russian)

8. Federal norms and rules in the field of industrial safety "Rules of carrying out of examination of industrial safety". (In Russian)

9. RD 10-112-1-04 "Guidelines for expert inspection of lifting machines. General provisions". (In Russian)

10. RD 10-112-5-97 "Guidelines for examination of lifting equipment with expired service life. Part 5. Cranes, overhead travelling and gantry". (In Russian)

11. RD 03-03-606 "Instruction on visual and measuring inspection". (In Russian)

12. RD 03-348-00 "Methodical guidelines for magnetic inspection of steel ropes. The main provisions". (In Russian)

13. RD 13-05-2006 "Methodological recommendations on the procedure for magnetic particle inspection of technical devices and structures applied and operated on hazardous production facilities". (In Russian)

14. RD 13-06-2006 "guidelines on procedures for conducting liquid penetrant inspection of technical devices and structures applied and operated on hazardous production facilities". (In Russian)

15. RD 13-04-2006 "Methodological recommendations on the procedure for thermal inspection of technical devices and structures applied and operated on hazardous production facilities". (In Russian)

16. RD 13-03-2006 "Methodological recommendations on the procedure for conducting eddy current testing of technical devices and structures applied and operated on hazardous production facilities". (In Russian)

17. RD ROSEK-001-96 "Machine lifting. Metal construction. The control of ultrasound. General provisions". (In Russian)

18. RD ROSEK-006-97 "Machine lifting. Metal construction. Ultrasonic thickness measurement. General provisions". (In Russian)

19. RD 10-197-98 "Guidelines for evaluation of technical condition of bolted and riveted joints of cranes". (In Russian)

20. ISO 4301/1-86 "Cranes classification". (In Russian)

21. GOST 25835-83 "Cranes. Classification of mechanisms modes". (In Russian)

22. GOST R 51901.12-2007 "Management of risk. The method of analysis of types and consequences of failures". (In Russian)

23. Gilev A.V., Anushenkov, A., Stovbunenko A., Shigin A. O. Metallurgical lifting-transport machines. Krasnoyarsk, SFU, 2008. 252 p. (In Russian)

24. GOST 25546-82 «Cranes for lifting. Operating modes» (In Russian)

25. Ritenman I.L., Ritenman V.I., Bleyshmidt L.I. The likelihood of failures in the operation of the lifting mechanism electrical hook bridge crane. *Nauchno-tekhnicheskij vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta*, 2017, No.3, pp. 303-332. DOI: 10.22281/2413-9920-2017-03-03-303-332 (In Russian)

26. Ritenman I.L., Ritenman V.I., Bleyshmidt L.I. Probability of failures in the operation of the movement mechanism of the cargo trolley of a bridge hook electric crane. *Nauchno-tekhnicheskij vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta*, 2017, No.4, pp. 426-446. DOI: 10.22281/2413-9920-2017-03-04-426-446 (In Russian)

27. Ritenman I.L., Ritenman V.I., Bleyshmidt L.I. The probability of failure in the operation of the truck frame of a bridge hook electric crane. *Nauchno-tekhnicheskij vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta*, 2018, No.1, pp. 56-70. DOI: 10.22281/2413-9920-2018-04-01-56-70 (In Russian)

Authors' information

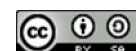
Ilya L. Ritenman – an expert in the field of industrial safety, the technical Director at Limited Society "Prombezopasnost", ritenman@mail.ru.

Vladislav I. Ritenman – engineer-metrologist at JSC "METACLAY", vlad.ritenman@mail.ru.

Leonid I. Bleyshmidt - Candidate of Technical Sciences, Assistant Professor, Vice director at Limited Society "Prombezopasnost", lblshdt@rambler.ru.

Дата принятия к публикации
(Date of acceptance for publication)
07.06.2018

Дата публикации
(Date of publication):
25.06.2018



УДК 621.867

ВЛИЯНИЕ КОЛИЧЕСТВА ПОСЛЕДОВАТЕЛЬНО ОТКАЗАВШИХ ПРИВОДНЫХ ПОДВЕСОК КОНВЕЙЕРА С ПОДВЕСНОЙ ЛЕНТОЙ И РАСПРЕДЕЛЕННЫМ ПРИВОДОМ ПРИ ЗАКЛИНИВАНИИ ПРИВОДНЫХ РОЛИКОВ

Толкачев Е.Н.

ЗАО «Брянский арсенал» (Брянск, Россия)

Статья посвящена актуальному вопросу, связанному с математическим моделированием отказов приводных подвесок конвейера с подвесной лентой. Используя разработанную математическую модель отказов ведущих подвесок вследствие заклинивания приводного ролика, для эталонной конструкции конвейера с подвесной лентой и распределенным приводом выполнен комплекс расчетов динамических характеристик. Проведено исследование влияния количества и взаимного расположения отказавших приводных подвесок на трассе на главные технические характеристики конвейера с подвесной лентой.

Ключевые слова: заклинивание роликов, конвейер ленточный, лента подвесная, модель математическая, отказ, подвеска, привод распределенный.

DOI: 10.22281/2413-9920-2018-04-02-203-210

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

Данная статья является продолжением ранее опубликованных работ [1-4] и посвящена исследованию технических характеристик конвейеров с подвесной лентой и распределенным приводом [5-7] при наступлении отказов ведущих подвесок вследствие заклинивания приводных роликов.

Возникновение подобной разновидности отказов обуславливается работой встроенных тормозов нормально-замкнутого типа при нештатном отключении мотор-редукторного привода или заклиниванием выходного вала привода в результате разрушения элементов составных частей редуктора или электродвигателя. Особенность проявления данного вида отказа заключается в том, что при его наступлении перемещение ведущей подвески сопровождается скольжением (юзом) приводного ролика. В таком случае крутящий момент на валу мотор-редуктора обращается в ноль, а сопротивление движению от силы трения качения изменяется на сопротивление от сил трения скольжения. На данном ключевом отличии основана разработанная математическая модель динамики элементов конвейера с подвесной лентой и распределенным приводом при возникновении отказов вследствие заклинивания приводных роликов ведущих подвесок [1]. Модель позволяет выполнять расчеты динамических характеристик кон-

вейера с подвесной лентой и распределенным приводом для вертикально-замкнутой трассы произвольной длины и конфигурации с достаточно большим количеством приводных и неприводных подвесок, а также широким диапазоном варьируемых технических параметров элементов конструкции.

В выполненных расчетах использовалась конструкция эталонного конвейера с подвесной лентой и распределенным приводом, схема конфигурации трассы и основные технические характеристики которого приведены в работах [2, 4, 8]. Моделирование динамических характеристик конвейера выполнялось в интервале времени от 0 до 100 с с шагом 0,01 с. Время наступления отказа приводной подвески № 1 принято равным 10 с. Начальные линейные перемещения подвесок равны длине пути от начала грузовой ветви вдоль направляющих качения до соответствующего положения подвесок на трассе, в то время как угловые перемещения, а также линейные и угловые скорости принимались равными нулю.

Влияние количества и взаимного расположения последовательно отказавших вследствие заклинивания ведущих роликов приводных подвесок на главные показатели конвейера оценивалось в соответствии с расчетными вариантами, приведенными в таблице. Используемый для анализа последова-

тельный и упорядоченный выбор взаимного расположения отказывающих приводных подвесок обусловлен результатами полученных ранее расчетов [3]. При исследовании упорядоченного и произвольного располо-

жения отказавших подвесок на трассе установлено, что наихудшее сочетание технических характеристик конвейера соответствуют моделируемой конфигурации, при которой группа последовательно расположенных

Таблица

Основные промежуточные расчетные варианты сочетания отказавших приводных подвесок эталонной конструкции конвейера [2, 4]

Вариант	Номер приводной подвески																			
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
<i>B_{0,0}</i>																				
<i>B_{1,1}</i>	✕																			
<i>B_{2,1}</i>	✕	✕																		
<i>B_{3,1}</i>	✕	✕	✕																	
<i>B_{4,1}</i>	✕	✕	✕	✕																
<i>B_{5,1}</i>	✕	✕	✕	✕	✕															
<i>B_{6,1}</i>	✕	✕	✕	✕	✕	✕														
<i>B_{7,1}</i>	✕	✕	✕	✕	✕	✕	✕													
<i>B_{8,1}</i>	✕	✕	✕	✕	✕	✕	✕	✕												
<i>B_{9,1}</i>	✕	✕	✕	✕	✕	✕	✕	✕	✕											
<i>B_{10,1}</i>	✕	✕	✕	✕	✕	✕	✕	✕	✕	✕										
<i>B_{11,1}</i>	✕	✕	✕	✕	✕	✕	✕	✕	✕	✕	✕									
<i>B_{12,1}</i>	✕	✕	✕	✕	✕	✕	✕	✕	✕	✕	✕	✕								
<i>B_{13,1}</i>	✕	✕	✕	✕	✕	✕	✕	✕	✕	✕	✕	✕	✕							
<i>B_{14,1}</i>	✕	✕	✕	✕	✕	✕	✕	✕	✕	✕	✕	✕	✕	✕						
<i>B_{15,1}</i>	✕	✕	✕	✕	✕	✕	✕	✕	✕	✕	✕	✕	✕	✕	✕					
<i>B_{16,1}</i>	✕	✕	✕	✕	✕	✕	✕	✕	✕	✕	✕	✕	✕	✕	✕	✕				
<i>B_{17,1}</i>	✕	✕	✕	✕	✕	✕	✕	✕	✕	✕	✕	✕	✕	✕	✕	✕	✕			
<i>B_{18,1}</i>	✕	✕	✕	✕	✕	✕	✕	✕	✕	✕	✕	✕	✕	✕	✕	✕	✕	✕		
<i>B_{19,1}</i>	✕	✕	✕	✕	✕	✕	✕	✕	✕	✕	✕	✕	✕	✕	✕	✕	✕	✕	✕	
<i>B_{20,1}</i>	✕	✕	✕	✕	✕	✕	✕	✕	✕	✕	✕	✕	✕	✕	✕	✕	✕	✕	✕	✕
<i>B_{2,2}</i>	✕										✕									
<i>B_{4,2}</i>	✕	✕									✕	✕								
<i>B_{6,2}</i>	✕	✕	✕								✕	✕	✕							
<i>B_{8,2}</i>	✕	✕	✕	✕							✕	✕	✕	✕						
<i>B_{10,2}</i>	✕	✕	✕	✕	✕						✕	✕	✕	✕	✕					
<i>B_{12,2}</i>	✕	✕	✕	✕	✕	✕					✕	✕	✕	✕	✕	✕				
<i>B_{14,2}</i>	✕	✕	✕	✕	✕	✕	✕				✕	✕	✕	✕	✕	✕	✕			
<i>B_{16,2}</i>	✕	✕	✕	✕	✕	✕	✕	✕			✕	✕	✕	✕	✕	✕	✕	✕		
<i>B_{18,2}</i>	✕	✕	✕	✕	✕	✕	✕	✕	✕		✕	✕	✕	✕	✕	✕	✕	✕	✕	
<i>B_{4,4}</i>	✕					✕					✕									
<i>B_{8,4}</i>	✕	✕				✕	✕				✕	✕								
<i>B_{12,4}</i>	✕	✕	✕			✕	✕	✕			✕	✕	✕							
<i>B_{16,4}</i>	✕	✕	✕	✕		✕	✕	✕	✕		✕	✕	✕	✕						
<i>B_{5,5}</i>	✕				✕					✕										
<i>B_{10,5}</i>	✕	✕			✕	✕				✕	✕									
<i>B_{15,5}</i>	✕	✕	✕		✕	✕	✕			✕	✕	✕								
<i>B_{10,10}</i>	✕		✕		✕		✕		✕		✕		✕		✕		✕		✕	

отказавших приводных подвесок скапливается в одной области. Поэтому для выполнения последовательного сравнительного анализа динамических характеристик при различном количестве отказавших приводных подвесок сформирован ряд промежуточных расчетных случаев упорядоченного расположения отказавших подвесок.

В представленной таблице расчетные варианты имеют обозначение в виде $V_{X,Y}$, где X – общее количество отказавших приводных подвесок; Y – количество групп последовательно отказавших приводных подвесок, расположенных с равным шагом вдоль трассы.

На рис. 1-3 представлено распределение мощности конвейера, скорости транспортирования груза, а также продольных напряжений в грузонесущей ленте в зависимости от количества и взаимного упорядоченного расположения отказавших приводных подвесок на трассе конвейера. С сокращением количества групп последовательно отказавших приводных подвесок, расположенных с равным шагом вдоль трассы, в рамках неизменного количества отказавших подвесок мощность приводов и скорость движения сокращаются, а напряжения в конвейерной ленте увеличиваются.

Полученные результаты подтверждают данные [3], что при увеличении концентрации отказавших приводных подвесок в одной области исследуемые технические характеристики конвейера принимают наиболее неблагоприятные значения.

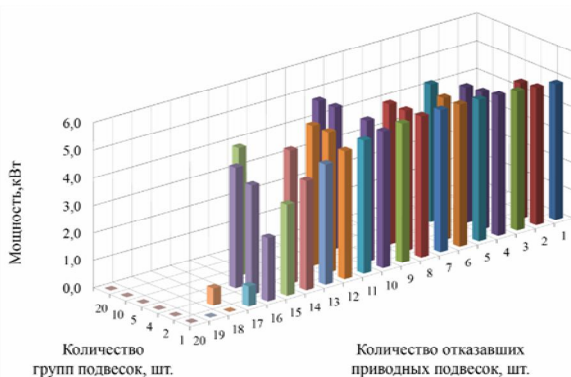


Рис. 1. Распределение величины общей мощности приводов подвесок конвейера с подвесной лентой и распределенным приводом в зависимости от взаимного сочетания на трассе отказавших приводных подвесок

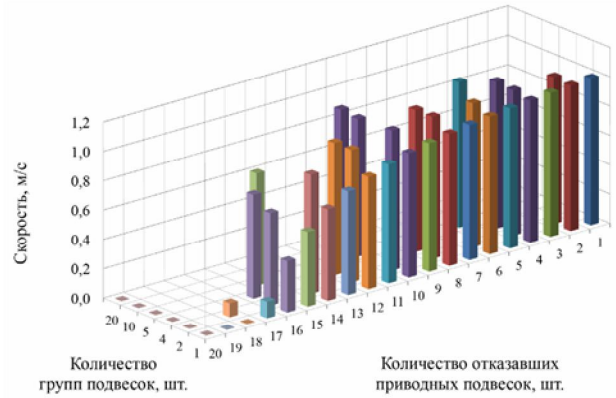


Рис. 2. Распределение величины скорости транспортирования конвейера с подвесной лентой и распределенным приводом в зависимости от взаимного сочетания на трассе отказавших приводных подвесок

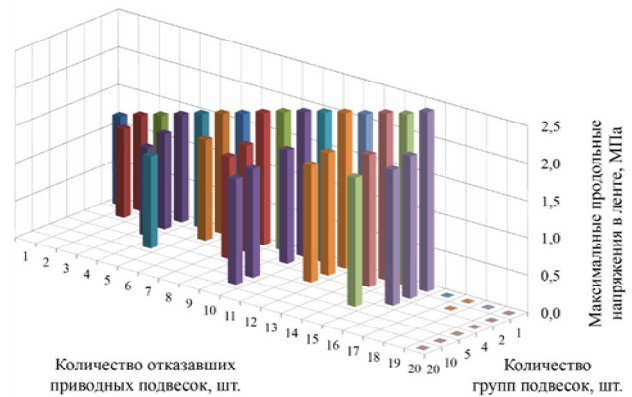


Рис. 3. Распределение величины максимальных продольных напряжений в ленте конвейера с подвесной лентой и распределенным приводом в зависимости от взаимного сочетания на трассе отказавших приводных подвесок

Далее выполнен анализ результатов сравнительного расчета главных технических характеристик конвейера с подвесной лентой и распределенным приводом, полученных при варьировании количества отказавших приводных подвесок, находящихся в составе одной группы последовательно расположенных приводных подвесок.

Момент времени наступления отказа части приводных подвесок (10 с) характеризуется скачкообразным изменением исследуемых технических характеристик. Последующее движение подвесок для расчетных вариантов В1,1 – В17,1 сопровождается колебательным изменением величин мощности приводов подвесок и скорости транспортирования (рис. 4), причем амплитуда и период

колебаний повышаются с увеличением количества отказавших подвесок вследствие заклинивания ведущего ролика приводных подвесок. Следует отметить, что зависимости изменения скорости транспортирования во времени характеризуются постоянным сокращением величин при увеличении количества отказавших приводных подвесок. В то же время значения величин общей мощности

конвейера с ростом количества отказавших приводных подвесок повышаются для вариантов В1,1 – В7,1 и убывают для вариантов В8,1 – В17,1. Полная потеря работоспособности и остановка конвейера происходит в вариантах расчета В18,1 – В20,1, когда исследуемые динамические характеристики обращаются в ноль.

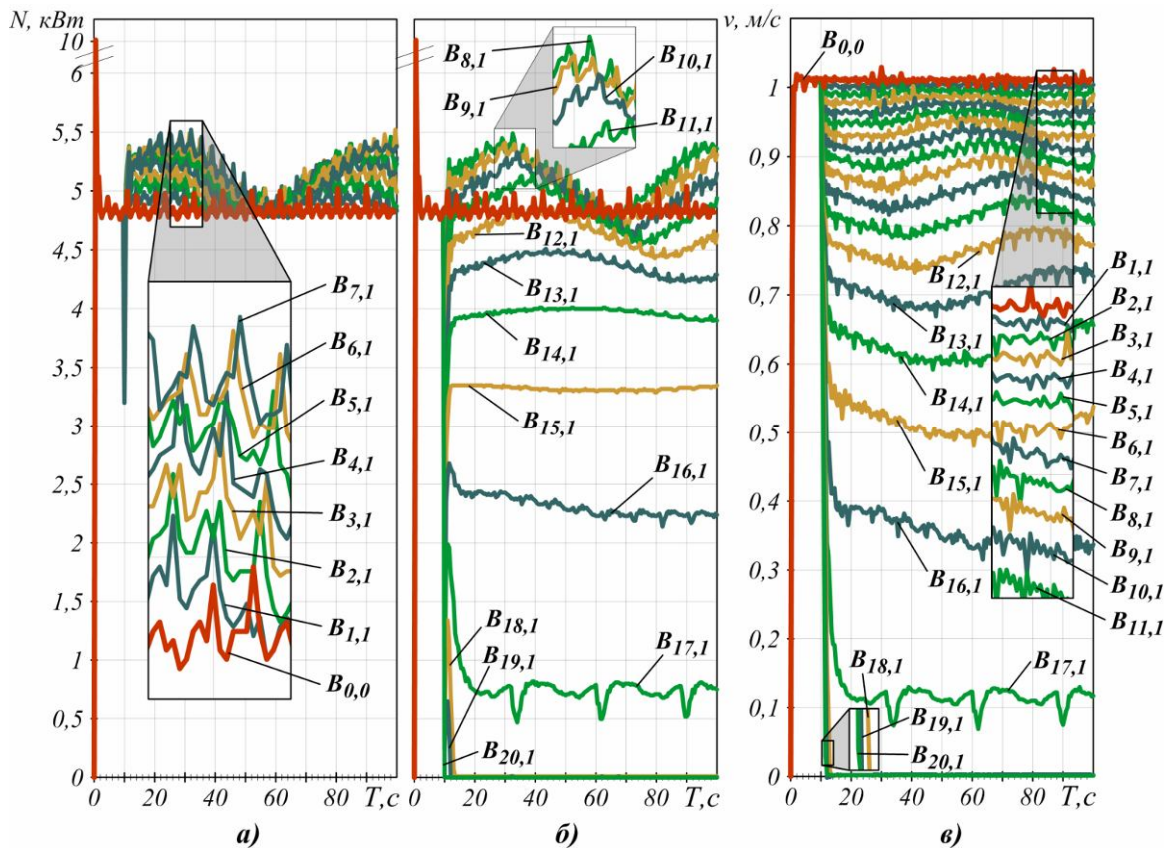


Рис. 4. Изменение во времени в зависимости от количества отказавших подвесок технических характеристик конвейера:

а – мощности ($B_{1,1} - B_{7,1}$); б – мощности ($B_{8,1} - B_{20,1}$); в – скорости

Зависимости усредненных значений мощности конвейера и скорости транспортирования, измеренных после наступления отказа, от количества вышедших из строя приводных подвесок приведены на рис. 5. Видно, что общая мощность конвейера повышается практически до отказа 35% приводных подвесок, после чего стремительно снижается до нуля. Скорость конвейера постоянно убывает, причем после отказа порядка 50% приводных подвесок ее сокращение протекает несколько стремительнее. Полная остановка конвейера наступает при отказе 90% приводных подвесок.

В расчетном случае, связанном с отказом приводных подвесок вследствие заклинивания ведущих роликов, локальное повышение общей мощности конвейера при отказе малого количества подвесок обосновывается следующим. Общая мощность конвейера с подвесной лентой и распределенным приводом складывается из мощностей приводов, встроенных в ведущие подвески. При выходе из строя ведущей подвески происходит сокращение общей мощности конвейера на величину мощности отказавшего привода.

Вместе с тем возникающие в результате заклинивания и образования трения скольжения дополнительные сопротивления дви-

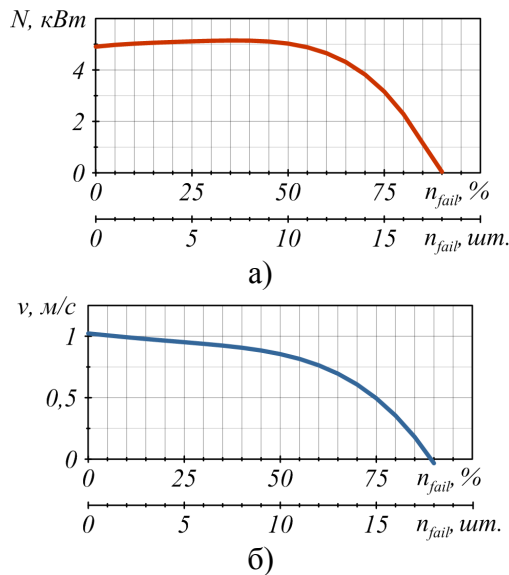


Рис. 5. Изменение в зависимости от количества отказавших подвесок технических характеристик конвейера: а – мощности; б – скорости

жению, действующие со стороны участков грузонесущей конвейерной ленты и сопряженных с ней отказавших подвесок на исправные ведущие подвески, приводят к некоторому повышению величин крутящих моментов. В свою очередь, с повышением крутящего момента привода скорость вращения ведущего ролика в соответствии с используемой при моделировании мотор-редукторного привода подвески прямолинейной механической характеристикой электродвигателя по-

стоянного тока сокращается. Как следствие, полученные результаты демонстрируют, что при относительно небольшом количестве отказавших приводных подвесок повышение величин крутящих моментов превосходит потери, связанные с выходом из строя незначительной части ведущих подвесок и общая мощность конвейера растет. Однако далее суммарные потери мощности отказавших приводных подвесок превышают естественный прирост мощности, связанный с повышением величин крутящих моментов в соответствии с механической характеристикой мотор-редукторного привода, и общая мощность конвейера сокращается.

