



Научно-технический вестник

БРЯНСКОГО
ГОСУДАРСТВЕННОГО
УНИВЕРСИТЕТА

Б Р Я Н С К

2017(3)

ISSN 2413-9920

**Научно-технический
ВЕСТНИК
Брянского
государственного
университета**

**№ 3
2017**

Технические науки

**Nauchno-tekhnicheskiy
VESTNIK
Bryanskogo
gosudarstvennogo
universiteta**

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

**№ 3
2017**

Engineering Science

ББК 74.580.4

Н-34

Научно-технический вестник Брянского государственного университета. № 3 (2017). Брянск: РИО БГУ, 2017. – Точка доступа: <http://ntv-brgu.ru>

Размещено на официальном сайте журнала: 25.09.2017

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

И.А. Лагереv – 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, 2017
© 2017 Nauchno-tekhicheskiy vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta



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

СОДЕРЖАНИЕ

ТЕХНИЧЕСКИЕ НАУКИ

Машиностроение и машиноведение

- Ерохин В.В. (Российская Федерация)*
DOI: 10.22281/2413-9920-2017-03-03-235-240
Расчет параметров качества функциональных поверхностей люнетов 235
- Ерохин В.В., Елисеева Е.В. (Российская Федерация)*
DOI: 10.22281/2413-9920-2017-03-03-241-252
Аспекты проектирования автоматизированной системы генерации кодов электрических элементов технологического оборудования 241
- Лагерев А.В., Лагерев И.А. (Российская Федерация)*
DOI: 10.22281/2413-9920-2017-03-03-253-272
Влияние параметров рельефа на выбор оптимального шага промежуточных опор вдоль линии канатного метро 253
- Миронова М.Н. (Республика Беларусь)*
DOI: 10.22281/2413-9920-2017-03-03-273-279
Исследования эффективности алгоритмов поиска решения при использовании функциональных семантических сетей 273

Транспортное, горное и строительное машиностроение

- Гончаров К.А., Денисов И.А. (Российская Федерация)*
DOI: 10.22281/2413-9920-2017-03-03-280-288
Уравнивание опорных нагрузок на ходовые колеса грузовой тележки крана мостового типа при применении универсальной компоновочной схемы 280
- Гончаров К.А., Гришин А.В. (Российская Федерация)*
DOI: 10.22281/2413-9920-2017-03-03-289-295
Экспериментальное исследование влияния дефектов монтажа на тяговую способность промежуточного привода ленточного конвейера 289
- Лагерев И.А., Лагерев А.В. (Российская Федерация)*
DOI: 10.22281/2413-9920-2017-03-03-296-302
Повышение безопасности эксплуатации мобильных транспортно-технологических машин с манипуляционными системами при работе с аутригерами 296
- Ритенман И.Л., Ритенман В.И., Блейшмидт Л.И. (Российская Федерация)*
DOI: 10.22281/2413-9920-2017-03-03-303-332
Вероятность возникновения отказов при эксплуатации механизма подъёма мостового крюкового электрического крана 303
- Толкачев Е.Н. (Российская Федерация)*
DOI: 10.22281/2413-9920-2017-03-03-333-343
Математическая модель отказа приводов ведущих подвесок конвейера с подвесной лентой и распределенным приводом при заклинивании приводных роликов .. 333

Безопасность деятельности человека

Рыбаков А.В., Иванов Е.В., Седов Д.С., Овсянников Р.Е. (Российская Федерация)

DOI: 10.22281/2413-9920-2017-03-03-344-352

О подходе к определению показателя и построение шкалы оценки защищенности
опасного производственного объекта 344

Информатика, вычислительная техника и управление

Панкратов И.А. (Российская Федерация)

DOI: 10.22281/2413-9920-2017-03-03-353-360

Генетический алгоритм минимизации энергозатрат на переориентацию плоскости
орбиты космического аппарата 353

CONTENT

ENGINEERING SCIENCE

Machinery Building and Theoretical Engineering

Erokhin V.V. (Russian Federation)

DOI: 10.22281/2413-9920-2017-03-03-235-240

Calculation of quality parameters of the functional surfaces of steady-rests 235

Erokhin V.V., Eliseeva E.V. (Russian Federation)

DOI: 10.22281/2413-9920-2017-03-03-241-252

Aspects of the design of the automated system for code generation of electrical items of technological equipment 241

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

DOI: 10.22281/2413-9920-2017-03-03-253-272

The effect of topography on the choice of optimal step intermediate supports along the line of the cable metro 253

Mironova M.N. (Republic of Belarus)

DOI: 10.22281/2413-9920-2017-03-03-273-279

Research of efficiency of the algorithms for finding solutions based on the use of functional semantic networks 273

Transport, Mining and Construction Machinery

Goncharov K.A., Denisov I.A. (Russian Federation)

DOI: 10.22281/2413-9920-2017-03-03-280-288

Equalization of bearing loads on running wheels of overhead crane load trolley when applying multi-purpose layout drawing 280

Goncharov K.A., Grishin A.V. (Russian Federation)

DOI: 10.22281/2413-9920-2017-03-03-289-295

Experimental study of influence of installation faults on tractive ability of belt conveyor intermediate drive 289