Напряжения от растяжения/сжатия в продольном направлении конвейерной ленты при отказе приводных подвесок изменяются в соответствии с зависимостями, приведенными на рис. 6.

С увеличением количества вышедших из строя приводных подвесок величина напряжений в конвейерной ленте повышается во всех точках трассы. По значениям максимальных продольных напряжений в конвейерной ленте (рис. 6, б) видно, что при отказе ведущих подвесок вследствие заклинивания приводного ролика напряжения увеличиваются по прямолинейной зависимости. Так, например, при отказе 50% ведущих подвесок

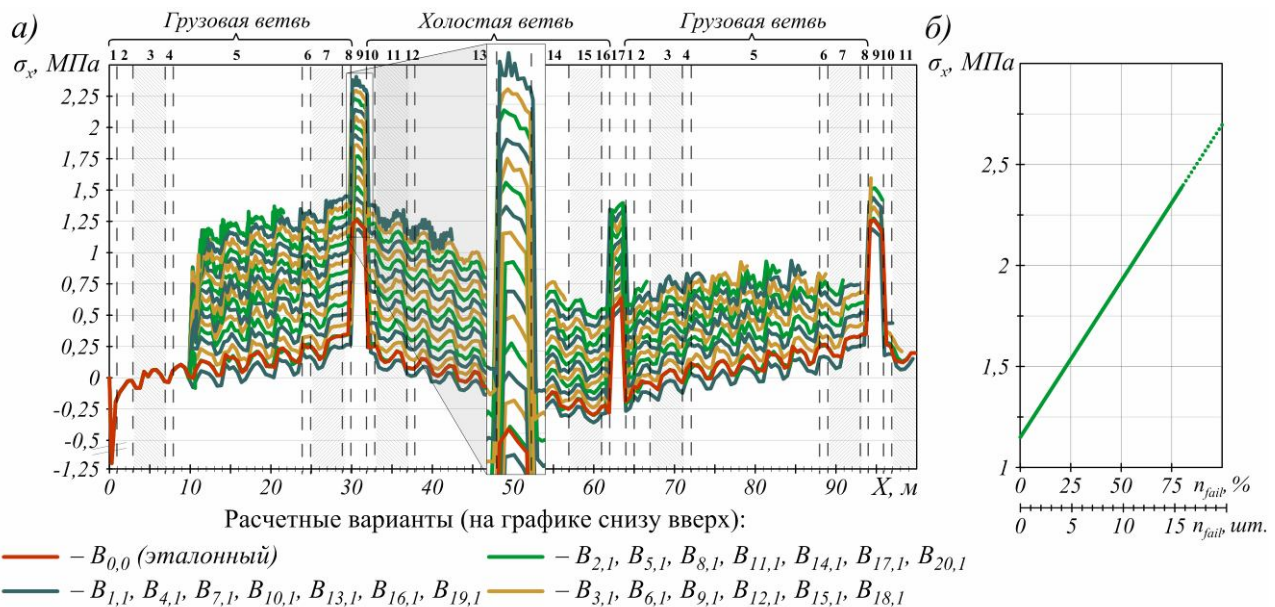


Рис. 6. Зависимости напряжений в ленте конвейера от количества отказавших подвесок: а – продольных напряжений вдоль трассы конвейера; б – максимальных продольных напряжений

напряжения от растяжения/сжатия конвейерной ленты в продольном направлении увеличились в 1,7 раза.

Заключение.

Известно, что важнейшим показателем качества, определяющим эффективность использования конвейерных систем, является надежность. Поскольку выход из строя конвейера приводит к резкому сокращению производительности ведения погрузочно-разгрузочных, транспортных или складских работ. В результате таких вынужденных простоев возникают потери доходности, величина которых согласно [9] может составлять более трети от возможных доходов, обусловленных технологическими возможностями конвейерной установки.

На основе результатов проведенного исследования удалось установить особенности протекания отказов в приводах подвесок конвейера с подвесной лентой и распределенным приводом. Они заключаются в том, что единичные отказы практически не оказывают существенного влияния на изменение основных технических характеристик конвейера вследствие значительного количества приводных подвесок на трассе и возможности перераспределения эксплуатационных нагрузок от транспортируемой ленты с грузом между подвесками, остающимися в работоспособном состоянии. Поэтому единичные отказы приводных подвесок допускают возможность продолжения работы конвейера с подвесной лентой и распределенным приводом без вынужденных остановок с целью проведения ремонтно-восстановительных мероприятий по устранению таких единичных отказов. Полученные результаты подчеркивают достоинства объекта исследования в отношении свойств надежности, а также перспективность продолжения научно-исследовательской работы в данном направлении.

Список литературы

1. Толкачев, Е.Н. Математическая модель отказа приводов ведущих подвесок конвейера с подвесной лентой и распределенным приводом при заклинивании приводных роликов / Е.Н. Толкачев // Научно-технический вестник Брянского государственного уни-

верситета. – 2017. – № 3. – С. 333-343. DOI: 10.22281/2413-9920-2017-03-03-333-343

2. Толкачев, Е.Н. Влияние положения подвесок на трассе конвейера с подвесной лентой и распределенным приводом при заклинивании приводных роликов / Е.Н. Толкачев // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. – 2018. – № 1. – С. 71-78. DOI: 10.22281/2413-9920-2018-04-01-71-78

3. Лагереv, А.В. Исследование отказов приводных подвесок конвейера с подвесной лентой и распределенным приводом / А.В. Лагереv, Е.Н. Толкачев // Проблемы исследования систем и средств автомобильного транспорта: материалы Междунар. очно-заочн. научно-техн. конф., Тула, 23-24 ноября 2017 г. – Тула: Изд-во ТулГУ, 2017. – С. 343-349.

4. Толкачев, Е.Н. Влияние положения подвесок на трассе конвейера с подвесной лентой и распределенным приводом при нарушении подвода электропитания приводов / Е.Н. Толкачев // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. – 2017. – № 4. – С. 426-434. DOI: 10.22281/2413-9920-2017-03-04-426-434

5. Лагереv, А.В. Проектирование и исследования конвейеров с подвесной грузонесущей лентой / А.В. Лагереv, Е.Н. Толкачев, П.В. Бословяк. – Брянск: РИО БГУ, 2016. – 303 с. DOI: 10.5281/zenodo.1197308

6. Lagerev, A.V. Analyzing the Discreet Section Suspension Parameters in a Conveyor with Suspended Belt and Distributed Drive / A.V. Lagerev, E.N. Tolkachev, I.A. Lagerev // Journal of Mechanical Science and Technology. – 2017. – Vol. 31, N. 10. – P. 4669-4678. DOI: 10.1007/s12206-017-0913-7

7. 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. DOI: 10.15866/iremos.v9i4.9808

8. Лагереv, А.В. Моделирование рабочих процессов и проектирование многоприводных ленточных конвейеров / А.В. Лагереv, Е.Н. Толкачев, К.А. Гончаров. – Брянск: РИО БГУ, 2017. – 384 с. DOI: 10.5281/zenodo.1196612

9. Бушуев, В. В. Совокупная стоимость владения - современный метод оценки экономической эффективности использования оборудования (на примере конвейерных лент) // Горная промышленность. – 2013. – № 1. – С. 32-35.

Сведения об авторе

Толкачев Евгений Николаевич – кандидат технических наук, инженер-конструктор ЗАО «Брянский арсенал»,
tolkachev_en@mail.ru.

INFLUENCE OF QUANTITY SEQUENTIALLY FAILED DRIVE SUSPENSIONS OF THE CONVEYOR WITH SUSPENDED BELT AND DISTRIBUTED DRIVE AT JAMMING ROLLERS

Tolkachev E.N.

CJSC "Bryanskiy arsenal" (Bryansk, Russian Federation)

The article is devoted to the topical issue, which is related to mathematical modeling of the failures of drives suspensions of the conveyor with suspended belt and distributed drive. Using the developed mathematical model of the failures drives suspensions due to jamming rollers to the reference design of conveyor with suspended belt and distributed drive the complex of calculations of dynamic characteristics is executed. Investigation of the influence of the number and relative position of the failed drives suspensions on the track on the main technical characteristics of the conveyor belt with suspended belt was carried out.

Key words: conveyor belt, distributed drive, failure, jamming rollers, mathematical model, suspended belt, suspension.

DOI: 10.22281/2413-9920-2018-04-02-203-210

The study was performed under financial support of RFBR grant for the scientific projects carried out by young scientists (My first grant) No. 16-38-00058

References

1. Tolkachev E.N. Mathematical model of failure the drives suspensions of the conveyor with suspended belt and distributed drive at jamming rollers. *Nauchno-tekhnicheskij vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta*, 2017, No. 3, pp. 333-343. DOI: 10.22281/2413-9920-2017-03-03-333-343 (In Russian)

2. Tolkachev E.N. The impact of the provisions of the suspensions on the track of conveyor with suspended belt and distributed drive at jamming rollers. *Nauchno-tekhnicheskij vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta*, 2018, No. 1, pp. 71-78. DOI: 10.22281/2413-9920-2018-04-01-71-78 (In Russian)

3. Lagerev A.V., Tolkachev E.N. Investigation of failures driving suspensions of conveyor with suspension belt and distributed drive. *Materialy Mezhdunarodnoy ochno-zaochnoy nauchno-tekhnicheskoy konferentsii "Problemy*

issledovaniya sistem i sredstv avtomobilnogo transporta". Tula, Izdatelstvo TulGU, 2017, pp. 343-349. (In Russian)

4. Tolkachev E.N. The impact of the provisions of the suspensions on the track of conveyor with suspended belt and distributed drive in violation of the power supply of the drives. *Nauchno-tekhnicheskij vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta*, 2017, No. 4, pp. 426-434. DOI: 10.22281/2413-9920-2017-03-04-426-434 (In Russian)

5. Lagerev A.V., Tolkachev E.N., Boslovjak P.V. *Proektirovanie i issledovaniya konveyerov s podvesnoy gruzonesushchey lentoy* [Design and research of the hanging ribbon]. Bryansk: RIO BGU, 2016. 303 p. DOI: 10.5281/zenodo.1197308 (In Russian)

6. Lagerev A.V., Tolkachev E.N., Lagerev I.A. Analyzing the Discreet Section Suspension Parameters in a Conveyor with Suspended Belt

and Distributed Drive. *Journal of Mechanical Science and Technology*, 2017, Vol. 31, No. 10, pp. 4669-4678. DOI: 10.1007/s12206-017-0913-7 (In Russian)

7. Lagerev A.V., Tolkachev E.N., Lagerev I.A. Modelling of a Vertical Loop Conveyor with Suspended Belt and Distributed Drive. *International Review on Modelling and Simulations*, 2016, Vol. 9, No. 4, pp. 271-279. DOI: 10.15866/iremos.v9i4.9808 (In Russian)

8. Lagerev A.V., Tolkachev E.N., Goncharov K.A. *Modelirovanie rabochnih protsessov i proektirovanie mnogoprivodnyh lentochnyh konveyerov* [Modeling of work processes and

the design of multi-drive belt conveyor]. Bryansk, RIO BGU, 2017. 384 p. DOI: 10.5281/zenodo.1196612 (In Russian)

9. Bushuev V.V. The total cost of ownership – a modern method of evaluating the economic efficiency of the use of equipment (for example conveyor belts). *Gornaya Promyshlennost*, 2013, No. 1, p. 32. (In Russian)

Author' information

Evgeniy N. Tolkachev – Candidate of Technical Sciences, Design engineer at CJSC “Bryanskiy Arsenal”, tolkachev_en@mail.ru.

Дата принятия к публикации
(Date of acceptance for publication)
10.06.2018

Дата публикации
(Date of publication):
25.06.2018



УДК 004.65

УНИВЕРСАЛЬНЫЙ АЛГОРИТМ ОБРАБОТКИ ЗАПРОСОВ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ ТЕХНОЛОГИИ ПАРАЛЛЕЛЬНЫХ ВЫЧИСЛЕНИЙ

Тимофеева Н.Е., Дмитриева К.А.

Саратовский национальный исследовательский государственный университет имени Н.Г. Чернышевского
(Саратов, Россия)

В настоящее время обработка и хранение большого объема информации является одной из сложных и интересных задач. От того, насколько качественно реализованы производительность и надежность базы данных, зависит быстродействие системы в целом. Одним из сложных моментов данного вопроса является обработка запроса к базе данных и его эффективное выполнение. В данной работе рассмотрены современные методы и модели обработки запросов в базах данных. Предложен алгоритм для обслуживания запроса пользователей, который предполагает использование параллельных технологий при обмене информацией с узлами распределенной базы данных и словарем, а также позволяет увеличить время выполнения запроса, что в свою очередь увеличивает быстродействие системы в целом. Приведены актуальные на данный момент технологии хранения большого объема данных: параллельные и распределенные базы данных, парадигма MapReduce.

Ключевые слова: алгоритм, база данных, распределенная база данных, параллельная база данных, MapReduce, обработка запросов.

DOI: 10.22281/2413-9920-2018-04-02-211-217

В современном информационном мире одной из актуальных задач является управление большими потоками данных. Для управления таким объемом данных используют распределенную модель хранения данных – распределенную базу данных (РБД). Управление и получение данных в РБД осуществляется с помощью запросов, от скорости обработки которых зависит быстродействие системы в целом.

Скорость обработки запросов напрямую связана с методом организации связей между узлами РБД, сервером и словарем. В различных работах показаны схемы расположения узлов РБД в системе и методы увеличения эффективности выполнения запроса. Но в литературных источниках не представлено алгоритма организации выполнения запроса в системе и его обработка на различных стадиях развития: от отправки пользователем запроса на выполнение, обработки запроса системой РБД и до получения результата. Возникает вопрос о том, каким образом организовывать обработку запросов системой и как устанавливать связи между всеми ее составляющими.

Решение данного вопроса позволит устранить недостаток в комплексе «НЕКА» [1], который заключается в неоптимальной обработке запросов пользователей к БД. Комплекс «НЕКА» разрабатывался для исследования и построения РБД. Для устранения выявленного недостатка требуется разработ-

ка и внедрение алгоритма, позволяющего оптимально обрабатывать запросы пользователей к БД. Так как современный информационный мир опирается на парадигму параллельных вычислений, то актуальным является разработка алгоритма, который бы включал в себя применение параллельных технологий.

В работе была поставлена цель разработать универсальный алгоритм работы модуля обработки запросов с использованием технологии параллельных вычислений.

Технологии хранения большого объема данных. В [2] был проведен анализ актуальных в настоящее время технологий, используемых для управления и хранения больших объемов информации. Выделяют три основных направления:

- параллельные базы данных;
- распределенные базы данных;
- технология MapReduce.

Распределенная база данных (РБД) – это совокупность множества взаимосвязанных баз данных, распределенных в компьютерной сети. Система управления распределенной базой данных организует прозрачный доступ для пользователя, т.е. РБД для пользователя и прикладных программ выглядит как локальная БД. Узлы РБД, в свою очередь, логически представляют собой независимые компьютеры, которые могут иметь различное переменное окружение [3, 4].

Параллельная база данных – это БД, которая находится под управлением СУБД, реализованной для многопроцессорного компьютера. Подходы, применяемые при построении параллельной БД, направлены на более полное использование преимуществ конкретного мультипроцессора. Таким образом, параллельные БД являются аппаратно-программными комплексами [3, 5].

MapReduce – это модель распределённых вычислений, используемая для параллельных вычислений над большими наборами данных. Работа MapReduce состоит из двух основных шагов:

- Map – предварительная обработка и фильтрации исходных данных;
- Reduce – свертка обработанных данных и получение результата.

Преимущество MapReduce заключается в возможности распределенно производить операции предварительной обработки и свертки [6, 7]. Также на данный момент активно разрабатываются модели внедрения технологии MapReduce в традиционные реляционные СУБД [8] для сохранения преимуществ обеих парадигм.

Для увеличения производительности и обеспечения высокой надежности программного комплекса «НЕКА» было решено использовать технологию распределенного хранения данных на узлах и технологию параллельной обработки запроса, опирающуюся на парадигму MapReduce, на центральном узле.

Методы и модели обработки запросов БД. Методы и модели обработки запросов БД также, как и сами БД, разделяют на два направления: обработка запросов в реляционной и не реляционной БД. Первые из них представляют собой методы для строчных БД, а последние – для колоночных.

Строчным хранением данных называют физическое хранение кортежа, в котором значения атрибута идут последовательно друг за другом. В колоночных хранилищах значения одного атрибута хранятся последовательно друг за другом [9].

На данный момент оптимизации запросов БД посвящены множество работ. Например, в [9] говорится о том, что реализация планов выполнения запроса для строчных хранилищ базируется на трех базовых парадигмах:

- синхронный конвейер;
- итераторная модель;
- скобочный шаблон.

Эти же модели используются и для реализации планов выполнения запросов и для колоночных хранилищ данных, однако с некоторыми модификациями. Все данные модели используются при разработке СУБД.

В [10] рассматриваются основные алгоритмы лексической оптимизации времени выполнения запроса, которые опираются на тест самого запроса. Лексическая оптимизация запросов подразделяется на три вида:

- перезапись;
- украшения;
- сокращения.

Перезапись направлена на перемещение элементов по дереву запроса, украшение – внедрение в тест запроса дополнительных элементов для ускорения выполнения, сокращение – исключение избыточности в тексте запроса.

Локальный элиминационный алгоритм для обработки запросов в БД исследуется в [11]. Данный алгоритм заключается в построении пути выполнения запроса, где каждый следующий элемент множества сужает предыдущий и так до полного нахождения ответа на заданный запрос. Данная стратегия применяется для дискретных разреженных задач информатики и БД обладающих специальной структурой.

В [12] предложено описание процесса обслуживания запросов к РБД. Данный процесс выражается с помощью сетей массового обслуживания и иллюстрирует полный путь выполнения запроса от его отправки до получения результата. Также в [12] разработана модифицированная модель обработки запросов, в которой учитывается процесс репликации, влияющий на реактивность системы.

Средой для создания новых методов также является концепция MapReduce. В [13] рассматриваются методы обработки запросов к хранению данных по технологии MapReduce. Данные методы различаются количеством фаз Map-Shuffle-Reduce, форматом хранения записей, распределением данных по узлам и использованием ранней или поздней материализации результатов поиска.

После исследования вышеперечисленных работ было выяснено, что существующие

методы обработки запроса направлены либо на изменение кода самой СУБД, либо на оптимальное написание текста запроса. В рассматриваемых работах не было найдено универсального алгоритма, объясняющего функционирование запроса в РБД. Так же не оказалось метода или алгоритма, который бы позволял обрабатывать текст запроса для его дальнейшего выполнения в РБД. Таким образом, необходимо разработать алгоритм, который бы осуществлял все вышеперечисленное.

Алгоритм обработки запросов пользователей к РБД. Узким местом комплекса «НЕКА» является обработка запросов пользователей. На данном участке целесообразно применить параллельные технологии и парадигму MapReduce.

В любой реляционной СУБД существуют четыре вида операторов: *Insert*, *Delete*, *Update* и *Select*. Структура в общем случае у разных СУБД одинаковая. Самый интересный и трудоемкий оператор *Select*, так как в нем используются большое количество таблиц. Структура операций во всех реляционных СУБД одинакова и имеет вид:

```
Insert into name_table ...;
Delete from name_table ...;
Update name_table .....;
Select ... from name_table1, name_table2,
..., name_tableN ...;
Select ... from name_table1 ... join
name_table2 ... join ... join name_tableN on ...;
```

У каждой СУБД есть зарезервированные ключевые слова, которые используются для определения, манипулирования и доступа к базам данных. Они являются частью синтаксиса того или иного подвида языка SQL и не могут быть использованы в качестве идентификаторов. Список ключевых слов можно посмотреть в официальной документации к СУБД [14-17].

Предлагаемый алгоритм обработки запросов пользователей к РБД заключается в обработке запроса пользователя посредством выделения вида операции, фильтрации слов запроса, параллельной обработки данных словаря и параллельной отправки узлам РБД подзапросов с последующим получением объединенного результата.

Работу данного алгоритма можно разделить на четыре этапа:

1. Модуль обработки запросов получает запрос от пользователя.

2. В зависимости от операции, используемой в запросе, выполняется выделение необходимых таблиц и их количества. Если используется операция *Insert*, *Update*, *Delete*, то определение используемой таблицы происходит сразу. Если же используется оператор *Select*, то выполняется промежуточная обработка операции, заключающаяся в выделении таблиц и их количества посредством фильтрации слов.

3. Модуль обработки запросов генерирует и отправляет запрос ко словарю, для выяснения информации о требуемых таблицах, и далее происходит рассылка подзапросов узлам РБД.

4. Получение отклика от узлов РБД и объединение информации с помощью модуля обработки запросов в результирующий ответ. Отправка выборки пользователю.

Подробные шаги алгоритма представлены в виде блок-схемы на рис. 1.

Заключение. В данной работе рассмотрены основные технологии хранения большого объема информации: параллельные и распределенные БД, парадигма MapReduce. Проведен анализ методов обработки запросов, в результате которого было выделено два основных направления в оптимизации времени их выполнения: методы, направленные на модификацию кода СУБД, и методы, направленные на сбалансированное написание текста запроса. Также существуют исследования, направленные на изучение методов обработки запросов посредством концепции MapReduce.

Для обслуживания запроса пользователя в РБД был разработан универсальный алгоритм, который позволяет обрабатывать текст запроса, производит обмен со словарем, а также с узлами РБД. Данный алгоритм предполагает использование параллельных технологий при обмене информацией со словарем и узлами РБД, что отвечает современным тенденциям развития информационных технологий, а также способствует улучшению производительности системы в целом.

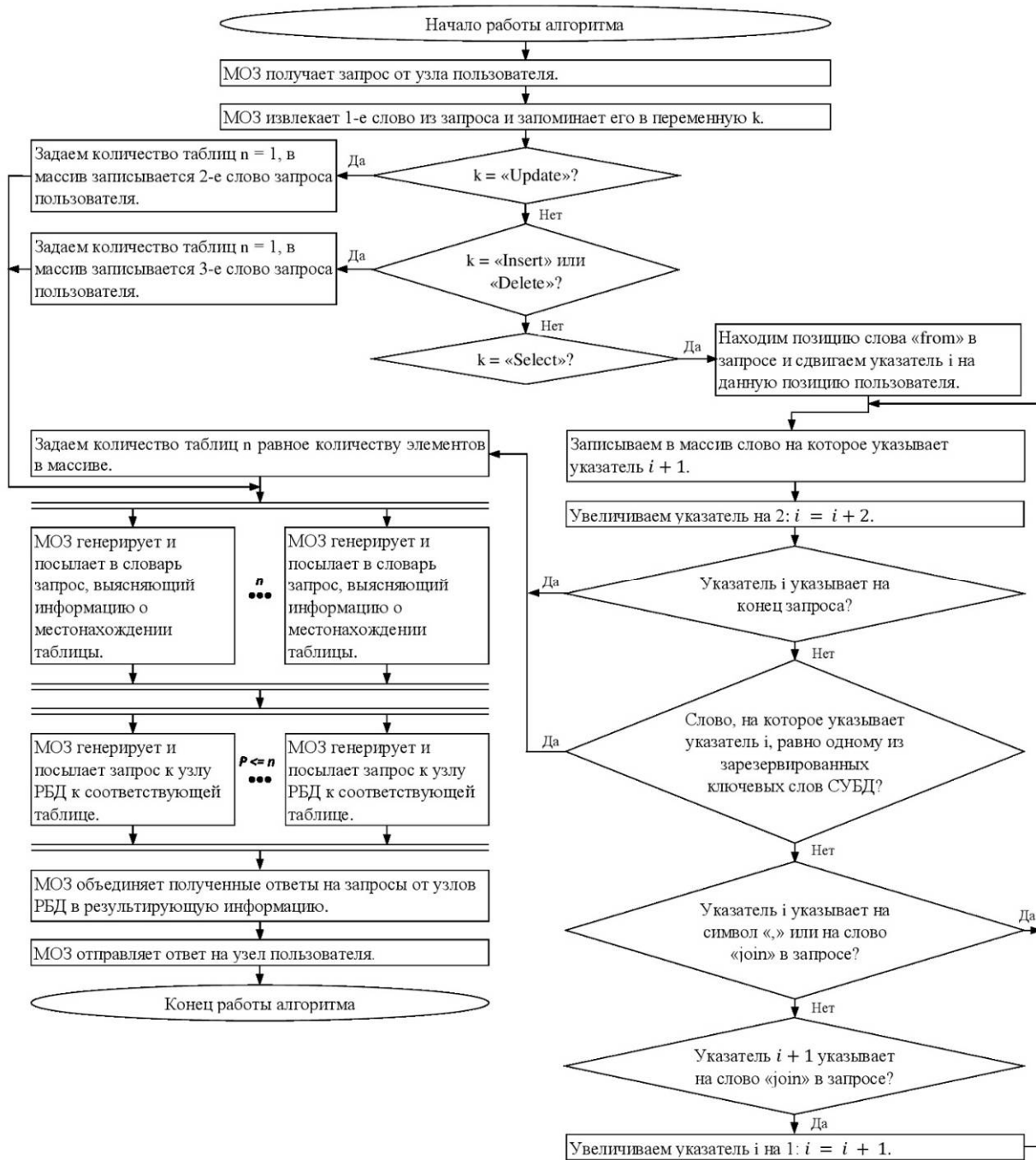


Рис. 1. Алгоритм обработки запросов пользователей к РБД

Список литературы

1. Тимофеева, Н.Е. Программный комплекс для управления распределенной базой данных / Н.Е. Тимофеева, К.А. Полулях // Программные продукты и системы. – 2017. – Т. 30. – № 4. – С. 663–667.

2. Тимофеева, Н.Е. Анализ современных технологий хранения сверхбольших объемов информации / Н.Е. Тимофеева, К.А. Дмитриева, И.Д. Сагаева // Программные продукты, системы и алгоритмы. – 2018. – №1. – С.

14 – 19. – DOI: 10.15827/2311-6749.18.1.3 ISSN 2311-6749.

3. Тамер Оззу, М. Распределенные и параллельные системы баз данных / М. Тамер Оззу, П. Валдуриз // Системы Управления Базами Данных. – 1996. – №4.

4. Бойченко, А.В. Алгоритм динамического масштабирования реляционных баз данных в облачных средах / А.В. Бойченко, Д.К. Рогожин, Д.Г. Корнеев // Статистика и экономика. – 2014. – №6-2. – С. 461-465.

5. Девитт, Д. Параллельные системы баз данных: будущее высоко эффективных систем баз данных / Д. Девитт, Д. Грэй // Системы Управления Базами Данных. – 1995. – №2.

6. Гладкий, М.В. Модель распределенных вычислений MapReduce / М.В. Гладкий // Труды БГТУ. Серия 6: Физико-математические науки и информатика. – 2016. – №6 (188) – С. 194-198.

7. Янишевская, А.Г. Способы хранения и обработки большого объема данных с использованием MapReduce и Percona Server / А.Г. Янишевская, М.А. Чурсин // Инженерный вестник Дона. – 2015. – №2. - Ч.2.

8. Дергачев, А.А. Анализ данных на основе плат формы sql-mapreduce / А.А. Дергачев // Научно-технический вестник информационных технологий, механики и оптики. – 2014. – №1 (89). – С. 66-71.

9. Ермаков, Е.Ю. Анализ и сравнение процессов обработки запроса к таблице в параллельных колоночных и строчных хранилищах данных / Е.Ю. Ермаков // Современные информационные технологии и ИТ-образование. – 2012. – №8. – С. 545-555.

10. Мендкович, Н.А. Оценка эффективности минимизации ограничений запросов к СУБД / Н.А. Мендкович, С.Д. Кузнецов // Труды ИСП РАН. – 2013. – Т. 25. – С. 113-130.

11. Щербина, О.А. Локальные элиминационные алгоритмы обработки запросов в базах данных / О.А. Щербина // Таврический вестник информатики и математики. – 2009. – №2 (15). – С. 53-62.

12. Тараканов, О.В. Модифицированная модель обработки запросов в распределенных базах данных / О.В. Тараканов, В.А. Ду-

наев // Программные продукты и системы. – 2014. – №1 (105). – С. 70-76.

13. Григорьев, Ю.А. Сравнение методов обработки запросов к хранилищу данных по технологии MapReduce / Ю.А. Григорьев, В.А. Пролетарская // Информатика и системы управления. – 2016. – №1 (47). – С. 3-13.

14. MySQL 5.7 Reference Manual. Режим доступа: <https://dev.mysql.com/doc/refman/5.7/en/preface.html>.

15. Documentation PostgreSQL. Режим доступа: <https://www.postgresql.org/docs/>.

16. Документация по SQL Server. Режим доступа: <https://docs.microsoft.com/ru-ru/sql/sql-server/sql-server-technical-documentation>.

17. Database SQL Reference. Режим доступа: https://docs.oracle.com/cd/B19306_01/server.102/b14200/.

Об авторах

Тимофеева Надежда Евгеньевна – заведующая лабораторией теоретических проблем информатики и информационных технологий кафедры дискретной математики и информационных технологий Саратовского национального исследовательского государственного университета имени Н.Г. Чернышевского, timofeevane@yandex.ru.

Дмитриева Кристина Андреевна – программист лаборатории теоретических проблем информатики и информационных технологий кафедры дискретной математики и информационных технологий Саратовского национального исследовательского государственного университета имени Н.Г. Чернышевского, krismail95@gmail.com.

UNIVERSAL ALGORITHM OF PROCESSING OF REQUESTS WITH USE OF PARALLEL TECHNOLOGY

Timofeeva N.E., Dmitrieva K.A.

Saratov National Research State University named after N.G. Chernyshevsky (Saratov, Russian Federation)

Processing and storage of a large amount of information is one of the difficult and interesting tasks at the moment. The performance of the system as a whole depends on how well the performance and reliability of the database are implemented. One of the most difficult aspects of this issue is the handling of a database query and its efficient execution. In this paper we consider modern methods and models of query processing in databases. We offer an algorithm to service the request of users, which involves the use of parallel technologies in the exchange of information with the nodes of a distributed database and a dictionary, and also allows to increase the query execution time, which in turn will increase the speed of the system as a whole. We bring the current at the moment the technology of storing large amounts of data: distributed and parallel databases, MapReduce.

Key words: *algorithm, database, distributed database, parallel database, MapReduce, query processing.*

DOI: 10.22281/2413-9920-2018-04-02-211-217

References

1. Timofeeva N.E., Polulyakh K.A. A software complex to manage and test a distributed database, *Software & Systems*, 2017, Vol. 30, No. 4, pp. 663-667. (In Russian)
2. Timofeeva N.E., Dmitrieva K.A., Sa-gaeva I.D. Analiz sovremennykh tehnologiy khraneniya sverkhbolshikh obemov informatsii, *Programmnye produkty, sistemy i algoritmy*, 2018, No. 1, pp. 14-19. DOI: 10.15827/2311-6749.18.1.3 (In Russian)
3. Özsu M.T., Valduriez P. Distributed and parallel database systems, *Open Systems. DBMS*, 1996, No. 4. (In Russian)
4. Boychenko A.V., Rogozhin D.K., Korn-eev D.G. Algorithm for dynamic scaling relational database in clouds, *Statistics and Economics*, 2014, No. 6-2, pp. 461-465. (In Russian)
5. DeWitt D., Gray J. Parallel database systems: the future of high-performance database systems, *Communications of ACM*, 1992, Vol. 6, No. 35, pp. 85-98. (In Russian)
6. Gladkiy M.V. The model of distributed computing MapReduce, *Proceedings of BSTU. Physics and Mathematics. Informatics*, 2016. No. 6, pp. 194-198. (In Russian)
7. Yanishevskaya A.G., Chursin M.A. Methods for storing and processing large amounts of data using MapReduce and Percona, *Server. Engineering journal of Don*, 2015, No. 2, part 2. (In Russian)
8. Dergachev A. Data analysis by sql-mapreduce platform, *Scientific and Technical Journal of Information Technologies, Mechan-ics and Optics*, 2014, No.1, pp. 66-71. (In Russian)
9. Ermakov E.Yu. Analiz i sravnenie protsessov obrabotki zaprosa k tablitse v parallelnykh kolonochnykh i strochnykh khranilishchakh dannykh, *Modern Information Technologies and IT-Education*, 2012, No. 8, pp. 545-555. (In Russian)
10. Kuznetsov S.D., Mendkovich N.A. Minimization of data base query's conditions: evolution of efficiency, *Proceedings of ISP RAS*, 2013, No. 25, pp. 113-130. (In Russian)
11. Shcherbina O.A. Lokalnye eliminatsionnye algoritmy obrabotki zaprosov v bazakh dannykh. *Tavricheskiy vestnik informatiki i matematiki*, 2009, No.2, pp. 53-62. (In Russian)
12. Tarakanov O.V., Dunaev V.A. The modified query processing model in distributed databases. *Software & Systems*, 2014, No. 1, pp. 70-76. (In Russian)
13. Grigoryev Y.A., Proletarskaya V.A. Omparison of inquiry processings to acces data warehouse using the mapreduce technology, *Information Science and Control Systems*, 2016, No. 1 (47), pp 3-13. (In Russian)
14. MySQL 5.7 Reference Manual Available at: <https://dev.mysql.com/doc/refman/5.7/en/preface.html>.
15. Documentation PostgreSQL Available at: <https://www.postgresql.org/docs/>.
16. Документация по SQL Server Available at: <https://docs.microsoft.com/ru-ru/sql/sql-server/sql-server-technical-documentation>.
17. Database SQL Reference Available at: https://docs.oracle.com/cd/B19306_01/server.102/b14200/.

Authors' information

Nadezhda E. Timofeeva - Head of Laboratory theoretical problems of computer science and its applications of Department of Discrete Mathematics and Informational Technologies at Saratov National Research State University named after N.G. Chernyshevsky, *timofeevane@yandex.ru*;

Kristina Andreevna Dmitrieva - programmer of Laboratory theoretical problems of computer science and its applications of Department of Discrete Mathematics and Informational Technologies at Saratov National Research State University named after N.G. Chernyshevsky, *krismail95@gmail.com*.

Дата принятия к публикации
(Date of acceptance for publication)
17.04.2018

Дата публикации
(Date of publication):
25.06.2018



УДК 621.3.016.313: 621.3.045.53

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ НЕСИММЕТРИИ ТРЕХФАЗНОЙ СИСТЕМЫ НАПРЯЖЕНИЙ

Абдиева З.Э., Сариев Б.И., Куржумбаева Р.Б., Касмамбетов Х.Т.

Кыргызский государственный технический университет КГТУ им. И. Раззакова (Бишкек, Кыргызстан)

Несимметрично загруженные фазы в электрических сетях приводят к росту потерь электроэнергии, следствием чего является снижение ее качества. Исследования проведены в реально действующих сетях и на экспериментальной установке, созданной в лаборатории с использованием электронного конструктора «Arduino». «Arduino» позволяет компьютеру моделировать электрическую нагрузку. Устройства с помощью электронного конструктора «Arduino» получают информацию датчиков и управляют исполнительными устройствами. Платформа с программным кодом построена на простой плате с современной средой для написания программного обеспечения. Это современное устройство использовано в разработанной экспериментальной установке на кафедре «Электроснабжение» Кыргызского государственного технического университета им. И. Раззакова для исследования физических процессов в электрических сетях. Исследования проводились на экспериментальной установке при различных режимах: симметричном режиме; несимметричном режиме при нагрузке на две фазы; несимметричном режиме при нагрузке на одну фазу (крайний режим несимметрии). Исследования свидетельствуют о влиянии несимметрии на рост потерь электроэнергии в электрических сетях.

Ключевые слова: несимметрия, потери электроэнергии в электрических сетях, экспериментальная установка, электронный датчик температуры, электронный конструктор «Arduino», сечение нулевого провода.

DOI: 10.22281/2413-9920-2018-04-02-218-225

Введение.

Несимметрия трехфазной системы напряжений обусловлена несимметричными нагрузками потребителей электрической энергии или несимметрией элементов электрической сети.

Показателями качества электроэнергии, относящимися к несимметрии напряжений в трехфазных системах, являются коэффициент несимметрии напряжений по обратной последовательности K_{2U} и коэффициент несимметрии напряжений по нулевой последовательности K_{0U} [1].

Для указанных показателей качества электроэнергии установлены следующие нормы:

- значения коэффициентов несимметрии напряжений по обратной последовательности K_{2U} и несимметрии напряжений по нулевой последовательности K_{0U} в точке передачи электрической энергии, усредненные в интервале времени 10 мин, не должны превышать 2% в течение 95% времени интервала в одну неделю;

- значения коэффициентов несимметрии напряжений по обратной последовательности K_{2U} и несимметрии напряжений по нулевой последовательности K_{0U} в точке передачи электрической энергии, усредненные в интервале времени 10 мин, не должны пре-

вышать 4% в течение 100% времени интервала в одну неделю.

Рост потребления установленной мощности электроприемниками с несимметричной нагрузкой в быту и технологическое развитие промышленности приводят к снижению качества электрической энергии в системах электроснабжения, тем самым приводят к снижению эффективности работы систем электроснабжения и потребителей, подключенных к ним [1].

Снижение потерь электроэнергии до уровня, устанавливаемого регулирующим органом, можно добиться за счет повышения качества электрической энергии в сетях общего назначения.

Несимметрия напряжения приводит к увеличению потерь мощности и электроэнергии во всех элементах электрической сети, что обусловлено протеканием токов обратной и нулевой последовательностей. Например, при $K_{2u} = 2\%$ добавочные потери в обмотках асинхронных двигателей $\Delta P_{доб}$ составляют 8% основных потерь прямой последовательности $\Delta P_{осн}$, а при $K_{2u} = 5\%$ $\Delta P_{доб}$ равно половине $\Delta P_{осн}$ [1].

Таким образом, для оценки эффективности передачи и распределения электроэнергии при ухудшенном качестве электроэнер-

гии необходимо учитывать и ее дополнительные потери.

При оценке соответствия электрической энергии нормам качества электроэнергии, относящимся к несимметрии напряжений в трехфазных системах и установленное в ГОСТ Р 54149-2010, должны быть проведены измерения по ГОСТ Р 51317.4.30, подраздел 5.7, класс А.

Согласно указанного стандарта при измерении трехфазного переменного напряжения, за исключением требований к значениям коэффициентов несимметрии напряжений по обратной и нулевой последовательностям, которые должны быть в пределах от 1% U_1 до 5% U_1 , инструментальная составляющая неопределенности измерений коэффициентов несимметрии по обратной и нулевой последовательностям не должна превышать $\pm 0,15\%$. Например, показания средства измерения, подключенного к трехфазной системе напряжений с коэффициентом несимметрии по обратной последовательности 1,0%, должны быть в пределах от 0,85% до 1,15% (рис. 1) [2].



Рис. 1. Пример неопределенности измерений несимметрии напряжений

Конфигурация электрических сетей 0,4 кВ сложна и сильно разветвлена из-за множества ответвлений. Определение потерь по участкам требует весьма значительных вычислений. На практике эти сети заменяются обобщенными параметрами, так как учесть все влияющие факторы практически невозможно. Это облегчает инженерные расчеты и позволяет оценить уровень технических потерь с наименьшей погрешностью. Основной задачей экспериментальных исследований является определение этих параметров.

Методы исследования.

Нами были проведены исследования в реальных сетях на отходящих фидерах двух

подстанций 10/0,4 кВ, расположенных в сельской местности и питающих коммунально-бытовых потребителей (Аламединский РЭС, Воронцовский участок ОАО «Северэлектро»). Также исследования были проведены на установке в лабораторных условиях с помощью электронного конструктора «Arduino». Замеры выполнялись при существующем положении в сети в течение недели. При измерениях использовались лабораторные токоизмерители и вольтметры, а также счетчики.

Результаты исследования.

В качестве контролируемых показателей были приняты:

- пофазное почасовое измерение токов, напряжений в начале и в конце линий (рис. 5);
- пофазное и суммарное потребление активной энергии потребителями, подключенными к исследуемой отходящей от трансформаторной подстанции воздушной линии, а также суммарный отпуск активной энергии с шин подстанции 10/0,4 кВ;
- коэффициент увеличения потерь мощности вследствие неравномерности нагрузки фаз.

На рис. 2 представлена зависимость токов и падений напряжения по фазам во времени в течении суток, а на рис. 3 – изменение коэффициента несимметрии во времени, рассчитанного по следующему выражению:

$$K_H = \frac{I_o}{I_{cp}}, \tag{1}$$

где $I_{cp} = \frac{1}{3}(I_a + I_b + I_c)$;

$$I_o = (I_a - 0,5(I_b + I_c) + \frac{\sqrt{3}}{2}(I_b - I_c))$$

Потери мощности в симметричном и несимметричном режимах определены по выражениям:

$$\Delta P_{нес} = (I_a^2 + I_b^2 + I_c^2 + (3I_0)^2) \cdot R ; \tag{2}$$

$$\Delta P_c = \frac{1}{3} I_{cp}^2 \cdot R .$$

Из выражений (1) и (2) получим

$$\frac{\Delta P_{нес}}{\Delta P_c} = 1 + K_H^2 (2 + 3 \frac{R_o}{R_{cp}}) . \tag{3}$$

Несимметричная нагрузка вызывает дополнительные потери мощности, которые можно связать с коэффициентом несимметрии, определяемым по выражению (3). Тео-

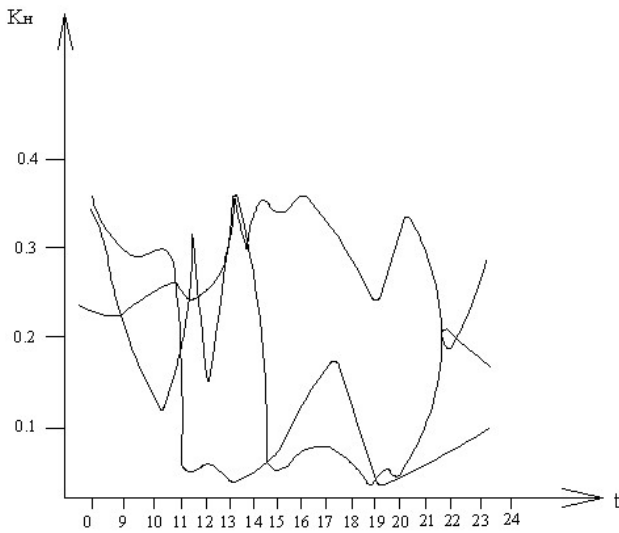


Рис. 2. Зависимость токов и падений напряжения по фазам во времени в течении суток

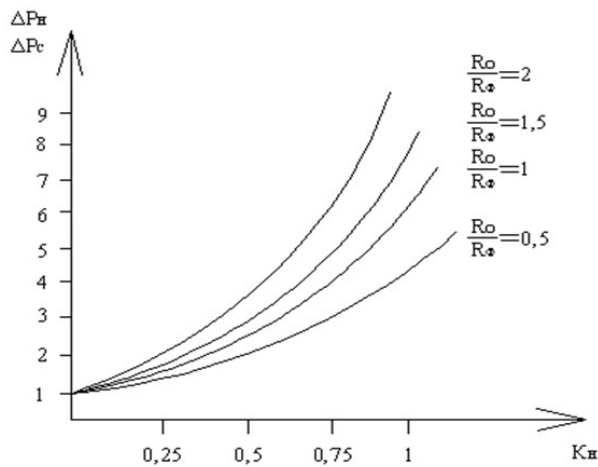


Рис. 3. Изменение коэффициента несимметрии во времени, рассчитанного по выражению (1)

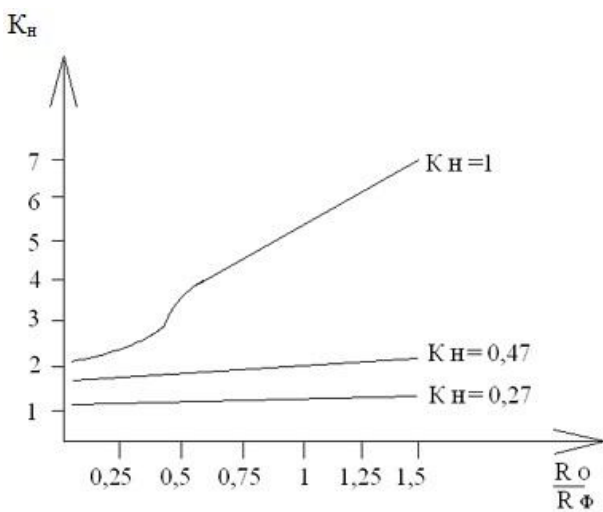


Рис. 4. Изменение K_H в зависимости от нагрузки

ретически он может изменяться от 0 до 1. Заметим, что K_H изменяется с изменением нагрузки (рис. 4). Поэтому необходимо связать его с токовым суточным графиком и определить типовой коэффициент неравномерности.

Определены относительные технических потери по фидерам и в целом по трансформаторной подстанции за исследуемый период как разница показаний головного счетчика и суммарные показания счетчиков всех абонентов по подстанции. Разница составила от 18,6% до 40,3%.

Разница, рассчитанная по выражению

$$W = K_{H/M} \cdot \Delta U_{\max} \% \cdot \tau \quad (4)$$

без учета и с учетом коэффициента неравномерности токов в фазах, показала отличие в 1,8 раза.

Сравнение расчетных относительных потерь электроэнергии с экспериментальными данными показали, что без учета коэффициента несимметрии погрешность составляет до 51%, а с учетом - до 6%. Это приемлемо, если учитывать погрешности счетчиков.

Кроме анализа дополнительных потерь из-за несимметрии также было рассмотрено влияние сопротивления нулевого провода на снижение расхода энергии. Поскольку при симметричной нагрузке фаз ($I_A = I_B = I_C$), то $K_H = 0$. При несимметричной нагрузке фаз ($I_A \neq I_B \neq I_C$) и $0 < K_H < 1$. В случае включения всей нагрузки на одну фазу (предельный случай несимметрии) $K_H = 1$.

Исследуем, как влияет сечение нулевого провода ВЛ 0,4 кВ на величину потерь энергии в ней. Для этого воспользуемся выражением (3). Поскольку потери энергии в ВЛ 0,4 кВ пропорциональны отношению $\frac{R_0}{R_\phi}$, то увеличение или уменьшение его значения равносильно увеличению или уменьшению потерь энергии в линии.