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

DOI: 10.22281/2413-9920-2017-03-03-296-302

Improving the safety of operation mobile transport and technological machines with manipulators when working with outriggers 296

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

DOI: 10.22281/2413-9920-2017-03-03-303-332

The likelihood of failures in the operation of the lifting mechanism electrical hook bridge crane 303

Tolkachev E.N. (Russian Federation)

DOI: 10.22281/2413-9920-2017-03-03-333-343

Mathematical model of failure the drives suspensions of the conveyor with suspended belt and distributed drive at jamming rollers 333

Safety of Human Activities

Rybakov A.V., Ivanov E.V., Sedov D.S., Ovsyannikov R.E. (Russian Federation)

DOI: 10.22281/2413-9920-2017-03-03-344-352

About the approach to determining the indicator and constructing the scale of
evaluating the protection of a dangerous production object 344

Informatics, Computer Science and Controlling

Pankratov I.A. (Russian Federation)

DOI: 10.22281/2413-9920-2017-03-03-353-360

Genetic algorithm for minimizing the energy costs for the reorientation of the plane of
the spacecraft orbit 353

УДК 621.9

РАСЧЕТ ПАРАМЕТРОВ КАЧЕСТВА ФУНКЦИОНАЛЬНЫХ ПОВЕРХНОСТЕЙ ЛЮНЕТОВ

Ерохин В.В.

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

В статье рассматривается методология расчета проектных параметров функциональных поверхностей люнетов, определяющих точность и производительность обработки поверхностей заготовок. Представлена математическая модель расчета параметров качества функциональных поверхностей неподвижных люнетов. Модель построена на основе метода гарантируемого результата и предполагает, что внутренние и наружные цилиндрические поверхности самоцентрирующихся роликов люнета имеют формы эллипсов и несоосность осей; контакт роликов с заготовкой является упругим; ролики предварительно поджаты к эллиптической поверхности заготовки с усилиями, обеспечивающими постоянный контакт между роликами и заготовкой; ролики вращаются с постоянной угловой скоростью.

Ключевые слова: люнет, качество обработки, токарная обработка, технологическое оборудование.

DOI: 10.22281/2413-9920-2017-03-03-235-240

Функциональными поверхностями люнетов являются поджимаемые к поверхностям заготовки вращающиеся ролики или неподвижные опоры. Если при пониженной жесткости системы станок-приспособление-инструмент-заготовка по сравнению с жесткостью системы станок-приспособление-инструмент и длине заготовки, превосходящей ее диаметр в пять и более раз, возникают колебания, участвующие в формообразовании цилиндрической поверхности, с амплитудой более одной трети допуска выполняемого размера, тогда одним из вариантов повышения точности обработки является применение люнетов [3, 4].

По степени подвижности люнетов подразделяются на две группы: первая – подвижные, вторая – неподвижные. Люнетов первой группы не могут использоваться на чистовых операциях точения и шлифования по следующим причинам:

1) непараллельности направляющих станка и оси вращения заготовки, что приводит к дополнительным деформациям заготовки при движении люнета;

2) отсутствия влияния на жесткость технологической системы в направлении нормальной (радиальной) составляющей силы, которая оказывает наибольшее воздействие на формирование формы обрабатываемой поверхности;

3) дополнительного возбуждения процесса автоколебаний вследствие передачи колебаний неровностей обработанной (базовой)

поверхности заготовки (по которой движется люнет) суппорту станка.

Люнетов второй группы существенно повышают жесткость технологической системы и особенно в радиальном направлении, что обеспечивает повышение точности обработки нежестких валов [1, 2].

На основе системного подхода к изучению проблемы формообразования макроотклонений обрабатываемой цилиндрической поверхности (с использованием неподвижных люнетов, рис. 1) разработана математическая модель ее формирования. Эта модель построена на основе метода гарантируемого результата и предполагает [3]:

1) внутренние и наружные цилиндрические поверхности самоцентрирующихся роликов люнета имеют формы эллипсов и несоосность осей (рис. 2);

2) контакт роликов с заготовкой упругий;

3) ролики предварительно поджаты к эллиптической поверхности заготовки с усилиями, обеспечивающими постоянный контакт между роликами и заготовкой;

4) ролики вращаются с постоянной угловой скоростью.

Для определения влияния погрешности формы посадочного отверстия ролика люнета на его радиальные перемещения представим форму посадочного отверстия в виде эллипса. Эллиптическая форма посадочного отверстия задана, исходя из анализа форм посадочных поверхностей роликов, а также из того, что такая форма является наихудшей с точки зрения колебательных перемещений

оси ролика. Сопрягаемая поверхность отверстия ролика обкатывается по поверхности посадочного вала (рис. 3). Посадочная поверхность вала люнета представлена в виде

окружности, так как в данном случае контакт происходит по постоянной дуге (или точке), вал неподвижен, а значит, форма поверхности посадочного вала не имеет значения.