На рис. 4 приведено семейство характеристик $\frac{\Delta P_{\text{нес}}}{P_c}$ от $\frac{R_0}{R_\phi}$, где видно, что одним из целесообразных мероприятий по экономии электроэнергии в сельских сетях 0,4 кВ необходимо признать увеличение проводимости нулевых проводов до величины, равной или даже большей, чем у фазных прово-

дов, что не противоречит требованиям ПУЭ.

Результаты замеров токов и напряжений ТП 316 и ТП 1079 представлены на рис. 5.

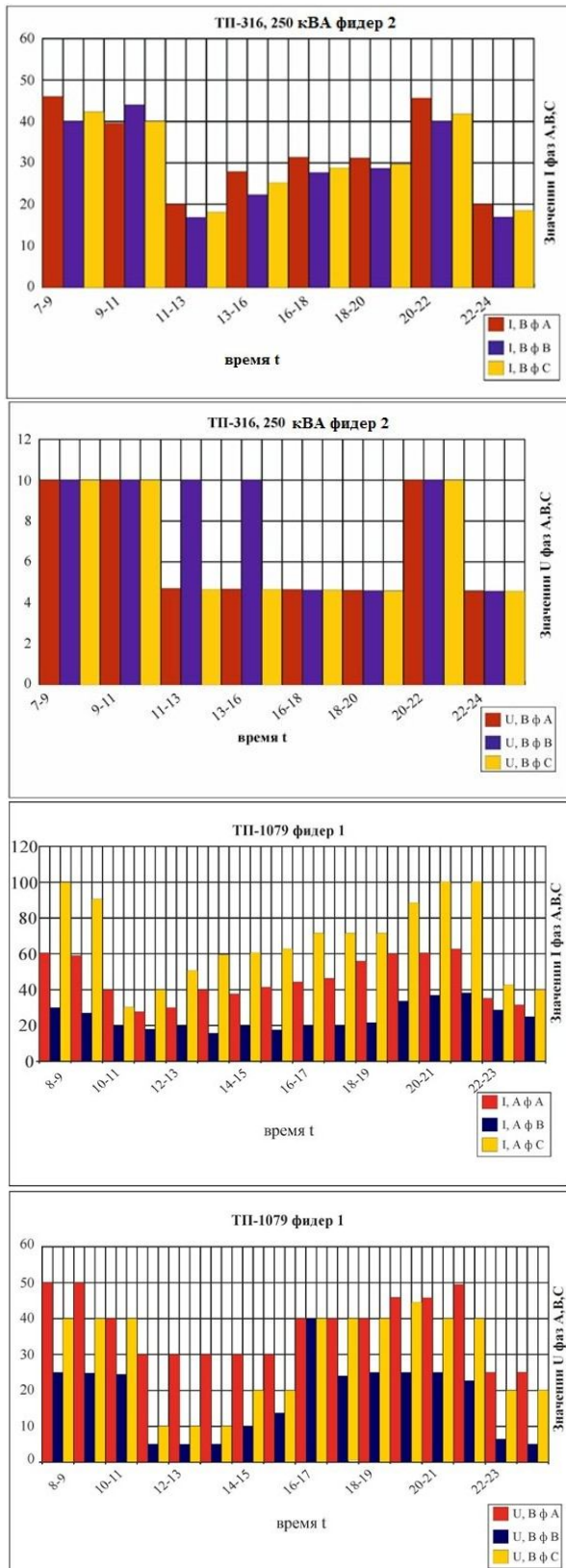


Рис. 5. Результаты замеров токов и напряжений ТП 316 и ТП 1079

Исследование влияния несимметрии на потери электрической энергии проводилось также на экспериментальной установке (рис. 6) в лабораторных условиях, с применением электронного конструктора «Arduino».

«Arduino» - это электронный конструктор и удобная платформа быстрой разработки электронных устройств. Платформа пользуется популярностью во всем мире благодаря удобству и простоте языка программирования, а также открытой архитектуре и программному коду. Устройство программируется через USB без использования программаторов [9].

Язык программирования устройств «Arduino» основан на C/C++. Он прост в освоении и на данный момент «Arduino» - самый удобный способ программирования устройств на микроконтроллерах.

Разбиение на сегменты кода функциями позволяет создавать части кода, которые выполняют определенные задания. После выполнения происходит возврат в место, откуда была вызвана функция. Причиной создания функции является необходимость выполнять одинаковое действие несколько раз.

Для программистов, работающих с BASIC, функции в «Arduino» позволяют использовать подпрограммы (GOSUB в BASIC)» [10].

Выпускаются различные модели «Arduino», которые предназначены для решения множества поставленных задач.

На рис. 6 показана экспериментальная установка для исследования влияния показателей качества электроэнергии на элементы электрической сети.

На рис. 7 приведены результаты исследования зависимости температуры нагрева элементов электрической сети от влияния несимметрии при разных режимах загрузки фаз, находящихся в физических моделях (в виде термостатов) на экспериментальной установке (рис.6). На рис. 8 показаны зависимости температуры нагрева элемента в течении суток.

Заключение.

На основании проведенного экспериментального исследования влияния несимметрии на потери электроэнергии в электрических сетях 0,4 кВ, расчета и анализа результатов можно сделать следующие выводы:



Рис. 6. Экспериментальная установка для исследования влияния показателей качества электроэнергии на элементы электрической сети

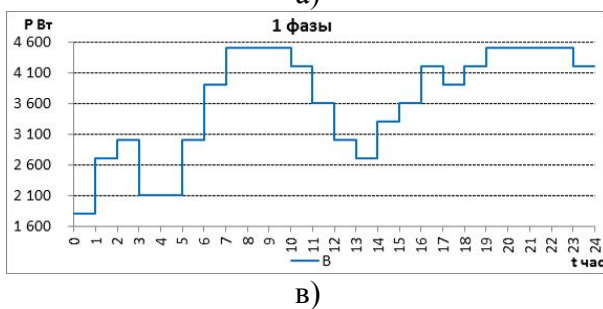
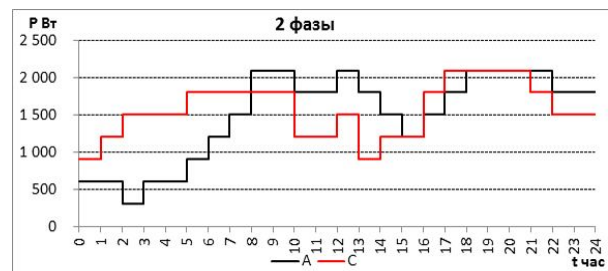
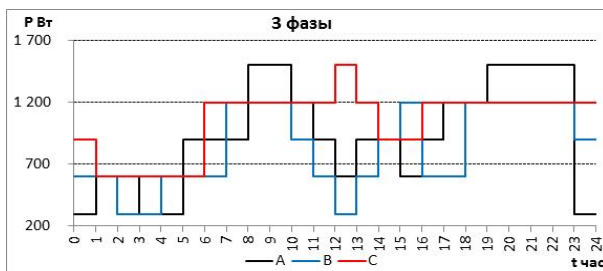


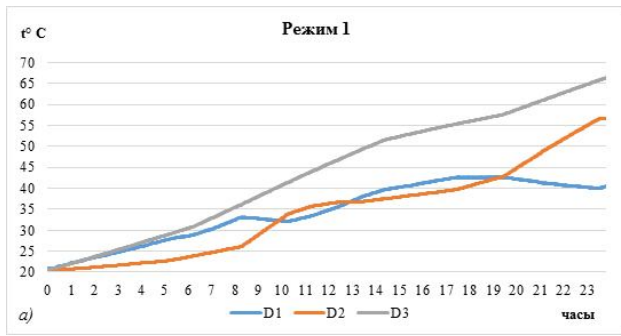
Рис. 7. Суточный график электрической нагрузки при разных режимах:
а - симметричный режим; б - несимметричный режим при нагрузке на две фазы;
в - несимметричный режим при нагрузке на одну фазу (крайний режим несимметрии)

1. В сетях 0,4 кВ с коммунально-бытовыми потребителями коэффициент неравномерности фаз изменяется от 0 до 0,47, что увеличивает потери электроэнергии до 2,1 раза, а в предельном случае, когда $K_{нес} = 1$, до 6 раз.

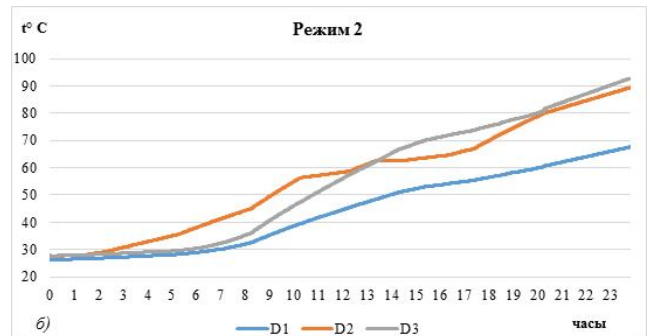
2. Необходимо определить экспериментально по сезонам года коэффициент несимметрии и типовой суточный график для характерных потребителей.

3. Одной из мер по снижению потерь электроэнергии и повышению ее качества в электрических сетях 0,4 кВ следует признать увеличение сечения нулевого провода до величины, равной или даже большей, чем сечение фазного провода.

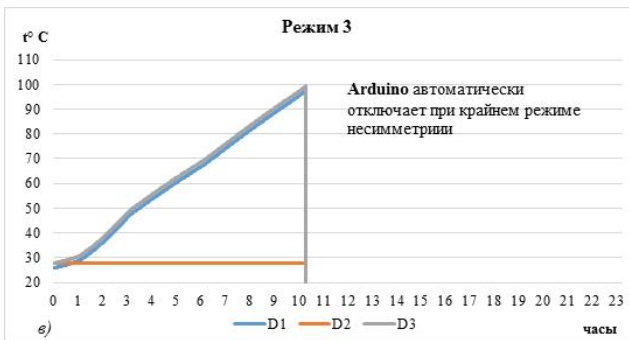
4. Исследования свидетельствуют о влиянии несимметрии на рост потерь электроэнергии в электрических сетях.



а)



б)



в)

Рис. 8. Зависимость температуры нагрева элемента в течении суток:
а) симметричный режим; б) несимметричный режим при нагрузке на две фазы;
в) несимметричный режим при нагрузке на одну фазу (крайний режим несимметрии)

Список литературы

1. ГОСТ Р 54149-2010 «Нормы качества электрической энергии в системах электроснабжения общего назначения».

2. ГОСТ Р 51317.4.30 (МЭК 61000-4-30:2008) Электрическая энергия. Совместимость технических средств электромагнитная. Методы измерений показателей качества электрической энергии.

3. Железко, Ю.С. Потери электроэнергии в электрических сетях энергосистем / Ю.С. Железко, В.Э. Воротницкий, В.Н. Казанцев; под ред. В.Н. Казанцева. - М.: Энергоатомиздат, 1983.

4. Герасименко, А.А. Электроэнергетические системы и сети. Расчёты параметров и режимов работы электрических сетей. Ч. 1, Ч. 2 / А.А. Герасименко, Т.М. Чупак. - Красноярск: 2004. - 222 с., 172 с.

5. Веников, В.А. Электрические системы. Электрические сети / В.А. Веников, А.А. Глазунов, Л.А. Жуков; под ред. В.А. Веникова, В.А. Строева. - М.: Высш. шк., 1998. - 512 с.

6. Лыкин, А.В. Электрические системы и сети / А. В. Лыкин. - Новосибирск: НГТУ, 2002. - 246 с.

8. Идельчик, В.И. Электрические системы и сети / В.И. Идельчик. - М.: Энергоатомиздат, 1989. - 592 с.

8. Герасименко, А.А. Передача и распределение электрической энергии / А.А. Герасименко, В.Т. Федин. - Ростов на/Д.: Феникс; Красноярск: Издательские проекты, 2006. - 718 с.

9. Материалы по программированию Arduino: официальный сайт проекта Ардуино [Электронный ресурс]. - Режим доступа: <http://arduino.cc/>. - Дата обращения: 20.04.2018.

10. Что такое Arduino? [Электронный ресурс]. - Режим доступа: <http://arduino-diy.com/arduino-что-это-такое>. - Дата обращения: 20.04.2018.

Сведения об авторах

Абдиева Зарина Эдилбековна - старший преподаватель кафедры «Электроснабжение» Кыргызского государственного технического университета им. И. Раззакова, konferenza_60let@mail.ru.

Сариев Бактыбек Имангазиевич - старший преподаватель кафедры «Электроснабжение» Кыргызского государственного технического университета им. И. Раззакова, baktybeks@mail.ru.

Куржумбаева Роза Бейшенбековна - кандидат технических наук, доцент кафедры «Электроснабжение» Кыргызского государственного технического университета им. И. Раззакова, kurzhumbaeva@mail.ru.

Касмамбетов Хусейн Талантбекович - старший преподаватель кафедры «Электро-снабжение» Кыргызского государственного

технического университета им. И. Раззакова, kusein@mail.ru.

EXPERIMENTAL STUDY OF THE ASYMMETRY OF A THREE-PHASE STRESS SYSTEM

Abdieva Z.E., Sariev B.I., Kurzhumbaeva R.B., Kasmambetov K.T.

Kyrgyz State Technical University named after I. Razzakova (Bishkek, Kyrgyzstan)

“Arduino” allows the computer to simulate the electrical load. Devices using “Arduino” receive sensor information and control the actuators. The platform, with software code, is built on a simple board with a modern environment for writing software. This modern device was used in the developed experimental installation at the Department of Electric Power Supply of the Kyrgyz State Technical University named after I. Razzakova, for the study of physical processes in electrical networks. The investigations were carried out on an experimental setup under various conditions: a symmetric regime; asymmetric mode, with a load on two phases; unbalanced mode, with a single phase load (extreme asymmetry mode). Studies show the influence of asymmetry on the growth of electricity losses in electrical networks.

Keywords: *asymmetry, power losses in electrical networks, experimental installation, electronic temperature sensor, electronic constructor "Arduino", section of zero wire.*

DOI: 10.22281/2413-9920-2018-04-02-218-225

References

1. GOST 54149-2010 *Normy kachestva elektricheskoy energii v sistemakh elektrosnabzheniya obshchego naznacheniya* [Norms of quality of electric energy in general-purpose power supply systems]. (In Russian)
2. GOST 51317.4.30 (IEC 61000-4-30: 2008) *Electrical energy. Compatibility of technical means is electromagnetic. Methods for measuring the quality of electrical energy.* (In Russian)
3. Zhelezko Yu.S., Vorotnitskiy V.E., Kazantsev V.N. *Poteri elektroenergii v elektricheskikh setyakh energosistem* [Electricity losses in electric networks of power systems]. Moscow, Energoatomizdat, 1983. (In Russian)
4. Gerasimenko A.A., Chupak T.M. *Elektroenergeticheskie sistemy i seti. Raschety parametrov i rezhimov raboty elektricheskikh setey. Ch. 1, Ch. 2* [Electric power systems and networks. Calculation of parameters and operating modes of electrical networks. Part 1, Part 2]. Krasnoyarsk, 2004. 222 p., 172 p. (In Russian)
5. Venikov V.A., Glazunov A.A., Zhukov L.A. *Elektricheskie sistemy. Elektricheskie seti* [Electrical systems. Electrical networks]. Moscow, Vysshaya shkola, 1998. 512 p. (In Russian)
6. Lykin A.V. *Elektricheskie sistemy i seti* [Electrical systems and networks]. Novosibirsk, NGTU, 2002. 246 p. (In Russian)
7. Idelchik V.I. *Elektricheskie sistemy i seti* [Electrical systems and networks]. Moscow, Energoatomizdat, 1989. 592 p. (In Russian)
8. Gerasimenko A.A., Fedin V.T. *Peredacha i raspredelenie elektricheskoy energii* [Transmission and distribution of electrical energy]. Rostov na Donu, Feniks; Krasnoyarsk, Izdatel'skie proekty, 2006. 718 p. (In Russian)
9. *Materialy po programmirovaniyu Arduino. Ofitsialnyy sayt proekta Arduino* [Materials on programming Arduino. Official site of the project Arduino]. Available: <http://arduino.cc/>. (In Russian)
10. *Chto takoe Arduino? [What is Arduino?]*. Available: <http://arduino-diy.com/arduino-chto-eto-takoye/>. (In Russian)

Authors' information

Zarina E. Abdieva - Senior Lecturer of the Department "Power Supply" at Kyrgyz State Technical University named after I. Razzakova, *konferenzia_60let@mail.ru*.

Baktybek I. Sariev - Senior Lecturer of the Department "Power Supply" at Kyrgyz State Technical University named after I. Razzakova, *baktybeks@mail.ru*.

Roza B. Kurzhumbayeva - Candidate of Technical Sciences, Associate professor of the Department "Power Supply" at Kyrgyz State Technical University named after I. Razzakova, *kurzhumbaeva@mail.ru*.

Husein T. Kasmambetov - Senior Lecturer of the Department "Power Supply" at Kyrgyz State Technical University named after I. Razzakova, *kusein@mail.ru*.

Дата принятия к публикации
(Date of acceptance for publication)
29.05.2018

Дата публикации
(Date of publication):
25.06.2018



УДК 621.316; 621.331.

ОПТИМИЗАЦИЯ РЕЖИМОВ СИСТЕМЫ ТЯГОВОГО ЭЛЕКТРОСНАБЖЕНИЯ ПО НАПРЯЖЕНИЮ И РЕАКТИВНОЙ МОЩНОСТИ ДЛЯ СНИЖЕНИЯ ПОТЕРЬ

Бадретдинов Т.Н.

Ташкентский институт инженеров железнодорожного транспорта (Ташкент, Узбекистан)

Разработана математическая модель и проведен анализ системы адаптивного управления напряжением и компенсации реактивной мощности тяги переменного тока для минимизации активных потерь. Целью статьи является обоснование выбора алгоритма адаптивного регулирования напряжения и параметров компенсатора реактивной мощности на основе непрерывного измерения показателей работы системы внешнего электроснабжения при моделировании режимов её работы с учетом влияния системы тягового электроснабжения.

Ключевые слова: реактивная мощность, тяговое электроснабжение, регулирование напряжением, потери мощности, компенсация реактивной мощности, тяговая подстанция.

DOI: 10.22281/2413-9920-2018-04-02-226-231

Система электроснабжения электрифицированной железной дороги является объектом с изменяющейся структурной и параметрами и, следовательно, должна управляться на основе информации о свойствах объекта управления и внешних воздействий, а также обеспечивать ее приспособляемость к изменяющимся условиям работы. Такие системы в теории автоматического управления называются адаптивными. В них применяется математическая модель, обеспечивающая простой и надежной способ управления сложной системой [1].

Применение оптимизационного решения в режиме реального времени требует использования полной математической модели тягового электроснабжения. Это требует использования вычислительной техники, позволяющей выбирать оптимальный вариант на основе введенной исходной информации, часть которой снимается в режиме реального времени непосредственно с объекта, а также прогноза ситуации на базе использования таких статистических параметров как математическое ожидание, дисперсия, стандартное отклонение, авто- и взаимокорреляционные функции. Показателем качества регулирования в данном случае являются потери активной мощности, которые должны быть минимальными в пределах допустимых пороговых уровнях напряжения.

Одним из направлений достижения надежной и экономичной работы электроподвижного состава и в целом системы электроснабжения является совершенствование существующих способов регулирования напряжения, учитывая изменения параметров

компенсирующей установки, а также применения других устройств повышения качества электроэнергии.

В настоящее время широко распространены ряд способов уменьшения диапазона регулирования длительных изменений напряжения, тогда как на практике чаще всего происходят кратковременные изменения напряжений. Они влияют на его стабильность, от которой зависит скорость движения работы электроподвижного состава и эффективность работы системы тягового электроснабжения.

Наиболее простой и эффективный способ регулирования напряжения в тяговой сети электрических железных дорог - это регулирование напряжения на шинах подстанции и в тяговой сети, а также на посту секционирования при двухсторонней схеме питания [2]. На тяговых подстанциях для регулирования, в основном, используют установку регулирования под нагрузкой трансформатора [3].

Резкие изменения нагрузки плеча тяговой подстанции, в которое включена компенсирующая установка, приводят к уменьшению потери напряжения в системе до неё и, следовательно, к увеличению её мощности, что в свою очередь вызовет дополнительное увеличение напряжения в тяговой сети. Чтобы это напряжение не превышало допустимое, необходимо применять продольно-поперечные компенсаторы с регулируемыми параметрами [7].

Целью настоящей статьи является обоснование выбора алгоритма адаптивного регулирования напряжения и параметров компенсатора реактивной мощности на основе

непрерывного измерения показателей работы системы внешнего электроснабжения при моделировании режимов её работы с учетом влияния системы тягового электроснабжения. В частности, предусматривается возможность регулирования напряжения тягового трансформатора под нагрузкой при включенных в тяговую сеть установок продольно-поперечных компенсаторов с учетом продольной и поперечной несимметрии параметров системы внешнего электроснабжения и его реальных параметров, а также нелинейного характера вольт-амперной характеристики электроподвижного состава.

В данной работе в первом приближении будем рассматривать систему внешнего электроснабжения с одной тяговой подстанцией с регулируемым трансформатором, оснащённым установкой регулирования под нагрузкой, и регулируемой установкой поперечной емкостной компенсации (рис. 1).

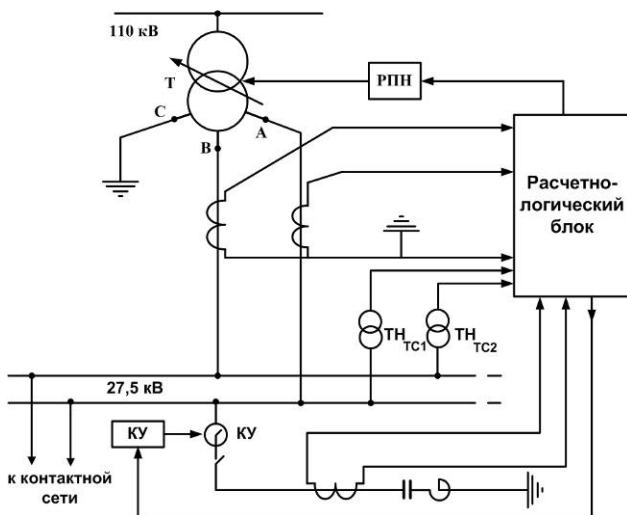


Рис. 1. Формирование математической модели тяговой подстанции (КУ - компенсирующая установка; РПН - установка регулирования под нагрузкой)

Основой расчетно-логического блока является математическая модель регулирования, выбирающая оптимальный режим электроснабжения:

$$\Delta P(\Delta U)_i \leq \Delta P_0 \quad (1)$$

при условии:

$$\begin{aligned} U - U_{k \max} &\leq 0; \\ U - U_{k \min} &\geq 0, \end{aligned} \quad (2)$$

где $\Delta P(\Delta U)_i$ – потери мощности при изменении напряжения на ΔU при i -м изменении

режима; ΔP_0 – потери мощности системы в предварительном режиме; $U_{k \max}$, $U_{k \min}$ – допустимые максимальное и минимальное регулируемые напряжения на фидере.