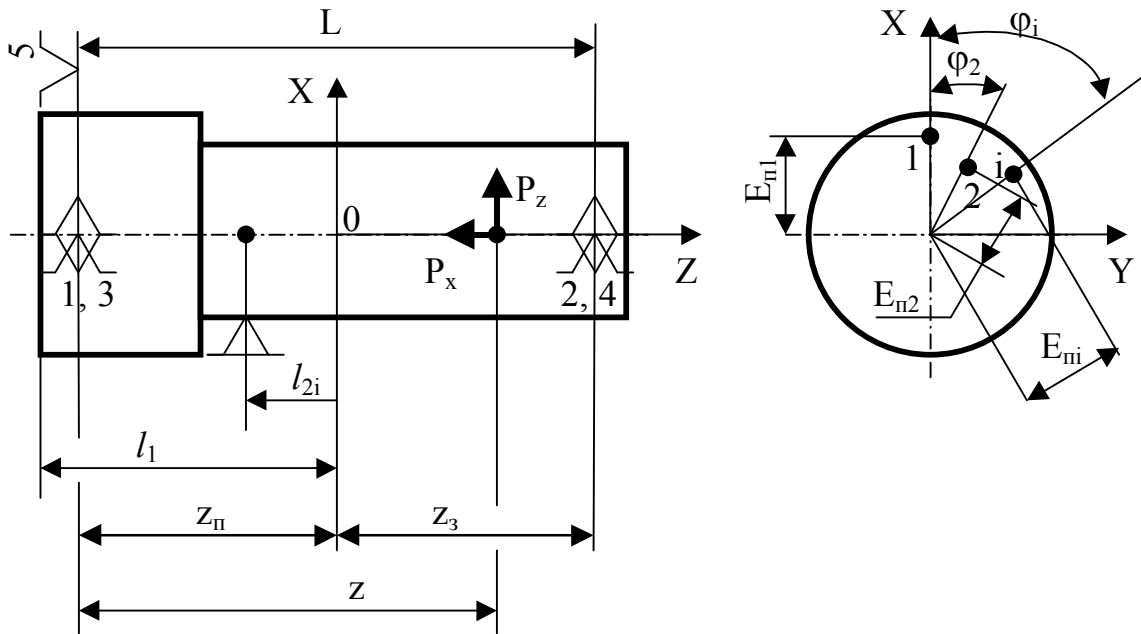


Рис. 1. Схема обработки вала

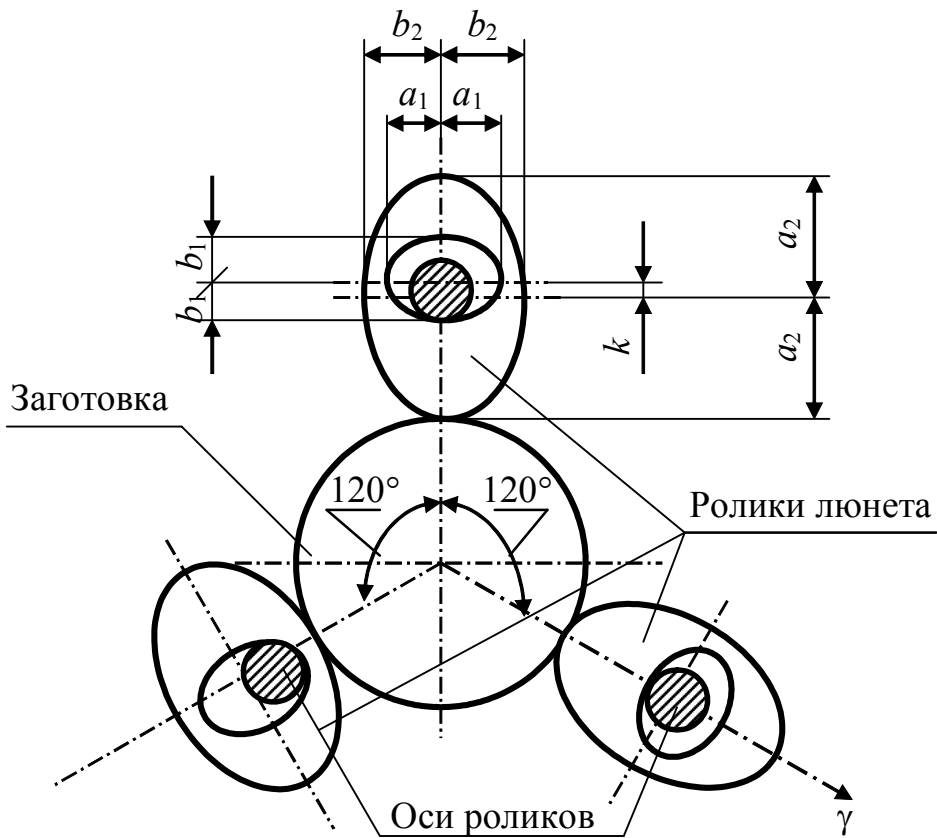


Рис. 2. Схема взаимодействия роликов люнета с заготовкой

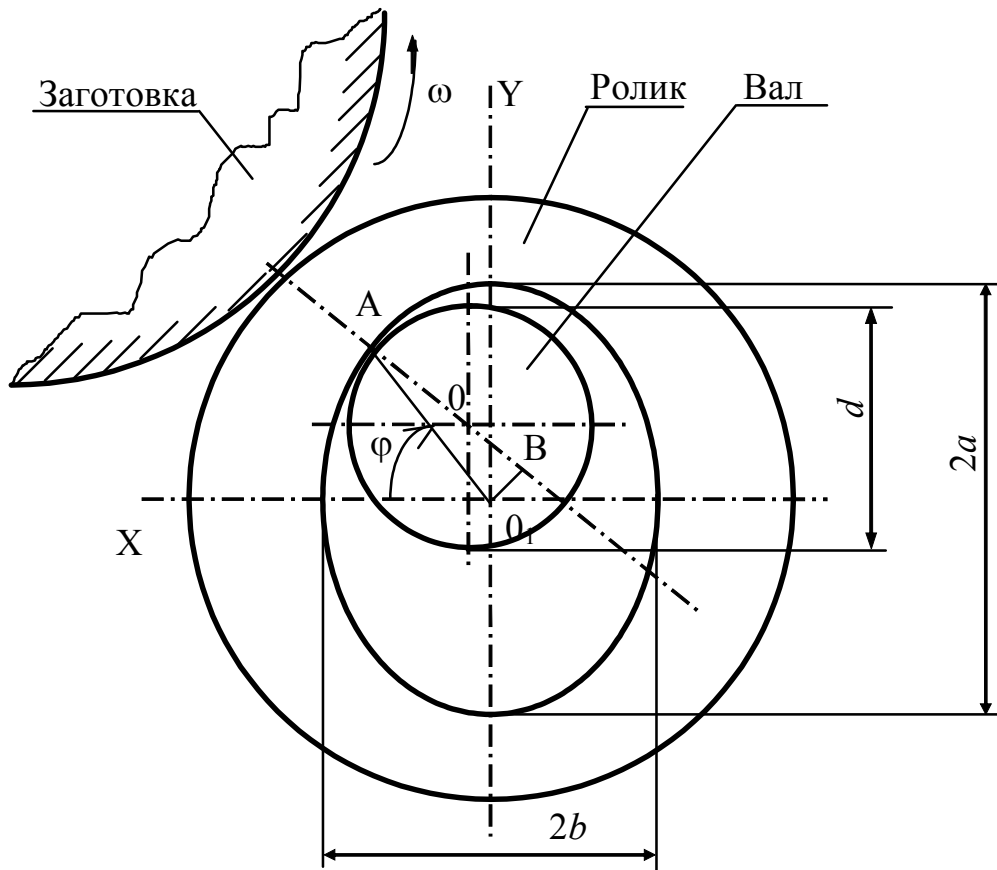


Рис. 3. Схема качения ролика по валу

Колебание оси Δ_p ролика O_1 в направлении оси АВ определяется проекцией точки O_1 на ось АВ (точка В). То есть задачей исследования является нахождение величины АВ. Этапы определения величины Δ_p :

- 1) определяем уравнение прямой AO_1 ;
- 2) находим уравнение касательной к эллипсу в точке А;
- 3) вычисляем угол между прямыми AO_1 и АВ;
- 4) проецируем отрезок AO_1 на ось АВ и определяем величину колебаний Δ_p .

Уравнение прямой AO_1 , проходящей через точки $A(x_2; y_2)$ и $O_1(0; 0)$:

$$\frac{y - y_1}{y_2 - y_1} = \frac{x - x_1}{x_2 - x_1} \Rightarrow yx_2 = xy_2 \Rightarrow x_2 = b \cdot \cos\varphi;$$

$$y_2 = a \cdot \sin\varphi \Rightarrow y \cdot b \cdot \cos\varphi - x \cdot a \cdot \sin\varphi = 0,$$

где a – большая полуось эллипса; b – малая полуось эллипса.

Уравнение касательной к эллипсу в точке А определяем из общего уравнения

$$y - y_2 = f'(x_2)(x - x_2)$$

с учетом того, что

$$y_2 = a \cdot \sin\varphi, \quad x_2 = b \cdot \cos\varphi,$$

то есть имеем

$$y + \frac{a}{b}x \cdot \operatorname{ctg}\varphi = a(\sin\varphi + \operatorname{ctg}\varphi \cdot \cos\varphi). \quad (1)$$

Угол γ между прямыми AO_1 и АВ находится как $(90^\circ - \beta)$, где угол β – угол между касательной к эллипсу в точке А и прямой AO_1 :

$$\cos\beta = \frac{(b^2 - a^2)\cos\varphi}{\sqrt{a^2 \operatorname{ctg}^2\varphi + b^2} \sqrt{b^2 \cos^2\varphi + a^2 \sin^2\varphi}}. \quad (2)$$

Исходя из того, что

$$AO_1 = \sqrt{b^2 \cos^2\varphi + a^2 \sin^2\varphi} \quad \text{и} \quad \sin\gamma = \cos\beta,$$

определим величину отрезка АВ:

$$AB = AO_1 \cos\gamma = AO_1 \sqrt{1 - \sin^2\gamma} =$$

$$= a \sqrt{(1 - \varepsilon^2 \cos^2\varphi) + \frac{\sqrt{1 - \varepsilon^2 \cos^2\varphi} \cdot \varepsilon \sin\varphi \cos\varphi}{\sqrt{1 - \varepsilon^2 \sin^2\varphi}}}, \quad (3)$$

где ε – эксцентриситет эллипса ($\varepsilon = \frac{\sqrt{a^2 - b^2}}{a}$), причем $\varepsilon^2 = 1,0 \cdot 10^{-3} \dots 0,6 \cdot 10^{-3}$.