Величина ΔP_0 есть активная составляющая суммарных потерь мощности трехфазных трансформаторов тяговых подстанций $\Delta S_{ТПП}$, потери мощности от уравнивающих токов $\Delta S_{ур}$, а также потери мощности в тяговой сети $\Delta S_{ТС}$:

$$\Delta S = \Delta S_{ТПП} + \Delta S_{ур} + \Delta S_{ТС}. \quad (3)$$

Составляющие мощности в выражениях (1) и (3) выразим через напряжение, подаваемое на тяговой трансформатор, учитывая диагональную матрицу его сопротивлений фаз Z_{Δ}^{θ} со схемой соединения «звезда-треугольник»:

$$\Delta \underline{U} = \Delta \underline{Z}_{\Delta} c \underline{I}. \quad (4)$$

где c – матрица связи токов обмотки и токов тяговой сети; \underline{I} – вектор столбец токов тяговой сети и трансформатора, нагруженного тяговой сетью.

Здесь и далее тяговой трансформатор и тяговая сеть выражаются через диагональные матрицы сопротивлений, первой матрицей инцидентности, блочно-диагональной матрицей связи токов трансформаторов и токов нагрузки на основе приведенной эквивалентной схемы замещения тягового электроснабжения, представленного на рис. 2.

Учитывая, что токи I_A, I_B, I_C в тяговой обмотке соединенной в «треугольник», выражаются через токи I_a, I_b, I_c тяговой нагрузки и ДПР в виде

$$\begin{aligned} \underline{I}_A &= \frac{1}{3}(2\underline{I}_a - \underline{I}_b - \underline{I}_c); \\ \underline{I}_B &= \frac{1}{3}(-\underline{I}_a + 2\underline{I}_b - \underline{I}_c); \\ \underline{I}_C &= \frac{1}{3}(-\underline{I}_a - \underline{I}_b + 2\underline{I}_c) \end{aligned} \quad (5)$$

и учете уравнивающего в тяговой обмотке матрица-столбец токов тягового трансформатора можно записать как

$$\underline{I} = C(\underline{I}_T + M \cdot \underline{I}_V), \quad (6)$$

где \underline{I}_V – матрица-столбец уравнивающих токов; C – блочно-диагональная матрица связи токов тягового трансформатора и токов тяго-

Таким образом, последние формулы являются математической моделью с указанными допущениями закона изменения напряжения для расчета потерь системы тягового электроснабжения. При этом потери активной мощности определяются как:

$$\Delta P_C = R_e(\Delta S_C) = (\underline{I}_T^* + M \cdot \underline{I}_V^*)^T R_{OY} \times \times (\underline{I}_T + M \cdot \underline{I}_V) + \underline{I}_V^{*T} R_{TC} \underline{I}_V + \Delta S_{TC} \quad (12)$$

Подставляя выражение (11) в (12), получим полное выражение потерь активной мощности при изменении коэффициента трансформации тягового трансформатора k^δ . Для управления режимом напряжения в регулирующем блоке вычисляется изменение прироста потерь Π путем дифференцирования матричной формулы (12), которую после математических преобразований можно выразить в виде:

$$\Pi = \frac{\partial(\Delta P_C)}{\partial k^\delta} = \frac{\partial(\underline{I}_T^* + M \cdot \underline{I}_V^*)^T}{\partial k^\delta} R_{OY} k^\delta \times \times (\underline{I}_T + M \cdot \underline{I}_V) + 2 \frac{\partial(\underline{I}_T^* + M \cdot \underline{I}_V^*)^T}{\partial k^\delta} \times \times R_{OY} (\underline{I}_T + M \cdot \underline{I}_V) + \frac{\partial(\underline{I}_V^{*T})}{\partial k^\delta} R_{TC} \underline{I}_V, \quad (13)$$

где $R_{OY} = R_e(Z_{OY})$ – матрица узловых активных сопротивлений системы внешнего электроснабжения; $R_{TC} = R_e(Z_{TC})$ – матрица активных сопротивлений ветвей тяговой сети.

Составляющие сопротивления тяговых трансформаторов определяются соотношениями

$$R_{Tp} = \frac{U_H^Z P_{к.з.}}{S_H^2} \cdot 10^3;$$

$$X_{Tp} = U_K U_H^Z \cdot 10^{-2} / N_T S_H,$$

где $P_{к.з.}$ – потери мощности в опыте короткого замыкания, кВт; S_N – номинальная мощность трансформатора, кВ·А; N_T – число параллельно работающих трансформаторов; U_K – напряжения короткого замыкания, %.

Активное и реактивное сопротивления питающей линии должны приводиться к напряжению тяговой обмотки.

Повышение напряжения вследствие включения компенсирующей установки на тяговой подстанции определяется как

$$\delta U\% = \frac{U_K U}{U_H} \cdot 100\% = = \frac{2x_{\Pi}}{x_K - 2x_{\Pi}} \cdot \frac{U}{U_H} \cdot 100\% \approx \frac{1}{x_K / 2x_{\Pi} - 1},$$

где $X_K = U_K / I_K$ – реактивное сопротивление компенсирующей установки; $X_{\Pi} = X_{BH} + X_{TC}$, X_{BH}, X_{TC} – реактивные сопротивления внешнего электроснабжения и тяговой сети соответственно.

С учетом повышения напряжения на шинах подстанции суммарное напряжение в точке включения компенсирующей установки в тяговой сети в матричной форме можно записать:

$$\underline{U}_{TK} = \underline{U}_T + \underline{I}_K C M (x_{\Pi} + L x_{TC}),$$

где \underline{U}_{TK} – напряжение в месте установки L_K до и после включения компенсирующей установки.

Схема работает следующим образом. Расчетно-логический блок, в который заложена математическая модель с учетом выражения (13), на основе поступающей изменённой информации о нагрузке тяговой сети, параметрах компенсирующей установки и автоматического регулирования под напряжением тягового трансформатора рассчитывает токораспределения, напряжения по узлам и потери мощности. Далее происходит анализ выполнения условия (2) и сравниваются по согласно выражению (1) потери мощности. Расчет повторяется с использованием заранее накопленного статического материала для каждого шага изменения k^δ , пока не будет найден вариант регулирования, удовлетворяющий условиям (1) и (2). По результатам анализа расчетно-логический блок дает сигнал на переключение отпайки регулирования под напряжением в сторону уменьшения или увеличения k^δ и соответствующий сигнал на включение и отключение компенсирующей установки.

Вышеуказанная система базируется преимущественно на теоретической концепции, как любая самонастраивающаяся адаптивная система, позволяющая определять чувствительность системы к вариациям и предусмат-

ривает возможность регулирования напряжения тягового трансформатора под нагрузкой и изменения параметров установок продольной и поперечной компенсации для минимизации активных потерь при отклонениях переходного режима внешнего и тягового электроснабжения и задания энергосистемы в допустимых интервалах неопределенности, характеризующегося верхними и нижними границами гарантированных значений.

Список литературы

1. Герман, Л.А. Эффективность регулирования напряжения трансформатора тяговой подстанции переменного тока / Л.А. Герман // Электроника и электрооборудование транспорта. – 2013. - № 5. – С. 26-30.
2. Герман, Л.А. Современная схема продольной емкостной компенсации в системе тягового электроснабжения / Л.А. Герман, В.П. Гончаренко // Вестник РГУПС. – 2013. - №2. – С. 12-17.
3. Почаевец, В.С. Автоматизированные системы управления устройствами электроснабжения железных дорог / В.С. Почаевец. - М: Маршрут, 2016. – 314 с.
4. Герман, Л.А. Автоматическое регулирование напряжения трансформаторов на

тяговых подстанциях переменного тока / Л.А. Герман, Д.А. Куров // Электроника и электрооборудование транспорта. - 2012. - № 1. – С. 19-26.

5. Перетяцько, В.А. Проблемы регулирования напряжения / В.А. Перетяцько. - Чернигов: ОАО ЭК «Черниговоблэнерго», 2011.

6. Черемисин, В.Т. Оценка регулирования напряжения на стороне высшего напряжения тяговых подстанций в аспекте энергетической эффективности / В.Т. Черемисин, В.Л. Незевак, В.В. Эрбес // Транспорт Урала. - 2017. - № 3 (54). – С. 75-81.

7. Laufenbero, M.J. Sensitivity theory in power systems: applications in dynamic security analysis control Applications / M.J. Laufenbero, M.A. Pai // Proceedings of the 1996 IEEE International Conference. - Dearborn, 1996. - P. 738-743.

Сведения об авторе

Бадретдинов Тимур Наильевич – ассистент кафедры «Электроснабжение железнодорожного транспорта» Ташкентского института инженеров железнодорожного транспорта (Узбекистан), tim_bad2107@mail.ru.

OPTIMIZATION OF TRACTION POWER SUPPLY SYSTEM MODES BY VOLTAGE AND REACTIVE POWER TO REDUCE LOSSES

Badretdinov T.N.

Tashkent institute of railway engineering (Tashkent, Uzbekistan)

The mathematical model is elaborated and analysis of the system is done on the adaptive voltage control and reactive power compensation of AC traction to minimize active losses. Sharp changes in the load shoulder traction substation, which includes a compensating installation, leads to a decrease in the voltage loss in the system to it, and therefore to an increase in its power, which in turn will cause an additional increase in voltage in the traction network. To this voltage does not exceed the permissible, it is necessary to use longitudinal-transverse compensators with adjustable parameters. The purpose of this article is to justify the selection of an algorithm for adaptive voltage regulation and parameters of the reactive power compensator based on continuous measurement of the external power supply system in the simulation of its operation modes, taking into account the influence of the traction power supply system. In particular, it provides for the possibility of regulating the voltage of the traction transformer under load when included in the traction network of longitudinal-transverse compensators installations, taking into account the longitudinal and transverse asymmetry of the power supply system parameters and its real parameters, as well as the non-linear nature of the current-voltage characteristics of the electric rolling stock. In this paper, we will consider in a first approximation a power supply system with a single traction substation with an adjustable transformer equipped with voltage regulation under load, and an adjustable installation of transverse capacitive compensation of compensating installation.

Keywords: reactive power, traction power supply, voltage regulation, power loss, reactive power compensation, traction substation,

DOI: 10.22281/2413-9920-2018-04-02-226-231

References

1. German L.A. Effektivnost regulirovaniya napryazheniya transformatora tyagovoy podstantsii peremennogo toka. *Elektronika i elektrooborudovanie transporta*, 2013, No.5, pp. 26-30. (In Russian)

2. German L.A., Goncharenko V.P. Sovremennaya skhema prodolnoy emkostnoy kompensatsii v sisteme tyagovogo elektrosnabzheniya. *Vestnik RGUPS*, 2013, No.2, pp. 12-17. (In Russian)

3. Pochaevec V.S. *Avtomatizirovannyye sistemy upravleniya ustroystvami elektrosnabzheniya zheleznikh dorog*. Moscow, Mashrut, 2016. 314 p. (In Russian)

4. German L.A., Kurov D.A. Avtomaticheskoe regulirovanie napryazheniya transformatorov na tyagovykh podstantsiyakh peremennogo toka. *Elektronika i elektrooborudovanie transporta*, 2012, No.1, pp. 19-26. (In Russian)

5. Peretyatko V.A. *Problemy regulirovaniya napryazheniya*. Chernigov, OAO EK «Chernigovoblenergo», 2011. (In Russian)

6. Cheremisin V.T., Nezevak V.L., Ehrbes V.V. Otsenka regulirovaniya napryazheniya na storone vysshego napryazheniya tyagovykh podstantsiy v aspekte energeticheskoy effektivnosti. *Transport Urala*, 2017, No.3, pp. 75-81. (In Russian)

7. Laufenbero M.J., Pai M.A. Sensitivity theory in power systems: applications in dynamic security analysis control Applications. *Proceedings of the 1996 IEEE International Conference, Dearborn, 1996*, pp. 738-743.

Author' information

Timur N. Badretidinov – Assistant of the Department “Power supply of railway transport” at Tashkent institute of railway engineering (Uzbekistan), tim_bad2107@mail.ru.

Дата принятия к публикации
(Date of acceptance for publication)
28.05.2018

Дата публикации
(Date of publication):
25.06.2018



УДК 656.073

РАЦИОНАЛЬНОЕ ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ГРУЗОПОДЪЁМНОСТИ И ВМЕСТИМОСТИ КРЫТЫХ ВАГОНОВ ПРИ ПЕРЕВОЗКЕ ТАРНО-УПАКОВОЧНЫХ ГРУЗОВ

Илесалиев Д.И.

Ташкентский институт инженеров железнодорожного транспорта (Ташкент, Узбекистан)

Из всех существующих проблем, который приходится решать железнодорожному транспорту, самой острой является проблема технологического дефицита вагонов. В настоящее время на железнодорожных станциях идёт настойчивый поиск неиспользованных резервов. Практика перевозок показывает, что при перевозке тарно-упаковочных грузов железнодорожные вагоны используются по грузоподъёмности более нерационально, чем при перевозке других грузов. В условиях рыночной экономики вопрос стимулирования сокращения логистических издержек будет приобретать все большее значение. Поэтому необходимо максимально использовать все резервы и возможности для сокращения расходов на перевозку грузов. Одним из таких резервов является рациональное использование грузоподъёмности и вместимости крытых вагонов. В работе даны расчётные формулы схем укладки тарно-упаковочных грузов в крытый вагон.

Ключевые слова: тарно-упаковочный груз, упаковка, тара, размещение, условие перевозки.

DOI: 10.22281/2413-9920-2018-04-02-232-238

Перевозки грузов железнодорожным транспортом в Узбекистане имеет тенденцию к росту. Так, в 2010 году было перевезено 56,9 млн. тонн груза, в 2011г – на 4% больше. К 2012 году этот показатель составил 61,5 млн. т, что на 3,9% выше предыдущего года. В 2013 году объемы перевозок железнодорожным транспортом составили 63,7 млн. т, а в 2014 – 65,7 млн. т, т.е. объемы перевозок грузов в 2014 году возросли к уровню 2013 года на 3,1%, а по отношению к 2010 году объемы перевозок грузов железнодорожным транспортом возросли на 15,5% [5, 6].

Доля тарно-штучных грузов в общем объеме грузовых перевозок составляет 20% и имеет устойчивую тенденцию к росту. Тарно-штучные грузы включают множество наименований промышленной продукции и товаров народного потребления. Эти грузы отличаются значительным разнообразием видов тары, упаковки, формы и объёмно-массовых характеристик отдельных грузовых мест. В зависимости от объёмно-массовых характеристик тарно-штучные грузы подразделяют на четыре группы.

Первую группу составляют грузы, имеющие массу отдельных мест менее 500 кг. Их, как правило, перевозят в универсальных контейнерах и крытых вагонах.

Тарно-штучные грузы второй, третьей и четвёртой групп называются тяжеловесными

и их перевозят открытым подвижным составом, а иногда - в контейнерах-кассетах.

Разнообразные габаритные размеры груза, предъявляемые к перевозке, и его объёмный вес существенно усложняют выбор методов размещения груза в грузовом помещении вагона, от чего во многом зависит степень использования грузоподъёмности вагона.

Повышение загрузки крытых вагонов и сокращение логистических издержек на перевозку грузов можно добиться за счёт применения рациональных схем укладки грузов в зависимости от внутренних размеров кузова крытого вагона и нормирования их погрузки [1, 2, 7, 13, 14].

В настоящее время схемы укладки тарно-упаковочных грузов в крытые вагоны выбирается по усмотрению грузоотправителя из числа допускаемых правилами перевозок. При этом, как правило, выбирается наиболее простая схема по условиям погрузки. Исследования автора показывают, что применение рациональных схем укладки для разных вагонов и типов тары позволяют одновременно решать задачи по увеличению загрузки вагонов и повышению устойчивости штабеля [3, 4, 8-12].

Решение данных задач улучшает и обеспечивает сохранность перевозимого груза. В связи с этим были проанализированы возможности загрузки крытых вагонов по рациональным схемам. Вместимость крытых вагонов при перевозке тарно-упаковочных

грузов зависит от внутренних размеров кузова крытого вагона, параметров груза и схемы укладки:

$$f_i = \frac{abcN_i}{LBH} \rightarrow \max, \quad (1)$$

где L, B, H – внутренняя длина, ширина и высота кузова крытого вагона соответственно, мм; a, b и c – длина, ширина и высота тарно-упаковочного груза соответственно, мм; N_i – количество единиц тарно-штучного груза.

При компоновке схем учитывались следующие особенности:

- 1) тарно-упаковочные грузы укладываются плотным штабелем;
- 2) груз в процессе укладки не переворачивается на бок или торец.

Установлено, что при учёте особенности компоновки следует принимать 8 различных схем укладки в зависимости от параметров вагона и тары. В данной работе приведены 4 основных способов укладки.

При первом способе длинная сторона тарно-упаковочного груза укладывается вдоль длины кузова крытого вагона (рис. 1). Количество укладываемых единиц тарно-штучного груза, шт., составит:

$$N_1 = \varepsilon \left\{ \frac{L}{a} \right\} \cdot \varepsilon \left\{ \frac{B}{b} \right\} \cdot \left\{ \frac{H}{c} \right\}, \quad (2)$$

где $\varepsilon(\dots)$ – обозначение целой части числа, получающееся в результате выполнения действий в скобках (округление производится в меньшую сторону).

При втором способе короткая сторона тарно-упаковочного груза укладывается вдоль длины кузова крытого вагона (рис. 2). Количество укладываемых единиц тарно-штучного груза, шт., составит:

$$N_2 = \varepsilon \left\{ \frac{L}{b} \right\} \cdot \varepsilon \left\{ \frac{B}{a} \right\} \cdot \left\{ \frac{H}{c} \right\}. \quad (3)$$

При третьем способе примерно половина слоев укладывается по первому способу, а остальные – по второму (рис. 3). Количество укладываемых единиц тарно-штучного груза, шт., составит:

$$N_3 = \varepsilon \left\{ \frac{L}{a} \right\} \cdot \varepsilon \left\{ \frac{B}{b} \right\} \cdot \varepsilon \left\{ \frac{H/2}{c} \right\} + \varepsilon \left\{ \frac{L}{b} \right\} \cdot \varepsilon \left\{ \frac{B}{a} \right\} \cdot \varepsilon \left[\frac{H - \varepsilon \left\{ \frac{H/2}{c} \right\} c}{c} \right]. \quad (4)$$

При четвертом способе примерно половина слоев укладывается по второму способу, а остальные – по первому (рис. 4). Количество укладываемых единиц тарно-штучного груза, шт., составит:

$$N_4 = \varepsilon \left\{ \frac{L}{b} \right\} \cdot \varepsilon \left\{ \frac{B}{a} \right\} \cdot \varepsilon \left\{ \frac{H/2}{c} \right\} + \varepsilon \left\{ \frac{L}{a} \right\} \cdot \varepsilon \left\{ \frac{B}{b} \right\} \cdot \varepsilon \left[\frac{H - \varepsilon \left\{ \frac{H/2}{c} \right\} c}{c} \right]. \quad (5)$$