В связи с тем, что величины $\varepsilon^2 \cos^2\varphi$ и $\varepsilon^2 \sin^2\varphi$ намного меньше единицы, то для исключения иррациональности рассматриваемого выражения применим метод прибли-

женного вычисления с использованием дифференцирования:

$$\begin{aligned} \sqrt{1-\varepsilon^2 \cos^2 \varphi} &= 1-0,5\varepsilon^2 \cos^2 \varphi; \\ \sqrt{1-\varepsilon^2 \sin^2 \varphi} &= 1-0,5\varepsilon^2 \sin^2 \varphi. \end{aligned} \quad (4)$$

Подставляя выражения (4) в формулу (3), получим следующее выражение:

$$AB = a \sqrt{1-\varepsilon^2 \cos^2 \varphi + \frac{(1-0,5\varepsilon^2 \cos^2 \varphi) \cdot \varepsilon \sin \varphi \cos \varphi}{1-0,5\varepsilon^2 \sin^2 \varphi}}. \quad (5)$$

Используя дифференциальный метод исключения иррациональности из выражения (5) и правила тригонометрических преобразований, имеем:

$$AB = a \left(1 + 0,25 \frac{\varepsilon^2 (\sin 2\varphi - 1 - \cos 2\varphi)}{1 - 0,5\varepsilon^2 \sin^2 \varphi} \right). \quad (6)$$

Коэффициент корреляции формулы (6) относительно формулы (3) составляет $R^2 = 0,9999999$ при $\varepsilon < 0,2$.

Учитывая, что в выражении (6) знаменатель $1-0,5\varepsilon^2 \sin^2 \varphi \approx 1$, формула (6) примет окончательный вид:

$$AB = a[1 + 0,25 \cdot \varepsilon^2 \cdot (\sin 2\varphi - 1 - \cos 2\varphi)]. \quad (7)$$

Коэффициент корреляции формулы (7) относительно формулы (3) составляет $R^2 = 0,9999998$ при $\varepsilon < 0,2$.

Колебание оси ролика Δ_p в направлении оси АВ составит

$$\Delta_p = 0,25 \cdot a \cdot \varepsilon^2 \cdot (\sin 2\varphi - 1 - \cos 2\varphi). \quad (8)$$

В данной модели рассмотрено формирование отклонений формы цилиндрической поверхности «у» (рис. 1), которое имеет следующий вид:

$$\begin{aligned} y = & \frac{Ge \left\{ 4A\omega^2 - c_{44} + c_{24}l_1 - (z-l_1) \left[c_{42} - l_1 (c_{22} - 4M\omega^2) \right] \right\}}{16AM\omega^4 - 4\omega^2 (Ac_{22} + Mc_{44}) + c_{22}c_{44} - c_{42}c_{24}} \times \left(\sin 2\omega t \sum_i \frac{\sin \varphi_i}{2E_{ni}} - \cos 2\omega t \sum_i \frac{\cos \varphi_i}{2E_{ni}} \right) + \\ & + \frac{P_z \left\{ c_{44} - c_{24}l_1 - A\omega^2 + (z-l_1) \left[c_{42} + l_1 (M\omega^2 - c_{22}) \right] \right\}}{AM\omega^4 - \omega^2 (Ac_{22} + Mc_{44}) + c_{22}c_{44} - c_{42}c_{24}} \sum_i \frac{\sin(\omega t + \varphi_i)}{2E_{ni}} + \\ & + \frac{0,5A_1A_2(f + 2\cos 30^\circ) \left[c_{44} + c_{24} \sum_i l_{2i} - 4A\omega_2^2 + (z-l_1) \left(c_{42} + (c_{22} - 4M\omega_2^2) \sum_i l_{2i} \right) \right]}{16AM\omega_2^4 - 4\omega_2^2 (Ac_{22} + Mc_{44}) + c_{22}c_{44} - c_{42}c_{24}} \times \\ & \times \cos(2\omega_2 t) + \frac{A_1A_3 \left[c_{44} + c_{24} \sum_i l_{2i} - A\omega_2^2 + (z-l_1) \left(c_{42} + (c_{22} - M\omega_2^2) \sum_i l_{2i} \right) \right]}{AM\omega_2^4 - \omega_2^2 (Ac_{22} + Mc_{44}) + c_{22}c_{44} - c_{42}c_{24}} \times \\ & \times [(\cos 30^\circ + f \sin 30^\circ) \sin \omega_2 t - (\cos 30^\circ + f - f \sin 30^\circ) \cos \omega_2 t] + \\ & + \frac{M\omega^2 e \left[c_{44} - A\omega^2 + c_{42}(z-l_1) \right]}{AM\omega^4 - \omega^2 (Ac_{22} + Mc_{44}) + c_{22}c_{44} - c_{42}c_{24}} \sin \omega t + \left[-\Delta_2 + \frac{\Delta_2 - \Delta_1}{L} (L-z) \right] |\sin \omega t|, \end{aligned} \quad (9)$$

где

$$\begin{aligned} A_1 &= \frac{n}{2(b_2 - b_1)} \cdot \frac{j_\gamma 3LEJ}{j_\gamma (L-z)^2 z^2 + 3LEJ}; \\ A_2 &= a_1^2 \varepsilon_1^2 - a_2^2 \varepsilon_2^2 - 2b_2 u_1 + 2b_1 u_2; \\ A_3 &= 2k(a_2 - b_1); \quad c_{22} = j_{ny} + j_{zy} + \sum_i j_{lyi}; \\ c_{24} &= c_{42} = - \left(j_{ny} z_n + j_{zy} z_z + \sum_i j_{lyi} l_{2i} \right); \\ c_{44} &= j_{ny} z_n^2 + j_{zy} z_z^2 + \sum_i j_{lyi} l_{2i}^2; \end{aligned}$$

G – вес заготовки, Н; e – эксцентриситет положения центра масс заготовки относительно оси вращения заготовки, м; A – момент инерции заготовки относительно оси перпендикулярной оси вращения заготовки,

кг·м²; ω – угловая скорость вращения заготовки, рад/с; M – масса заготовки, кг; φ_i – i -й угол в плоскости перпендикулярной оси вращения заготовки (рис. 1) расположения i -й точки контакта поводкового устройства с поверхностью заготовки относительно первой точки контакта при передаче заготовке крутящего момента ($\varphi_1 = 0$), рад.; E_{ni} – величина i -го плеча силы (рис. 1), передающей крутящий момент заготовке, м; P_z – тангенциальная (касательная) составляющая силы резания, Н; d – диаметр обработки, м; l_1 – расстояние от центра масс заготовки до точек контакта поводка с заготовкой (рис. 1), м; z – расстояние от точки действия силы резания до точки (средней) базирования заготовки на передний центр (рис. 1), м; f – ко-

коэффициент трения между (контактирующим) роликом люнета и заготовкой; $\sum_i l_{2i}$ – алгебраическая сумма координат расположения люнетов вдоль оси OZ (рис. 1) относительно системы координат $OXYZ$, совпадающей с центром масс заготовки (рис. 1), м; ω_2 – угловая скорость вращения роликов люнета ($\omega_2 = \omega_1 d / d_{p.l}$, где $d_{p.l}$ – внешний диаметр роликов люнета), рад/с; Δ_1, Δ_2 – амплитуды колебания осей шпинделей соответственно станка и заднего вращающегося центра (если задний центр неподвижный, то Δ_2 – отклонение от круглости поверхности конуса, на который базируется заготовка), м; L – расстояние между средними точками базирования заготовки на передний и задний центры (рис. 1), м; n – число люнетов, участвующих в процессе формообразования заготовки; j_γ – жесткость ролика люнета в направлении, нормальном к его площади контакта с вращающейся заготовкой (рис. 2), Н/м; E – модуль упругости первого рода материала заготовки, Па; J – момент инерции приведенного сечения заготовки, m^4 ; b_2, b_1 – малые полуоси соответственно внешнего и внутреннего диаметров ролика (рис. 2), м; a_2, a_1 – боль-

шие полуоси соответственно внешнего и внутреннего диаметров ролика (рис. 2), м; $\varepsilon_2, \varepsilon_1$ – эксцентриситеты эллипсов соответственно внешнего и внутреннего диаметров ролика; u_2, u_1 – отклонения от круглости соответственно внешнего и внутреннего диаметров ролика, м; k – несоосность (неконцентричность) осей внешнего и внутреннего диаметров ролика (рис. 2), м; j_{ny}, j_{zy} – динамические жесткости в направлении радиальной (нормальной) составляющей силы резания на уровне базирования заготовки соответственно на передний и задний центры, Н/м; $\sum_i j_{lyi}$ – суммарная жесткость системы люнета-заготовка в направлении действия радиальной составляющей силы резания, Н/м; z_n, z_3 – координаты точек базирования заготовки соответственно на передний и задний центры вдоль оси OZ (рис. 1), м.

Теоретические расчеты степени влияния конструктивных параметров люнета на величину отклонения от круглости ЕФК обрабатываемой цилиндрической поверхности заготовки с использованием данной модели представлены в таблице.

Таблица

Параметры качества роликов люнетов в зависимости от требуемого отклонения от круглости ЕФК обрабатываемой цилиндрической поверхности заготовки

| d , мм | D , мм | ТФК(d), мкм | ТФК(D), мкм | ТРС, мкм | Степень точности формы ролика | ЕФК, мкм |
|--------------|--------------|-----------------|-----------------|----------|-------------------------------|----------|
| Св. 30 до 50 | Св. 18 до 30 | 2 | 1,6 | 4 | 3 | 3,1 |
| » 30 » 50 | » 18 » 30 | 3 | 2,5 | 6 | 4 | 3,8 |
| » 30 » 50 | » 18 » 30 | 5 | 4 | 10 | 5 | 5,2 |

Примечания: 1. d, D – диаметры соответственно наружной и внутренней поверхностей роликов люнета.