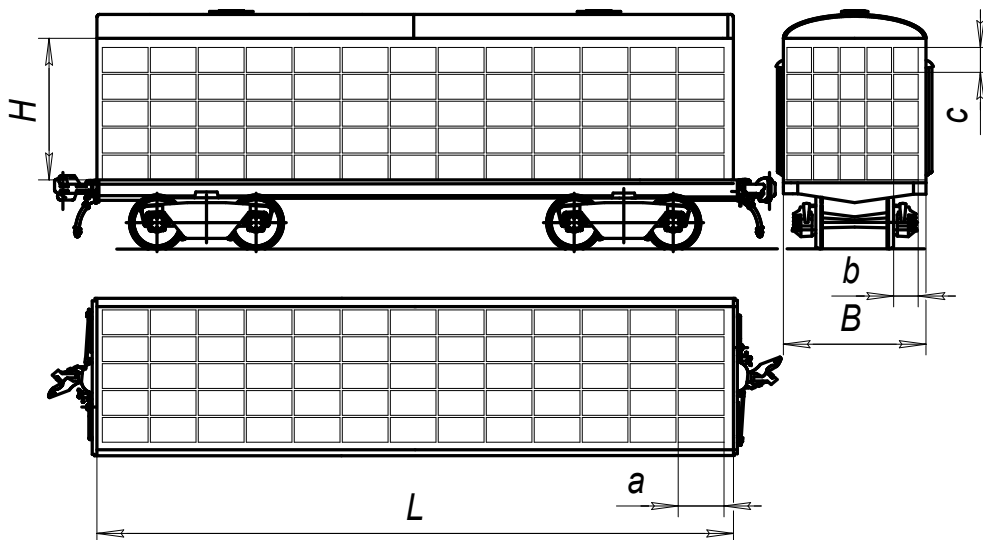


Рис. 1. Первый способ укладки тарно-штучного груза

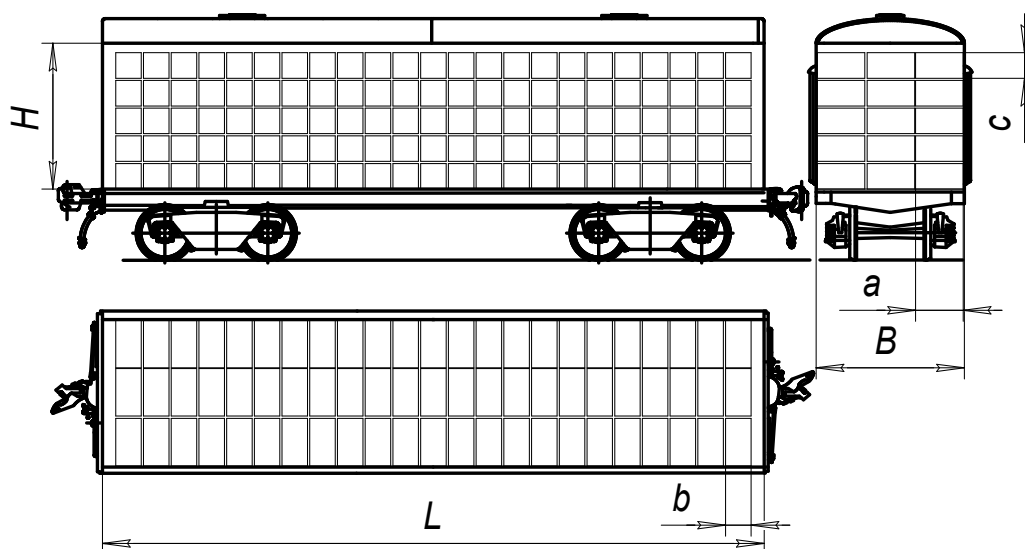


Рис. 2. Второй способ укладки тарно-штучного груза

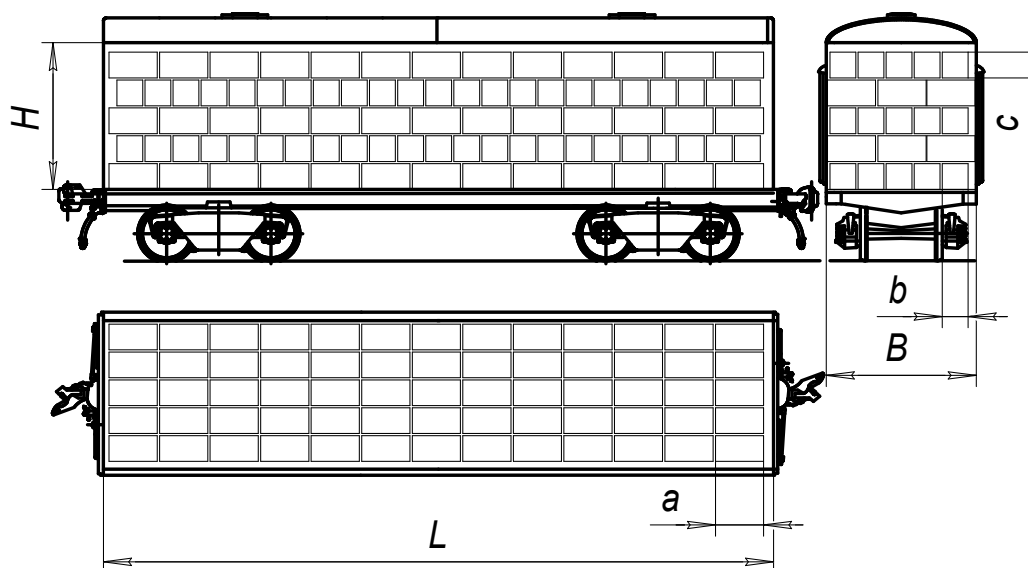


Рис. 3. Третий способ укладки тарно-штучного груза

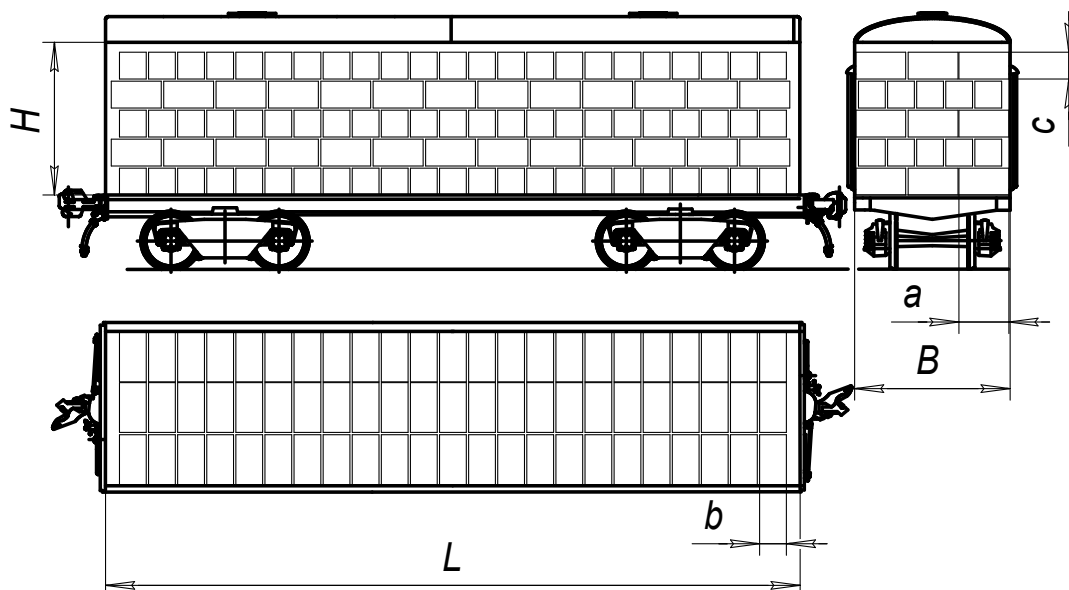


Рис. 4. Четвертый способ укладки тарно-штучного груза

В рамках исследования был разработан алгоритм поиска рационального варианта размещения грузовых единиц в крытом вагоне (рис. 5). Алгоритм состоит из следующих основных действий:

- ввод параметров тарно-упаковочного груза, транспортной тары и крытого вагона;
- выбор рациональной схемы укладки грузов в транспортное средство;
- оценка вариантов размещения.

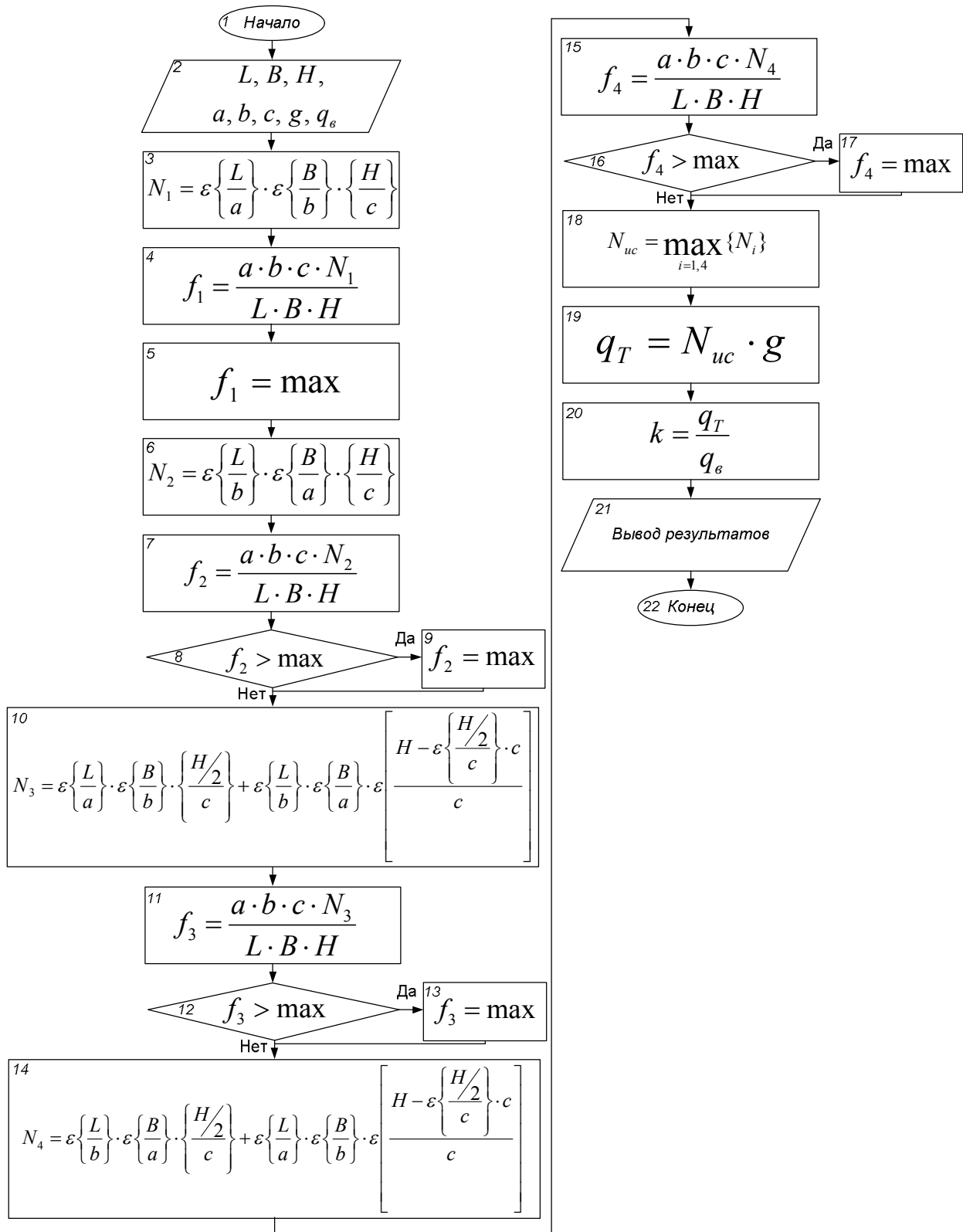


Рис. 5. Алгоритм выбора рациональной схему укладки грузов в крытый вагон

Обсуждение результатов.

В таблице представлены результаты расчётов различных способов укладки. По данным таблицы видно, что 1, 2 и 4 способы укладки грузов выглядят наиболее рациональными. Однако ограничивающим фактором в данном случае выступает объёмный вес места. Как указано выше, вес грузов первой категории составляет менее 500 кг, что позво-

ляет отсечь от общего количества мест, рекомендуемых к размещению, те из них, которые по общему весу груза в вагоне превышают грузоподъемную силу вагона.

В заключении необходимо отметить, что такие расчеты по определению веса размещенного груза в вагоне необходимо рассчитывать для каждого конкретного случая.

Таблица 1 (Фрагмент)
Сравнение способов укладки тарно-упаковочных грузов

	Размеры груза, мм			Способы укладки груза			
	<i>a</i>	<i>b</i>	<i>c</i>	1 способ	2 способ	3 способ	4 способ
1	1200	1000	720	66	78	74	78
2	1000	720	560	156	152	154	152
3	720	560	400	456	432	444	432
4	560	400	300	1296	1224	1256	1224
5	1143	960	685	72	84	80	84
6	960	685	532	210	200	204	200
7	685	532	360	560	525	540	525
8	532	360	285	1350	1368	1360	1368
9	1120	900	667	96	120	108	120
10	900	667	500	225	200	210	200
11	667	500	353	700	567	624	567
12	1080	885	643	96	120	108	120
13	885	643	465	225	210	216	210
14	643	465	333	840	696	768	696
15	1065	800	600	144	136	140	136
16	800	600	435	408	414	411	414
17	600	435	320	920	992	956	992
18	1023	748	571	156	144	150	144
19	748	571	424	432	432	432	432
20	571	424	311	960	1024	992	1024

Список литературы

1. Барсук, И.В. Стандартизация тары и алгоритм укладки посылок в контейнер при кратной высоте посылок / И.В. Барсук // Т-СОММ: Телекоммуникация и транспорт. – 2013. – № 10. – С. 14-16.
2. Илесалиев, Д.И. Анализ влияния транспортной тары на условия перевозок / Д.И. Илесалиев // Транспорт Азиатско-Тихоокеанского региона. – 2017. – № 1(10). – С. 9-13.
3. Илесалиев, Д.И. Анализ существующих методов перегрузки тарно-штучных грузов на железнодорожном транспорте / Д.И. Илесалиев, Е.К. Коровяковский // Со-

временные проблемы транспортного комплекса России. – 2015. – № 1 (6). – С. 38-42.

4. Илесалиев, Д.И. Определение оптимальных параметров погрузочно-разгрузочного участка с помощью математических методов / Д.И. Илесалиев, Е.К. Коровяковский // Транспорт: проблемы, идеи, перспективы: Сб. тр. LXXV Всеросс. научно-техн. конф. студентов, аспирантов и молодых ученых. – СПб.: ФГБОУ ВПО ПГУПС, 2015. – С. 227-233.

5. Илесалиев, Д.И. Перевозка экспортно-импортных грузов в Республике Узбекистан / Д.И. Илесалиев, Е.К. Коровяковский, О.Б. Маликов // Известия Петербургского уни-

верситета путей сообщения. – 2014. – №3 (39). – С. 11-17.

6. Илесалиев, Д.И. Обоснование проекта сети терминалов тарно-штучных грузов / Д.И. Илесалиев // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. – 2016. – № 4. – С. 110-117. DOI: 10.22281/2413-9920-2016-02-04-110-116

7. Коровяковский, Е.К. К исследованию вопроса выбора параметров транспортных пакетов при перевозке плодоовощной продукции / Е.К. Коровяковский, Д.И. Илесалиев // Современные проблемы транспортного комплекса России. – 2016. – Т. 7. – № 1 (9). – С. 4-12.

8. Маликов, О.Б. Анализ способов доставки грузов железнодорожным транспортом / О.Б. Маликов, И.Ю. Согрин // Известия Петербургского университета путей сообщения. – 2014. – № 2 (39). – С. 53-58.

9. Маликов, О.Б. Логистика пакетных перевозок штучных грузов / О.Б. Маликов, Е.К. Коровяковский, Д.И. Илесалиев // Известия Петербургского университета путей сообщения. – 2014. – № 4 (41). – С. 51-57.

10. Маликов, О.Б. Некоторые вопросы экономической эффективности перевозки сыпучих грузов в контейнерах / О.Б. Маликов, Е.Г. Курилов, Д.И. Илесалиев // Известия Петербургского университета путей сообщения. – 2016. – Т. 13. – № 4(49). – С. 493-501.

11. Маликов, О.Б. Развития пакетных перевозок на поддонах / О.Б. Маликов // Технические науки: теория и практика. Сб. материалов Междунар. научн. конф. (Москва, 26-28 июня 2014 г.). – М.: Международный центр научно-исследовательских проектов, 2014. – С. 79-86.

12. Островский, А.М. Факторы, влияющие на выбор способа перевозки груза / А.М. Островский, Е.М. Бондаренко, Е.В. Бондаренко // Новая наука: от идеи к результату. – 2016. – № 11-2. – С. 134-137.

13. Хамедов, О.О. К вопросу о схеме размещения тарно-упаковочных грузов в транспортные средства / О.О. Хамедов, Д.И. Илесалиев // Логистика – евразийский мост: Мат-лы XIII Междунар. науч.-практ. конф. (25-29 апреля 2018 г., Красноярск). – Красноярск: КГАУ, 2018. – Ч.2. – С. 312-315.

14. Хамедов, О.О. О влиянии параметров транспортной тары на технологию и способ перевозки / О.О. Хамедов, Д.И. Илесалиев // Логистика – евразийский мост: Мат-лы 12-й Междунар. науч.-практ. конф. (18-20 мая 2017 г., Красноярск) – Красноярск: КГАУ, 2018. – Ч.2. – С. 325-351.

Сведения об авторе

Илесалиев Дауренбек Ихтиярович – кандидат технических наук, старший преподаватель кафедры «Транспортная логистика и сервис» Ташкентского института инженеров железнодорожного транспорта (Узбекистан), ilesaliev@mail.ru.

RATIONAL USE OF LOADABILITY AND CAPACITY OF COVERED WAGONS IN TRANSPORTATION PACKAGING CARGO

Ilesaliev D.I.

Tashkent institute of railway engineering (Tashkent, Uzbekistan)

Of all the existing problems, which have to be solved by rail, the most acute is the problem of the technological deficit of wagons. At present, there is a persistent search for unused reserves at railway stations. The practice of transportation shows that during transportation tare and packaging of goods rail cars used for carrying capacity of the irrational than with the other goods. In a market economy, incentives to reduce logistics costs will become increasingly important. Therefore, it is necessary to make maximum use of all reserves and opportunities to reduce freight costs. One of these reserves is the rational use of load-carrying capacity and the capacity of covered wagons. The paper gives the calculation formulas of the scheme of packing of packaged goods in a covered wagon

Keywords: *packaging cargo, packaging, packaging, placement, conditions of transportation*

DOI: 10.22281/2413-9920-2018-04-02-232-238

References

1. Barsuk I.V. Standardization of packaging and the algorithm for packing packages into a container at a multiple parcel height. *T-COMM: Telekommunikaciya i transport*, 2013, Vol. 10, pp. 14-16. (In Russian)
2. Ilesaliev D.I. Analysis of the impact of shipping containers on the conditions of carriage. *Transport Aziatsko-Tikhookeanskogo regiona*, 2017, Vol. 1, No. 10, pp. 9-13. (In Russian)
3. Ilesaliev D.I., Korovyakovskij E.K. The analysis of existing methods of package cargoes overloading on railway transportation. *Sovremennye problemy transportnogo kompleksa Rossii*, 2015, Vol. 1, No.6, pp. 38-42. (In Russian)
4. Ilesaliev D.I., Korovyakovskij E.K. Determination of optimal parameters of the loading and unloading section using mathematical methods. *Transport: problemy, idei, perspektivy: sbornik trudov LXXV Vserossiyskoy nauchno-tekhnicheskoy konferentsii studentov, aspirantov i molodykh uchennykh. – SPb.: FGBOU VPO PGUPS*, 2015, pp. 227-233. (In Russian)
5. Ilesaliev D.I., Korovyakovskij E.K., Malikov O.B. Transportation of export-import cargoes in the Republic of Uzbekistan. *Izvestiya Peterburgskogo universiteta putej soobshcheniy*, 2014, Vol. 3, No.39, pp. 11-17. (In Russian)
6. Ilesaliev D.I. Justification of the project network terminal piece cargoes. *Nauchno-tekhnicheskij vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta*, 2016, No. 4, pp. 110-117. DOI: 10.22281/2413-9920-2016-02-04-110-116 (In Russian)
7. Korovyakovskij E.K., Ilesaliev D.I. The study on selecting the parameters of the transport packs with fruit products shipping. *Sovremennye problemy transportnogo kompleksa Rossii*, 2016, Vol. 1, No.9, pp. 4-12. (In Russian)
8. Malikov O.B., Sogrin I.Yu. Analysis of methods of delivery of goods by rail. *Izvestiya Peterburgskogo universiteta putej soobshcheniya*, 2014, Vol. 2, No. 39, pp. 53-58. (In Russian)
9. Malikov O.B., Korovyakovskij E.K., Ilesaliev D.I. Logistics of package shipments of piece cargo. *Izvestiya Peterburgskogo universiteta putej soobshcheniya*, 2014, Vol. 4, No. 41, pp. 51-57. (In Russian)
10. Malikov O.B., Kurilov E.G., Ilesaliev D.I. Some questions of economic efficiency of transportation of bulk cargo in containers. *Izvestiya Peterburgskogo universiteta putej soobshcheniya*, 2016, Vol. 4, No. 49, pp. 493-501. (In Russian)
11. Malikov O.B. Development of package transportations on pallets. *Tekhnicheskie nauki: teoriya i praktika. Sbornik materialov Mezhdunarodnoy nauchnoy konferentsii, Moscow, 26-28 June 2017*. Moscow, Mezhdunarodnyy tsentr nauchno-issledovatel'skikh proektov, 2017, pp. 79-86. (In Russian)
12. Ostrovskij A.M., Bondarenko E.M., Bondarenko E.V. Factors influencing the choice of the way of transportation of cargo. *Novaya nauka: ot idei k rezultatu*, 2014, Vol. 11, No. 2, pp. 134-137. (In Russian)
13. Hamedov O.O., Ilesaliev D.I. On the issue of the scheme for the placement of packaged goods in vehicles. *Logistika – evrazijskij most: Materialy 13 Mezhdunarodnoy nauchno-prakticheskoy konferentsii, Krasnoyarsk, 25-29 May 2018*. Krasnoyarsk, KGAU, 2018, pp. 312-315. (In Russian)
14. Hamedov O.O., Ilesaliev D.I. On the influence of the parameters of the transport packaging on the technology and mode of transportation. *Logistika – evrazijskij most: Materialy 13 Mezhdunarodnoy nauchno-prakticheskoy konferentsii, Krasnoyarsk, 25-29 May 2018*. Krasnoyarsk, KGAU, 2018, pp. 325-351. (In Russian)

Author' information

Daurenbek I. Ilesaliev – Ph.D. (Eng), Department “Transport logistics and services” at Tashkent institute of railway engineering (Uzbekistan), ilesaliev@mail.ru.

Дата принятия к публикации
(Date of acceptance for publication)
11.05.2018

Дата публикации
(Date of publication):
25.06.2018



УДК 656.073

ОБОСНОВАНИЕ РАЗМЕЩЕНИЯ ТЕХНИЧЕСКИХ СТАНЦИЙ В ЗАВИСИМОСТИ ОТ ЧИСЛА ПОЛУРЕЙСОВ

Сатторов С.Б.

Ташкентский институт инженеров железнодорожного транспорта (Ташкент, Узбекистан)

Цель исследования состоит в разработке способа размещения технических станций на железнодорожном полигоне при электровозной тяге. Для достижения поставленной цели решаются следующие задачи: обобщение основных параметров размещения технических станций; определение полурейсов между техническими станциями при работе одной локомотивной бригады; поиск необходимого количества смен локомотивной бригады; определение расстояния между техническими станциями. Методы исследования базируются на обобщении и анализе существующих результатов при нахождении рационального размещения технических станций. Выявлено, что в первую очередь для рационального размещения технических станций необходимо определить тяговое плечо локомотива. При определении длины тягового плеча рассмотрены способы использования локомотива по продолжительности рабочего времени одной локомотивной бригадой. Рациональное размещение технических станций по предложенной методике обеспечивает движение поездов с наименьшим числом стоянок для смены локомотивов, локомотивных бригад и осмотра подвижного состава.

Ключевые слова: полурейс, техническая станция, локомотив, локомотивная бригада, использование локомотива, тяговое плечо.

DOI: 10.22281/2413-9920-2018-04-02-239-246

Введение. Железнодорожный транспорт является основной транспортной системы Республики Узбекистан. В настоящее время грузооборот сети с каждым годом растет. Продолжается концентрация грузопотоков на направлениях с высоким уровнем загрузки пропускных способностей – из центра страны к другим областям государства. Все это потребовало реализации новых решений в управлении перевозочным процессом. Стремительная глобализация мировой экономики, рост международных связей четко определяют стратегический вектор дальнейшего развития АО «Узбекистон темир йуллари» в направлении новых рынков с предложением потребителям новых транспортных услуг. Необходимо продолжить выход на мировой рынок логистики с инновационными перевозочными продуктами – ускоренными поездами и поездами по расписаниям, комплексными услугами с использованием нескольких видов транспорта по принципам «точно в срок» и «от двери до двери» [1]. Во многих зарубежных странах железнодорожные станции делятся на три группы: малые, средние и крупные. К малым станциям относятся промежуточные станции. Средними являются участковые станции с наличием основных и оборотных ло-

комотивных депо. Крупные станции считаются специализированными, к ним относятся пассажирские, сортировочные и грузовые станции. Выполнение нормативов нахождения на технических станциях транзитных поездов и вагонов зависит не только от типа станции (сортировочная, участковая), их путевого развития и технической оснащенности, объемов работы, доли перерабатываемых вагонов в транзитном вагонпотоке. Оказывают влияние и расположение станции на железнодорожном направлении (на стыке участков обращения локомотивов одного или разных видов тяги; внутри удлиненного участка обращения локомотивов и т. п.), и виды работ, выполняемых на ней с транзитными поездами (смена локомотивов одного или разных видов тяги; смена локомотивных бригад; техническое обслуживание вагонов; техническое обслуживание поездных локомотивов; перелом норм веса или длины и др.). Расстояние между техническими станциями определяет продолжительность работы локомотивной бригады, эффективное использование локомотива, необходимое количество локомотивных бригад и локомотивов для выполнения плана перевозок, а также улучшает основные показатели железной дороги.

Определение основных параметров рационального размещения технических станций.

Определение расстояния между техническими станциями может быть проведено по следующей зависимости:

$$S = T v_{cp}, \quad (1)$$

где T – время хода грузового поезда между техническими станциями, час; v_{cp} – средняя скорость грузовых поездов на рассматриваемом участке, км/ч.

Время хода локомотива между техническими станциями можно определить по формуле

$$T = Z k_3, \quad (2)$$

где Z – время хода локомотива между техническими станциями, час; k_3 – коэффициент, учитывающий наличие задержек в движении между техническими станциями.