2. ТФК(d), ТФК(D) – допуски отклонений от круглости соответственно диаметров наружной и внутренней поверхностей роликов люнета.

3. ТРС – неконцентричность осей внутренней и наружной цилиндрической поверхностей роликов люнета.

Анализируя данные, приведенные в таблице, можно сделать вывод, что при токарной обработке длинных валов на станках любой степени точности отклонения формы цилиндрической поверхности (величина ЕФК) не могут быть ниже приведенных значений. При этом следует учитывать не только влияния конструктивных параметров лю-

нета, но и состояние технологической системы, режимы резания, геометрические характеристики обрабатываемой заготовки и т.д.

Список литературы

1. Ерохин, В.В. Инженерия поверхностей деталей станочных приспособлений / В.В. Ерохин // Научно-технический вестник

Брянского государственного университета. – 2015. – №2 – С. 9-14.

2. Ерохин, В.В. Поводковая оснастка и ее технологические возможности / В.В. Ерохин // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. – 2016. – №2 – С. 8-19.

3. Ерохин В.В. Обеспечение качества станочных приспособлений. Дис. ... докт. техн. наук. – Брянск. 2007. – 412 с.

4. Машиностроение. Энциклопедия. Т.IV-3. Надежность машин / ред. совет: К.В.

Фролов (пред.), В.В. Ключев, А.П. Гусенков, К.С. Колесников. – М.: Машиностроение, 1998. – 592 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.

CALCULATION OF QUALITY PARAMETERS OF THE FUNCTIONAL SURFACES OF STEADY-RESTS

Erokhin V.V.

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

The article considers the methodology for calculating the design parameters of the functional surfaces of the steady-rests, which determine the accuracy and productivity of surface treatment of blanks. A mathematical model for calculating the quality parameters of the functional surfaces of fixed steady-rests is presented. This model is built on the basis of the guaranteed result method and assumes: the inner and outer cylindrical surfaces of self-centering lunette rollers are elliptical and misaligned axes; Contact of the rollers with the workpiece is elastic; The rollers are pre-pressed to the elliptical surface of the workpiece with forces ensuring constant contact between the rollers and the workpiece; The rollers rotate at a constant angular velocity.

Keywords: steady-rests, machining quality, turning, process equipment.

DOI: 10.22281/2413-9920-2017-03-03-235-240

References

1. Erokhin V.V. Engineering of surfaces of details of machine tool adaptations. *Nauchno-tekhnicheskiy vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta*, 2015, No.2, pp. 9-14. (In Russian)

2. Erokhin V.V. Driver machine-tool adaptations and its technological capabilities. *Nauchno-tekhnicheskiy vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta*, 2016, No.2, pp. 8-19. (In Russian)

3. Erokhin V.V. Ensuring the quality machine tool adaptations. *Doct. Diss. (Engineering)*. Bryansk, 2007. 412 p. (In Russian)

4. Mechanical Engineering. Encyclopedia. Vol. IV-3. Reliability of machines. Moscow, Mashinostroenie, 1998. 592 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 публикации
(Date of publication):
25.09.2017



УДК 681.3

АСПЕКТЫ ПРОЕКТИРОВАНИЯ АВТОМАТИЗИРОВАННОЙ СИСТЕМЫ ГЕНЕРАЦИИ КОДОВ ЭЛЕКТРИЧЕСКИХ ЭЛЕМЕНТОВ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО ОБОРУДОВАНИЯ

Ерохин В.В., Елисеева Е.В.

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

В статье представлены аспекты проектирования автоматизированной системы генерации кодов электрических элементов технологического оборудования с использованием CASE-средств. Предлагается собственная технология итеративной разработки таких систем. В предложенной методике используется средство для разработки баз данных ERwin Data Modeler фирмы Computer Associates и реализованный авторами инструмент для автоматической генерации кода ERwin Class Builder. Реализованный инструмент проектирования является надстройкой над ERwin Data Modeler фирмы Computer Associates, расширяющей его функциональность. ERwin Data Modeler работает с логической и физической моделями данных и позволяет генерировать описание базы данных и ddl-скриптов.

Ключевые слова: автоматизация, информатизация, базы данных, технологическое оборудование.

DOI: 10.22281/2413-9920-2017-03-03-241-252

Существует ряд объектно-ориентированных и функциональных методов разработки сложного программного обеспечения. Методологии, технологии и инструментальные средства проектирования (CASE-средства) составляют основу разработки производственной информационной системы. Но не все методологии, технологии автоматизированного проектирования производственных систем и CASE-средства одинаково хорошо применимы для разработки разных информационных проектов. В большинстве CASE-средства являются достаточно универсальными системами, т.е. они не имеют узкую специализацию для разработки определенного вида систем, и, следовательно, не могут учитывать особенностей их разработки. Особенно это имеет место на этапах автоматической генерации кода по моделям, где генерируются стандартные, общие для всех подсистем автоматизированной системы, в основном декларативные элементы кода. Диаграмма классов и компонент в таких автоматизированных системах полностью определяет генерируемый CASE-средством код. Концептуальная диаграмма модели данных определяет генерируемые CASE-средством схему базы данных, а также реализацию бизнес логики при помощи триггеров и хранимых процедур [1].