Число полурейсов одной локомотивной бригады в смене определяется по следующей формуле:

$$n = \frac{N - X k_1}{(Y k_2 + T)}, \quad (3)$$

где X – норма времени смены локомотивной бригады, час; k_1 – коэффициент, учитывающий смены локомотивной бригады свыше нормы; Y – норма времени размена составов при обороте локомотива на технической станции, час; k_2 – коэффициент, учитывающий размен составов свыше нормы.

Использования локомотива в сутки определяется по формуле

$$N' = 24 - 2(X k_1 + Y k_2 n). \quad (4)$$

Из рис.1 видно, что с увеличением числа полеруисов локомотива уменьшается эффективность использования локомотива. Поэтому далее будем рассматривать до четырех полурейсов.

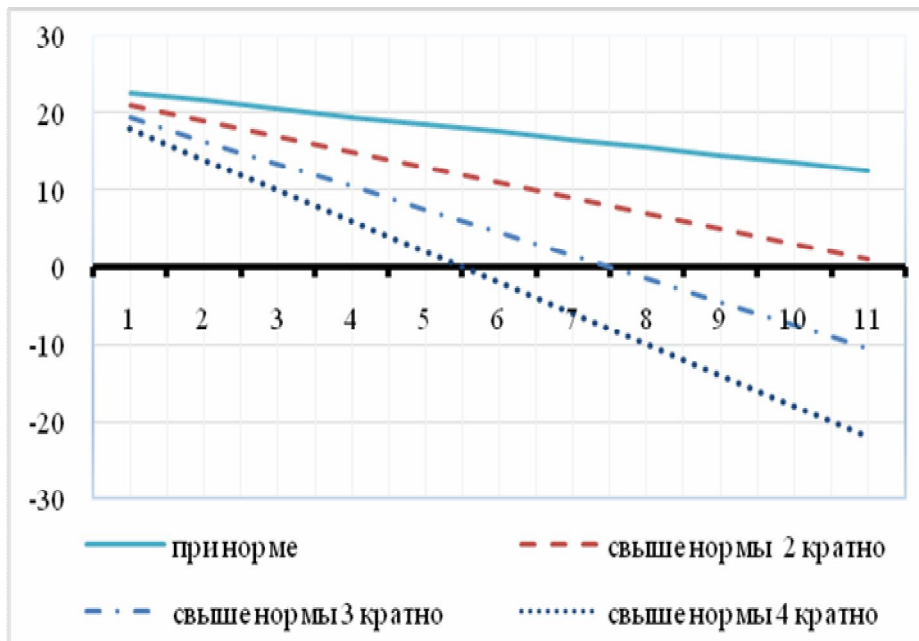


Рис.1. Использование локомотива в течение одних суток

Число полурейсов разделяет железнодорожный участок на несколько участков (рис.2).

Для выбора рационального варианта размещения технических станций в зависимости от числа полурейсов надо рассмотреть количество локомотивных бригад и другие технические показатели на участке железной дороги.

Количество локомотивных бригад m зависит от:

- числа полурейсов n ;
- нормы продолжительности одной смены локомотивной бригады B ;
- размера поездопотока на участке P ;
- интервала отправления между поездами t_u .

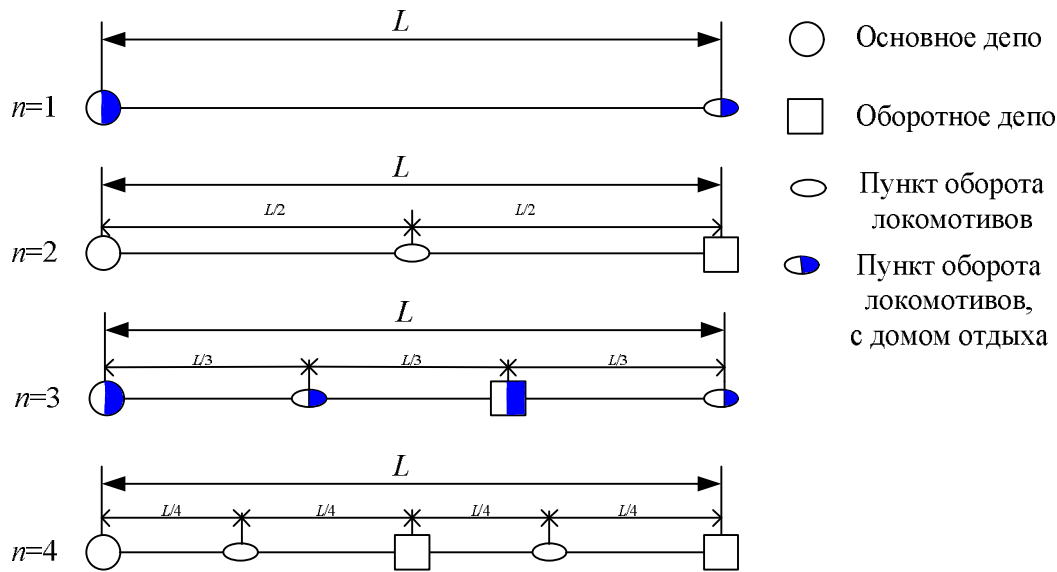


Рис. 2. Расположение технических станций на железнодорожном участке.

Обсуждение результатов. Исследования показали, что сбои в пропуске поездов, приводящие к несоблюдению норм продолжительности и последовательности технологических операций с поездами, поездными локомотивами и локомотивными бригадами, происходят по следующим причинам:

- увеличения неоднородности потоков поездов по направлениям;
- возрастающей дифференциации пассажирских и грузовых поездов по весу, длине и скорости движения;
- нехватке поездных локомотивов или локомотивных бригад в условиях неравномерности движения поездов;
- предоставления технологических окон для текущего содержания устройств и окон большой продолжительности для ремонтно-строительных работ;
- недостаточной численности работников пунктов технического обслуживания вагонов и пунктов технического обслуживания поездных локомотивов;
- недостаточного путевого развития станций для беспрепятственного пропуска грузовых поездов по графику.

Для исследования рационального размещения технических станций были приняты следующие исходные данные:

- продолжительность работы локомотивной бригады 12 часов (что является нормой в АО «Узбекистон темир йуллари»);

- интервал между поездами составляет 1,5 часа.

Как следует из анализа рис. 3, если число полурейсов равно единице, то для обеспечения бесперебойного движения поездов необходимо 56 локомотивных бригад. При данном способе организации полурейсов тяговое плечо относительно длиннее, чем в остальных рассмотренных вариантах. Тем самым производительность и время использования локомотива также выше. При этом локомотивные бригады могут работать с отдыхом в пунктах их оборота (технические станции), однако при этом ухудшаются условия отдыха бригад, так как частично он будет проходить вдали от места проживания членов локомотивной бригады.

Если за одну смену локомотивная бригада совершает два полурейса, то для бесперебойного движения поездов необходимо 40 локомотивных бригад (рис.4). В этом случае локомотивные бригады возвращаются в основное депо, т.е. на свое постоянное место жительства. Работа с одним основным депо в пунктах оборота на технических станциях улучшает условия отдыха, но при коротких участках обслуживания вызывает дополнительные остановки поездов. Данный фактор влияет на увеличение доли неэффективного использования локомотивных бригад.

При оборачиваемости локомотивных бригад в три полурейса для обеспечения перевозки необходимо 24 локомотивные бри-

гады (рис.5), при оборачиваемости в четыре полурейса - 20 локомотивных бригад (рис.6).

Выводы.

Рациональное размещение технических станций необходимо производить, исходя от количества бригад, необходимых для обслуживанию рассмотренного участка пути, и количества мест отдыха локомотивных бригад, отработавших смену, вне их местожительства определяется. В дальнейших исследованиях необходимо разработать методику поиска рационального размещения технических станций.

Список литературы

1. Сатторов, С.Б. Исследование способа размещения технических станций / С.Б. Сатторов // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. – 2017. - № 4. – С. 101-106.
2. Абляимов, О.С. Исследование перевозочной работы электровозов ЗВЛ80^с на холмисто-горном участке АО «Узбекистон темир йуллари» / О.С. Абляимов // Вестник транспорта Поволжья. – 2016. – № 5 (59). – С. 15-22.

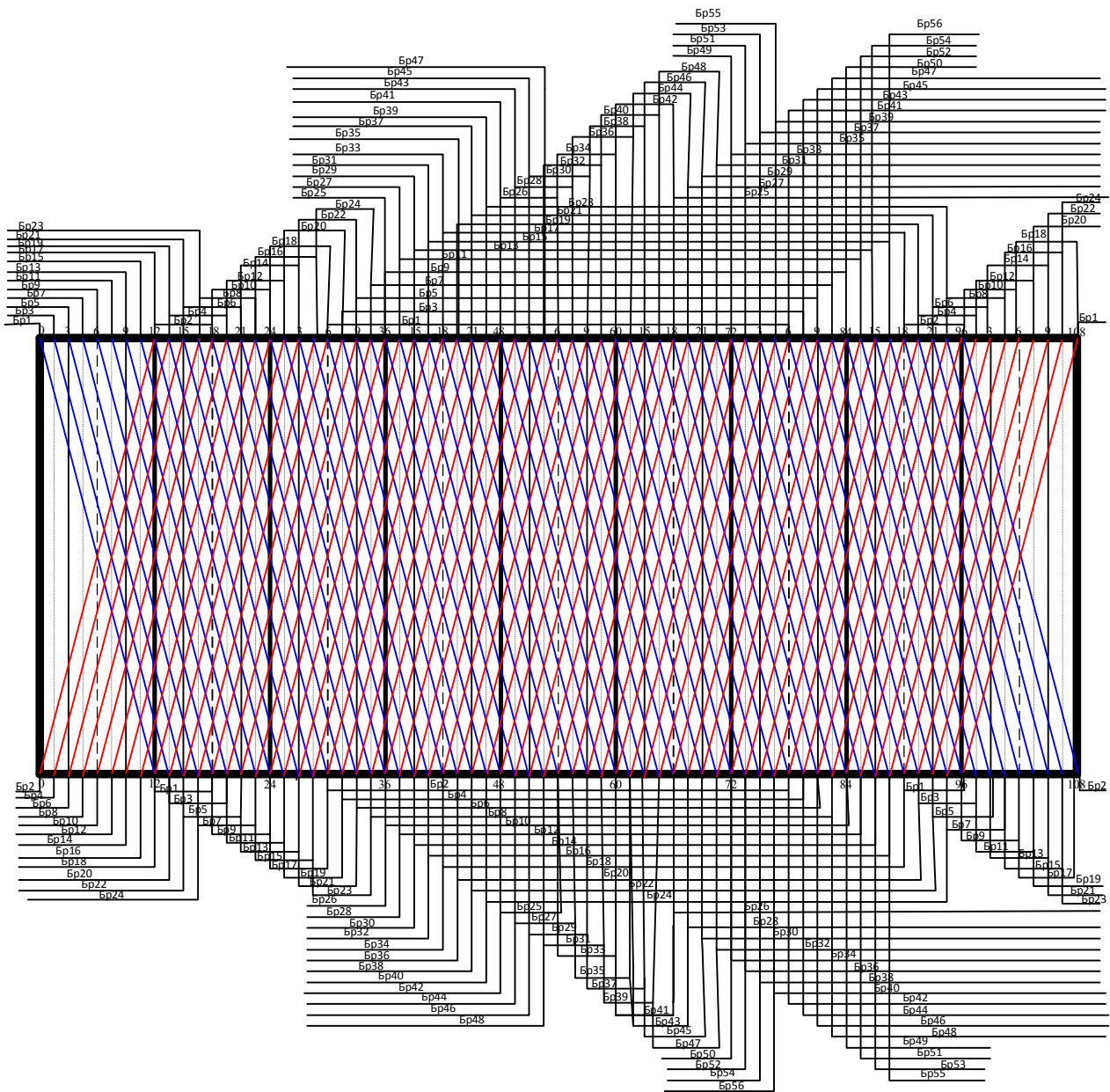


Рис.3. Сокращенный график увязки локомотивных бригад на технических станциях при числе полурейсов $n = 1$

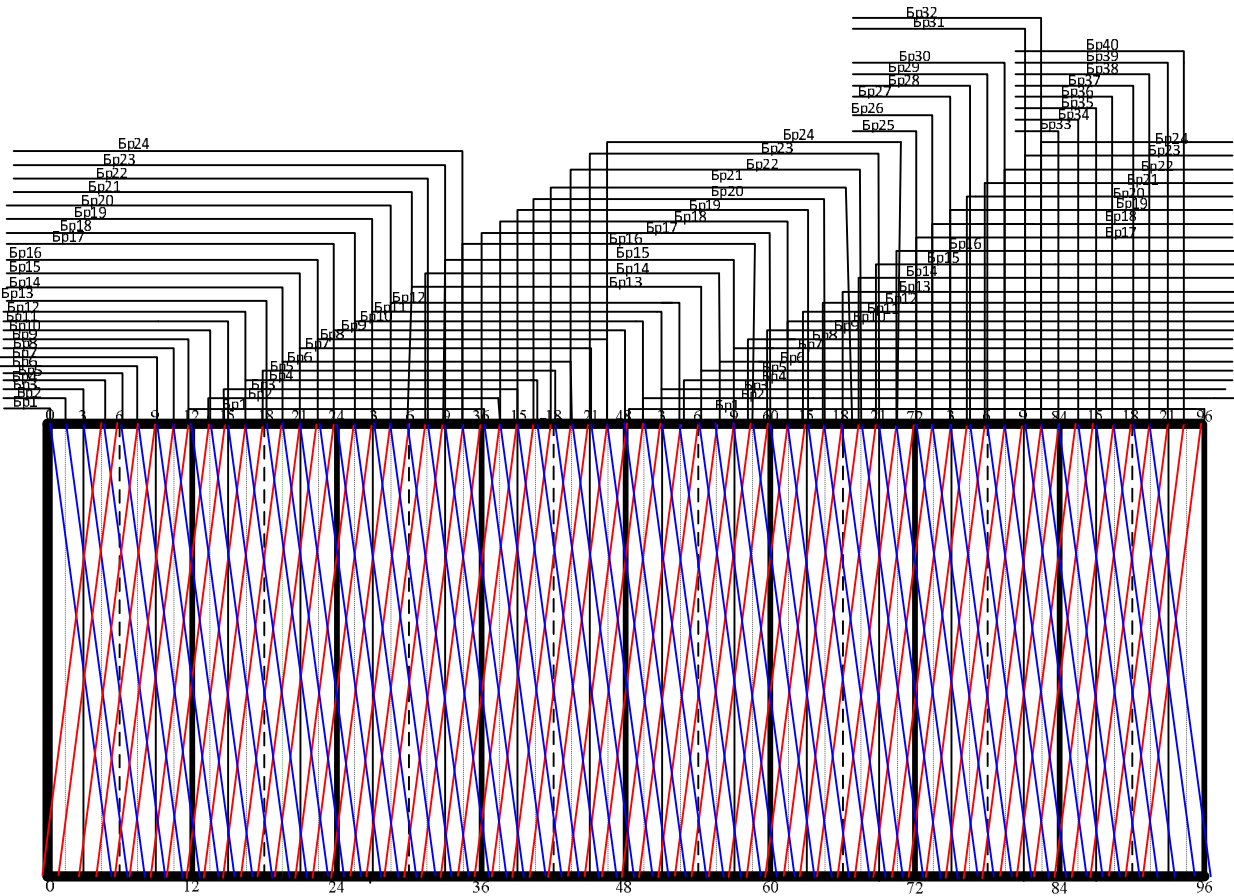


Рис. 4. Сокращенный график увязки локомотивных бригад на технических станциях при числе полурейсов $n = 2$

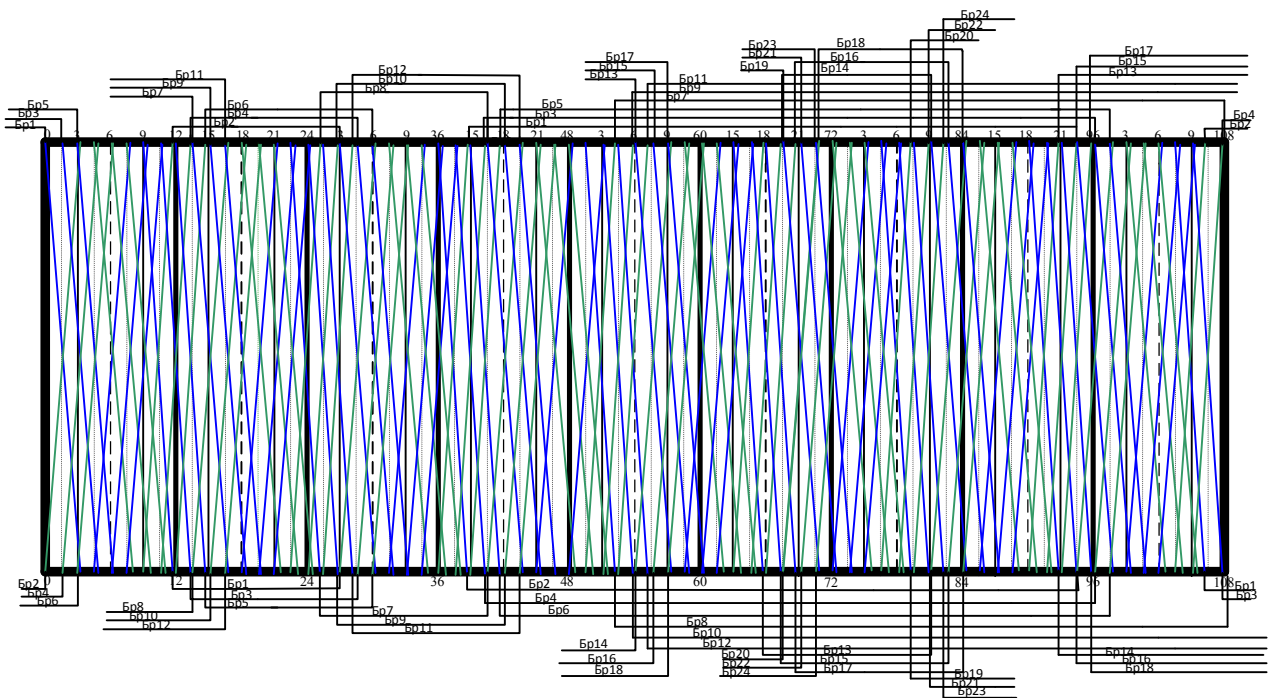


Рис. 5. Сокращенный график увязки локомотивных бригад на технических станциях при числе полурейсов $n = 3$

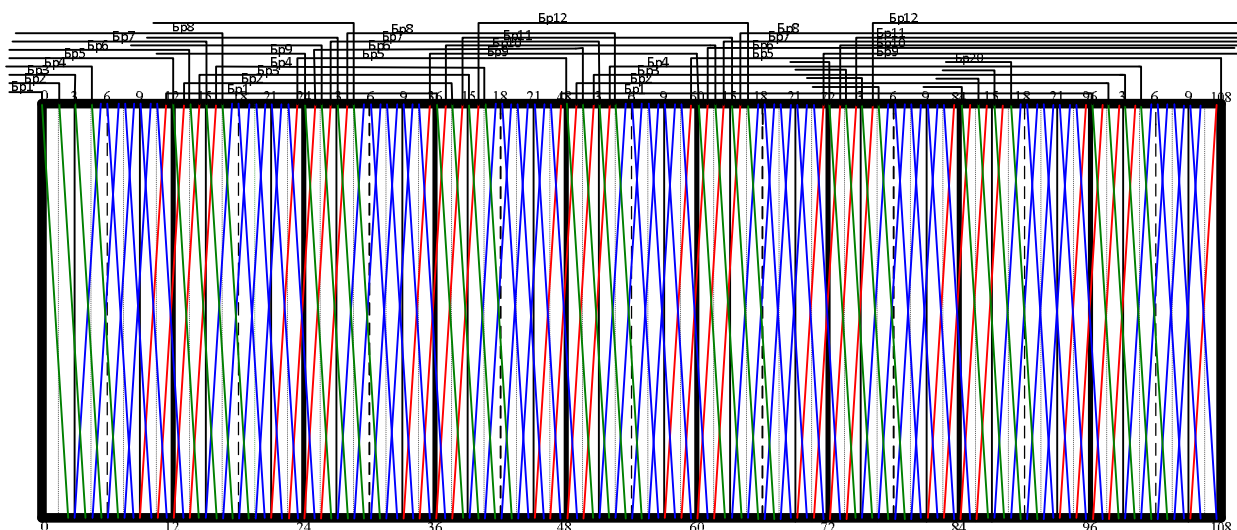


Рис. 6. Сокращенный график увязки локомотивных бригад на технических станциях при числе полурейсов $n = 4$

3. Абляимов, О.С. Обоснование параметров перевозочной работы локомотивов дизельной тяги в эксплуатации / О.С. Абляимов, А.М. Юсуфов, А.П. Вохидов // Вестник транспорта Поволжья. – 2016. – № 4 (58). – С. 15-22.

4. Ефименко, Ю.И. Определение параметров распределения наличной пропускной способности станционных устройств / Ю.И. Ефименко, П.К. Рыбин, М.В. Четчуев // Вестник РГУПС. – 2016. – № 3. – С. 62-69.

5. Абляимов, О.С. Исследование эффективности использования локомотивной тяги на холмисто-горном участке железной дороги / О.С. Абляимов // Вестник транспорта Поволжья. – 2017. – № 1 (61). – С. 15-24.

6. Илесалиев, Д.И. Обоснование проекта сети грузовых терминалов тарно-штучных грузов / Д.И. Илесалиев // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. – 2016. - № 4. – С. 110-116.

7. Илесалиев, Д.И. Перевозка экспортно-импортных грузов в Республике Узбекистан

/ Д.И. Илесалиев, Е.К. Коровяковский, О.Б. Маликов // Известия Петербургского университета путей сообщения. – 2014. – № 3 (39). – С. 11-17.

8. Маликов, О.Б. Логистика пакетных перевозок штучных грузов / О.Б. Маликов, Е.К. Коровяковский, Д.И. Илесалиев // Известия Петербургского университета путей сообщения. – 2014. – № 4 (41). – С. 51-57.

9. Маликов, О.Б. Некоторые вопросы экономической эффективности перевозки сыпучих грузов в контейнерах / О.Б. Маликов, Е.Г. Курилов, Д.И. Илесалиев // Известия Петербургского университета путей сообщения. – 2016. – Т. 13. - № 4 (49). – С. 493-501.

Сведения об авторе

Сатторов Самандар Бахтиёрович – ассистент кафедры «Транспортная логистика и сервис» Ташкентского института инженеров железнодорожного транспорта, sattorovsb@gmail.com.

JUSTIFICATION OF PLACEMENT OF TECHNICAL STATIONS DEPENDING ON THE NUMBER OF HALF-ROUTES

Sattorov S.B.

Tashkent Institute of Railway Transport Engineers (Tashkent, Uzbekistan)

Transport and the market are inseparable, interconnected. Their interaction accelerates the development of each of them and thereby the entire economy. In the modern world, timely delivery of goods, the delivery of goods to the cargo owner within the specified period determines the level of development and economic stability of the state. The work and equipping of technical stations, their location in the railway network affects the delivery time of the goods. Often, train locomotives do not fulfill their assigned tasks due to the lack of time for the locomotive crew in order to deliver the train to the nearest technical station, as well as the irrational use of the standard time of the locomotive crew. In connection with the expectation of delivery, the locomotive brigade replacing the locomotive, the idle time of the wagons at the intermediate stations increases. All this makes it difficult to control the movement of trains and reduces the speed of moving cars on the railway transport. The purpose of the study is to develop a method for placing technical stations on a railway test site in the course of an electric traction. To achieve this goal, it will be necessary to solve the following tasks: generalization of the main parameters of the location of technical stations; determination of half-races between technical stations in the operation of one locomotive brigade; search for the required number of change of the locomotive brigade; determination of the distance between technical stations. The methods of research are based on the generalization and analysis of existing results in finding the rational location of technical stations. It is revealed that the first step for the rational placement of technical stations is to determine the traction arm of the locomotive. When determining the length of the traction arm, the ways of using the locomotive for the duration of working time by one locomotive crew are considered. The rational placement of technical stations according to the proposed methodology will ensure the advancement of trains with the least number of parking lots for the replacement of locomotives, locomotive crews and inspection of rolling stock.

Keywords: half-journey, technical station, locomotive, locomotive brigade, use of locomotive, traction arm.

DOI: 10.22281/2413-9920-2018-04-02-239-246

References

1. Sattorov S.B. Study of the method of placing technical stations. *Nauchno-tekhnicheskij vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta*, 2017, No. 4, pp. 101-106. DOI: 10.22281/2413-9920-2017-03-04-463-468 (In Russian)
2. Ablyalimov O.S. The study of the transportation operation of 3VL80^c electric locomotives on the hilly-mountainous section of the JSC "Uzbekiston Temir Yullari". *Vestnik transporta Povolzhya*, 2016, No. 5 (59), pp. 15-22. (In Russian)
3. Ablyalimov O.S., Yusufov A.M., Vohidov A.P. Justification of the parameters of the transportation operation of locomotives of diesel traction in operation. *Vestnik transporta Povolzhya*, 2016, No. 4 (58), pp. 15-22. (In Russian)
4. Efimenko Yu.I., Rybin P.K., Chetchuev M.V. Determination of distribution parameters of the available capacity of station devices. *Vestnik RGUPS*, 2016, No. 3, pp. 62-69. (In Russian)
5. Ablyalimov O.S. A study of the efficiency of using locomotive traction on a hilly-mountainous stretch of railway. *Vestnik transporta Povolzhya*, 2017, No. 1 (61), pp.15-24. (In Russian)
6. Ilesaliev D.I. Justification of the project network terminal piece cargoes. *Nauchno-tekhnicheskij vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta*, 2016, No. 4, pp. 110-117. (In Russian)
7. Ilesaliev D.I., Korovyakovskij E.K., Malikov O.B. Transportation of export-import cargoes in the Republic of Uzbekistan. *Izvestiya Peterburgskogo universiteta putey soobshcheniya*, 2014, Vol. 3, No. 39, pp. 11-17. (In Russian)
8. Malikov O.B., Korovyakovskij E.K., Ilesaliev D.I. Logistics of package shipments of piece cargo. *Izvestiya Peterburgskogo universiteta putey soobshcheniya*, 2014, Vol. 4, No. 41, pp. 51-57. (In Russian)
9. Malikov O.B., Kurilov E.G., Ilesaliev D.I. Some questions of economic efficiency of transportation of bulk cargo in containers. *Izvestiya Peterburgskogo universiteta putey soobshcheniya*, 2016, Vol. 4, No. 49, pp. 493-501. (In Russian)

Author' information

Samandar B. Sattorov – Assistant Lecturer
of Department “Transport logistics and ser-

vices” at Tashkent institute of railway engineering (Uzbekistan), *sattorovsb@gmail.com*.

Дата принятия к публикации
(Date of acceptance for publication)
21.05.2018

Дата публикации
(Date of publication):
25.06.2018



УДК 656.073.27

РАЗРАБОТКА МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ ТЕХНОЛОГИИ КРОСС-ДОКИНГА НА ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНЫХ СКЛАДАХ

Урманова З.А.

Ташкентский институт инженеров железнодорожного транспорта (Ташкент, Узбекистан)

На сегодняшний день возникает устойчивая тенденция роста объемов перевозок тарно-упаковочных грузов. Основная причина - ускоренное развитие малого и среднего бизнеса. В связи с этим возникает необходимость в рассмотрении современных транспортно-складских технологий. Постановка проблемы заключается в том, что зачастую происходят простои транспортных средств из-за несогласованности транспорта прибытия и отправления, а также их нерационального использования. Цель всей работы состоит в том, чтобы показать техническую и экономическую целесообразность для железной дороги развития технологии кросс-докинга. Эта цель рассматривается в работе как нечто новое для складской системы железнодорожного транспорта, основной задачей которого часто считают только прямую перегрузку. Методы исследования базировались на теории оптимизации хозяйственных связей и комплектных поставок. В статье предложена математическая модель кросс-докинга, представляющая наиболее оптимальный вариант перевалки грузов на железнодорожный склад и последующую их доставку до конечных потребителей. Также на основе предложенной математической модели построена имитационная модель в среде Microsoft Excel. Данное исследование показывает, что применение технологии кросс-докинга позволяет складской системе улучшить преобразования грузопотока.

Ключевые слова: железнодорожный транспорт, железнодорожный склад, тарно-штучный груз, перегрузка, кросс-докинг.

DOI: 10.22281/2413-9920-2018-04-02-247-252

На сегодняшний день возникает устойчивая тенденция роста объемов перевозок тарно-упаковочных грузов. Основная причина - ускоренное развитие малого и среднего бизнеса. Учитывая складывающиеся обстоятельства, железнодорожному транспорту следует уделить особое внимание развитию складских комплексов, их функционированию и оснащению [5]. Очевидно, что такие складские комплексы могли бы обслуживать как внутренние, так и транзитные грузы. В современном мире железнодорожный склад не ограничивается только перевалкой с одного вида транспорта на другой, но и развивает дополнительные услуги в комплектации и сортировке [7]. Необходимость постоянной реализации продукции в условиях жесткой конкуренции приводит к поиску различных схем доставки до конечных потребителей. В связи с этим актуальным становится вопрос применения технологии «кросс-докинг».

Исходя из принципов построения технологии кросс-докинга, выделяются два основных его вида:

- одноэтапный кросс-докинг;
- двухэтапный кросс-докинг (*pick-by-line*).

При использовании одноэтапного кросс-докинга грузоотправитель адресует груз определенному грузополучателю. Данный груз проходит через склад в качестве отдельного

неизменного заказа. Подобный этап кросс-докинга обычно называется прямой перегрузкой.

Двухэтапный кросс-докинг (*pick-by-line*) предполагает, что партия груза, отгруженная грузоотправителем на склад в качестве грузовой единицы, будет переформирована в соответствии с требованиями грузополучателя. Данная технология обычно применяется на участке сортировки и комплектации.

В обоих способах полностью исключается размещение товара на хранение [10].

В случае, когда товар приходит сформированным в заказы (партии), которые нужно только рассортировать по транспортным средствам, т.е. кросс-докинг производится в один этап, можно выделить следующие его виды (табл. 1).

Разработка модели кросс-докинга на железнодорожных складах.

Данную задачу с перегрузкой грузов на железнодорожных складах для дальнейшей его доставки к конечным потребителям для удобства необходимо свести к классической транспортной задаче. Допустим, имеется m ($i = \overline{1, m}$) грузоотправителей, n ($j = \overline{1, n}$) грузополучателей и p ($k = \overline{1, p}$) перевалочных складских комплексов. Обозначим через a_i и b_j соответственно объемы поставок и пот-

Таблица 1

Виды кросс-докинга на железнодорожных складах

№	Наименование	Характеристика	Графическое представление
1	Перегрузка через железнодорожный склад	Происходит замена транспортного средства без расформирования грузовой единицы	
2	Расконсолидация	Один поставщик – несколько грузополучателей. Подается несколько машин, в которых груз и отправляется конечным грузополучателям	
3	Мелкие отправки	Несколько грузоотправителей – один грузополучатель.	
4	Подсортировка со склада	К пришедшему грузу при перегрузке в вагон добавляется груз, хранящийся на складе.	

ребления. Пусть d_k – мощность k -го складского комплекса; c_{ik} и c_{kj} – соответственно стоимость перевозки единицы груза от поставщиков на перевалочные склады и с перевалочных складов – к потребителям. Тогда математическая модель рассматриваемой задачи примет вид

$$Z = \sum_{i=1}^m \sum_{k=1}^p C_{ik} x_{ik} + \sum_{k=1}^p \sum_{j=1}^n C_{kj} x_{kj} \rightarrow \min \quad (1)$$

при ограничениях:

$$\sum_{k=1}^p x_{ik} \leq a_i; \quad \sum_{i=1}^m x_{kj} \leq b_j; \\ \sum_{i=1}^m x_{ik} \leq d_k; \quad x_{kj} \geq 0; \quad x_{ik} \geq 0, \quad (2)$$

где d_k – пропускная способность перевалочного склада ($i = \overline{1, m}$ – грузоотправитель; $j = \overline{1, n}$ – грузополучатель); x_{ik} , x_{kj} – объем доставки по маршруту; a_i – величина ресурсов у i -го поставщика; b_j – величина заказа j -го потребителя.

Тогда матрица расширенной задачи будет иметь вид, указанный в табл. 2.

В первом (левом верхнем) блоке I отражаются связи грузоотправителей с перевалочными складами. В четвертом (правом нижнем) IV блоке отражаются связи перевалочных складов с грузополучателями. Второй (правый верхний) блок II показывает связи грузоотправителей с грузополучателями. Поскольку по условию задачи непосредственные перевозки от грузоотправителей к грузополучателям запрещены, то в этом блоке все тарифы считают равными M . В качест-

Таблица 2
Структура матрицы расширенной задачи

		Потребители и их объемы					
		D_1	D_p	B_1	B_n
Поставщики	Мощности	d_1	d_p	b_1	b_n
	A_1	a_1	I			II	
\vdots	\vdots						
A_m	a_m	III			IV		
D_1	d_1						
\vdots	\vdots	III			IV		
D_p	d_p						

ве значения числа M принимается заведомо большое число. Третий (левый нижний) блок III образуется по строкам и столбцам перевалочными складами. Так как перевозки между перевалочными складами запрещаются, то соответствующие показатели также считаются равными M . В ячейках блока III, в которых отражаются связи перевалочных складов сами с собой, тарифы равны нулю. Диагональ из нулевых тарифов, отражающая связи перевалочных складов сами с собой, называется фиктивной.

Ниже приведена имитационная модель, построенная в среде Microsoft Excel. Матрица тарифов, принятых при проведении моделирования показана на рис. 1. Задав целевую функцию (1) с ограничениями (2), получим результирующую матрицу (рис. 2).

	A	B	C	D	E	F	G	H	I	J	K	L	M	N
1	МАТРИЦА ТАРИФОВ													
2		D1	D2	D3	D4	D5	D6	B1	B2	B3	B4	B5	B6	
3	A1	3	5	1	4	2	3							120
4	A2	5	6	4	1	8	3							80
5	A3	3	1	5	2	1	3							300
6	A4	6	1	4	3	5	2							250
7	A5	1	3	5	2	8	4							50
8	D1							9	3	4	1	5	2	100
9	D2							1	6	2	5	3	8	30
10	D3							3	5	2	1	3	4	70
11	D4							7	2	5	1	4	6	240
12	D5							2	3	1	4	6	8	160
13	D6							5	3	2	4	1	3	200
14		100	30	70	240	160	200	40	160	120	150	130	200	
15														

Рис. 1. Матрица тарифов, использованных при выполнении имитационного моделирования

		РЕЗУЛЬТАТ												
		Д1	Д2	Д3	Д4	Д5	Д6	В1	В2	В3	В4	В5	В6	
18	A1	50	0	70	0	0	0	0	0	0	0	0	0	120
19	A2	0	0	0	80	0	0	0	0	0	0	0	0	80
20	A3	0	0	0	140	160	0	0	0	0	0	0	0	300
21	A4	0	30	0	20	0	200	0	0	0	0	0	0	250
22	A5	50	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	50
23	Д1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	100	100
24	Д2	0	0	0	0	0	0	30	0	0	0	0	0	30
25	Д3	0	0	0	0	0	0	0	0	0	40	0	30	70
26	Д4	0	0	0	0	0	0	0	130	0	110	0	0	240
27	Д5	0	0	0	0	0	0	10	30	120	0	0	0	160
28	Д6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	130	70	200
29		100	30	70	240	160	200	40	160	120	150	130	200	
30														
31														ЦЕЛЕВАЯ ФУНКЦИЯ 2610

Рис. 2. Матрица результатов имитационного моделирования

Обсуждение результатов.

На рис. 3 и 4 представлено влияние технологии кросс-докинга на перегрузку грузов на железнодорожном складе. Приведенные диаграммы показывают, что данная технология позволяет догружать груз с другим назначением, при этом соблюдая все ограничения. На рис. 3 и 4 обозначено: A_1, A_2, A_3, A_4, A_5 – объемы поставок грузоотправителей; $Д_1, Д_2, Д_3, Д_4, Д_5$ – мощности перевалочных складов; $В_1, В_2, В_3, В_4, В_5$ – объемы потребления грузополучателей.

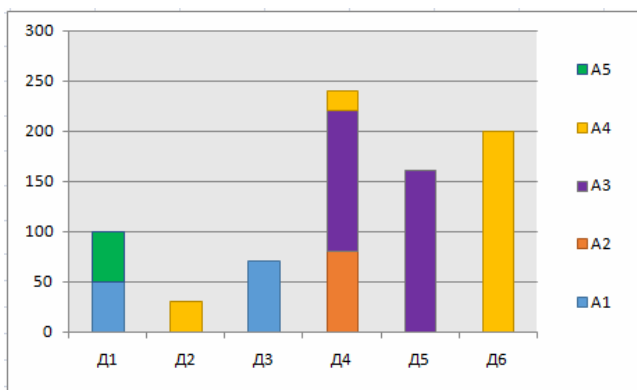


Рис. 3. Диаграмма зависимости объемов поставок от мощностей перевалочных складов

Заключение.

Разработанная модель позволяет осуществить расчетную оценку перевалки грузов на железнодорожный склад с последующей их доставкой до конечных потребителей по наиболее оптимальному варианту. При этом учитываются мощности складов, объемы поставок и потребления. Если более широко

рассматривать задачи склада в экономике железной дороги, то технология кросс-докинга позволит создать условия для более успешного развития рынка Узбекистана и, в то же время, обеспечит значительное увеличение доходов самого железнодорожного транспорта.

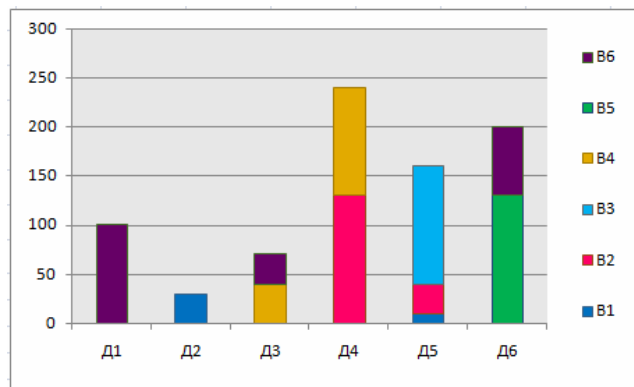


Рис. 4. Диаграмма зависимости объемов потребления от мощностей перевалочных складов

Список литературы

1. Антипова, О.И. Применение системы складирования по методу «кросс-докинг» в складской логистике промышленных предприятий / О.И. Антипова, А.И. Ермолаев // Экономика и социум. – 2016. – 5-3 (24). – С. 232-239.
2. Бова, В.В. Многоуровневый алгоритм решения задач транспортной логистики на основе методов роевого интеллекта / В.В. Бова, В.В. Курейчик, А.А. Лежебоков // Вестник Ростовского государственного уни-

верситета путей сообщения. – 2013. - № 3 (51). – С. 113-118.

3. Илесалиев, Д.И. К вопросу о схеме размещения на складе / Д.И. Илесалиев // Научно-технических вестник Брянского государственного университета. – 2017. – №. 1. – С. 99-106.

4. Илесалиев, Д.И. Обоснование проекта сети терминалов тарно-штучных грузов / Д.И. Илесалиев // Научно-технических вестник Брянского государственного университета. – 2016. – № 4. – С. 110-117.

5. Илесалиев, Д.И. Перевозка экспортно-импортных грузов в Республике Узбекистан / Д.И. Илесалиев, Е.К. Коровяковский, О.Б. Маликов // Известия Петербургского университета путей сообщения. – 2014. – № 3 (39). – С. 11-17.

6. Илесалиев, Д.И. К вопросу о вместимости складов тарно-штучных грузов / Д.И. Илесалиев // Научно-технических вестник Брянского государственного университета. – 2017. – №2. – С. 28-37.

7. Курилов, Е.Г. К вопросу о перегрузке грузов на приграничных станциях с разной шириной колеи / Е.Г. Курилов // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. – 2016. - № 4. – С. 110-116.

8. Маликов, О.Б. Логистика пакетных перевозок штучных грузов / О.Б. Маликов, Е.К.

Коровяковский, Д.И. Илесалиев // Известия Петербургского университета путей сообщения. – 2014. – № 4 (41). – С. 51-57.

9. Маликов, О.Б. Некоторые вопросы экономической эффективности перевозки сыпучих грузов в контейнерах / О.Б. Маликов, Е.Г. Курилов, Д.И. Илесалиев // Известия Петербургского университета путей сообщения. – 2016. – Т. 13. – № 4 (49). – С. 493-501.

10. Пензев, В.Н. Кросс-докинг / В.Н. Пензев // Логистика и управление цепями поставок. – 2012. – № 5 (52). – С. 84-90.

11. Тюрин, А.Ю. Применение кросс-докинга при организации доставки продукции пищевой промышленности / А.Ю. Тюрин // Вестник Кузбасского государственного технического университета. – 2010. – № 4. – С. 171-174.

12. Шульженко, Т.Г. Применение методов теории массового обслуживания при моделировании складов кросс-докинга / Т.Г. Шульженко // Вестник ИНЖЭКОНа. Серия: Экономика. – 2010. – № 1. – С. 281-285.

Сведение об авторе

Урманова Зарина Абдивохида кизи – ассистент кафедры «Транспортная логистика и сервис» Ташкентского института инженеров железнодорожного транспорта, z.urmanova@mail.ru.

DEVELOPMENT OF A MATHEMATICAL MODEL OF CROSS-DOCKING TECHNOLOGY IN RAILWAY WAREHOUSES

Urmanova Z.A.

Tashkent institute of railway engineering (Tashkent, Uzbekistan)

To date, there is a steady trend of growth in the volume of carriage of packaged goods, the main cause of which is the accelerated development of small and medium-sized businesses. In this connection, there is a need to consider modern transport and storage technologies. The problem is that often there are idle vehicles due to inconsistency of the transport of arrival and departure, as well as their irrational use. The purpose of the whole work is to show the technical and economic feasibility for the railway development of cross-docking technology. This goal is considered in the work as something new for the warehouse system of railway transport, the main task of which many consider only direct overload. The research methods were based on the theory of optimization of economic ties and complete deliveries. The article suggests a mathematical model of cross-docking, which provides the most optimal variant for transshipment of goods to a railway warehouse and their subsequent delivery to end users. Also, based on the proposed mathematical model, a simulation model is built in the Microsoft Excel environment. This study shows that the use of cross-docking technology allows the warehouse system to improve the transformation of cargo traffic.

Keywords: railway transport, railway storage, packed-piece cargo, cross-docking, overload.

DOI: 10.22281/2413-9920-2018-04-02-247-252

References

1. Antipova O.I., Ermolaev A.I. Application of the cross-docking storage system in warehouse logistics of industrial enterprises. *Economica i sotsium*, 2016. No.5-3, pp. 232-239. (In Russian)
2. Bova V.V., Kureychik V.V., Lezhebokov A.A. Multi-level algorithm for solving transport logistics problems based on the methods of swarm intelligence. *Vestnik Rostovskogo gosudarstvennogo universiteta putey soobshcheniya*, 2013, No. 3, pp. 113-118. (In Russian)
3. Ilesaliev D.I. To the question about the layout of the racks in the warehouse. *Nauchno-tekhnicheskiiy vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta*, 2016, No.1, pp. 99-106. (In Russian)
4. Ilesaliev D.I. Justification of the project network terminal piece cargoes. *Nauchno-tekhnicheskiiy vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta*, 2016, No.4, pp. 110-117. DOI: 10.22281/2413-9920-2016-02-04-110-116 (In Russian)
5. Ilesaliev D.I., Korovyakovskiy E.K., Malikov O.B. Transportation of export-import cargoes in the Republic of Uzbekistan. *Izvestiya Peterburgskogo universiteta putey soobshcheniya*, 2014, Vol. 3, No.39, pp. 11-17. (In Russian)
6. Ilesaliev D.I. On the question of the capacity of warehouses of packaged-piece cargoes. *Nauchno-tekhnicheskiiy vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta*, 2017, No.2, pp. 28-37. DOI: 10.22281/2413-9920-2017-03-02-154-162 (In Russian)
7. Kurilov E.G. Concerning the issue of cargo transshipment at border stations with different track gauges. *Nauchno-tekhnicheskiiy vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta*, 2017, No.1, pp. 107-111. DOI: 10.22281/2413-9920-2017-03-01-107-111 (In Russian)
8. Malikov O.B., Korovyakovskiy E.K., Ilesaliev D.I. Logistics of package shipments of piece cargo. *Izvestiya Peterburgskogo universiteta putey soobshcheniya*, 2014, Vol. 4, No.41, pp. 51-57. (In Russian)
9. Malikov O.B., Kurilov E.G., Ilesaliev D.I. Some questions of economic efficiency of transportation of bulk cargo in containers. *Izvestiya Peterburgskogo universiteta putey soobshcheniya*, 2016, Vol. 4, No.49, pp. 493-501. (In Russian)
10. Penzev V.N. Cross-docking. *Logistika i upravlenie tsepyami postavok*, 2012, No.5, pp. 84-90. (In Russian)
11. Tyurin A.Yu. Application of cross-docking in the organization of delivery of food products. *Vestnik Kuzbasskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta*, 2010, No.4, pp. 171-174. (In Russian)
12. Shulzhenko T.G. Application of methods of the theory of mass casing in the modeling of cross-docking warehouses. *Vestnik INJEKONa. Seriya: Economica*, 2010, No.1, pp. 281-285. (In Russian)

Author' information

Zarina A. Urmanova – Assistant Lecturer of Department “Transport logistics and services” at Tashkent institute of railway engineering (Uzbekistan), z.urmanova@mail.ru.

Дата принятия к публикации
(Date of acceptance for publication)
04.05.2018

Дата публикации
(Date of publication):
25.06.2018



Сетевое издание
НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ ВЕСТНИК
Брянского государственного университета

ТЕХНИЧЕСКИЕ НАУКИ /
ХИМИЧЕСКИЕ 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> 25.06.2018 г.