Такая ситуация определяет то, что CASE-средства, как правило, используются на двух этапах – на этапе анализа предметной области; на этапе проектирования схемы объек-

тов предметной области и моделей данных. На этапе программной разработки применение CASE-средств не эффективно и практически не используются.

Автоматизированная система генерации кодов электрических элементов технологического оборудования предназначается для хранения, обработки и оперативного обмена всеми видами информации на промышленном предприятии. К специфике проектирования автоматизированной системы можно отнести следующее:

- Значительное количество разнообразных объектов-элементов автоматизированной системы. Наличие большого количества взаимосвязанных между собой справочников и объектов, что определяет значительные трудовые затраты на их программную реализацию.

- Интеграция с геоинформационными системами. Такая особенность предполагает реализацию специальной структуры данных и возможности получения пользователем информации об электрических элементах технологического оборудования в различных подразделениях производства. Данная особенность исключает возможность использования табличного доступа к данным пользователем.

- Большая атрибутивная база данных, в которой должны храниться постоянные свойства объектов, определяемые их типом; текущие характеристики, изменяющие свое значение в течение жизненного цикла элек-

трического элемента технологического оборудования. Также хранится эксплуатационная информация, скапливающаяся во время функционирования электрического элемента технологического оборудования и сохраняемая в виде архивов до и после его утилизации, демонтажа или консервации.

Указанная специфика проектирования автоматизированной системы требует выбора такой технологии проектирования и такого CASE-средства, которые должны обеспечить удобный для инженера-программиста метод разработки и позволить ему затратить наименьшее время и объем работ при программировании. Используемое CASE-средство должно обеспечивать наиболее полную поддержку разработки требуемой от автоматизированной системы функциональности, а также извлечение из автоматизированной системы максимально возможного количества информации.

При функционировании автоматизированной системы значительное количество информации сохраняется в базе данных и структура электрических элементов технологического оборудования автоматизированной системы тесно связана со схемой базы данных, а сами электрические элементы - с соответствующими таблицами базы данных. Можно заключить, что схема классов является вторичной по отношению к схеме базы данных, а каждый электрический элемент имеет стандартные методы для работы с соответствующей таблицей. Другим ключевым аспектом является итерационность проектирования автоматизированной системы, что требует безошибочной поддержки предыдущих версий баз данных и электрических элементов. Технология проектирования должна быть основана на итеративной разработке. Итерации постепенно уточняют и расширяют совокупность электрических элементов предметной области. Этапы должны содержать создание логической и физической модели данных для соответствующих электрических элементов технологического оборудования и их дальнейшую программную реализацию в рамках интегрированной информационной системы на предприятии. На этапе программной реализации используется инструментарий ERwin Class Builder, который позволяет инженеру-

программисту экономить временные и трудовые затраты за счет ликвидации неинтеллектуальной и рутинной работы, снижения появления ошибок, а также спроектировать более унифицированный код с требуемыми комментариями [2].

Автоматизированная система должна содержать следующие основные этапы [3]:

- включение электрического элемента в логическую модель данных;
- включение электрического элемента в физическую модель данных;
- программная реализация электрического элемента;
- реализация пользовательского интерфейса электрического элемента (для электрических элементов технологического оборудования, имеющих внешнее представление).

Эти этапы повторяются на каждой итерации. Они могут быть проведены как для одного электрического элемента, так и для группы связанных либо не связанных электрических элементов. Также может происходить уточнение характеристик электрического элемента.

В процессе реализации автоматизированной системы появляются такие задачи, как добавление электрических элементов в редактор справочников, формирование отчетов, содержащих информацию по электрическому элементу, и др. Как правило, решение этих задач требует от разработчика применение различных методов программирования и информационного проектирования, которые могут быть унифицированы.

Далее подробно рассмотрим вышеуказанные этапы итерации.

Включение электрического элемента в логическую модель данных. Для проектирования схемы базы данных целесообразно использовать ERwin Data Modeler.

При создании нового проекта выбирается смешанный тип, включающий в себя логическую и физическую модель. На этом этапе используется логическая модель (выбор модели осуществляется в соответствующем списке на панели инструментов). Общим правилом проектирования является понятное описание электрического элемента, т.е. имя электрического элемента и наименования его атрибутов должны быть семантически зна-

чимыми и содержать как можно больше информации об электрическом элементе и его характеристиках. Для технических параметров, имеющих единицу измерения, необходимо указывать ее через запятую после названия электрического элемента.

Вновь созданный электрический элемент в базе данных связывается с используемыми другими электрическими элементами имеющимися в схеме базы данных различными типами отношений (отношения наследования, ассоциации). Необходимо задать тип

отношения, имя роли, кардинальные числа, методы поддержания ссылочной целостности. Для наследования дополнительно задается тип, т.е. является ли классификация полной или частичной.

Также для сохранения наглядности схемы базы данных следует придерживаться выработанного для проектирования цветового решения схемы базы данных. Пример представления нескольких электрических элементов на логической схеме базы данных можно посмотреть на рис. 1.

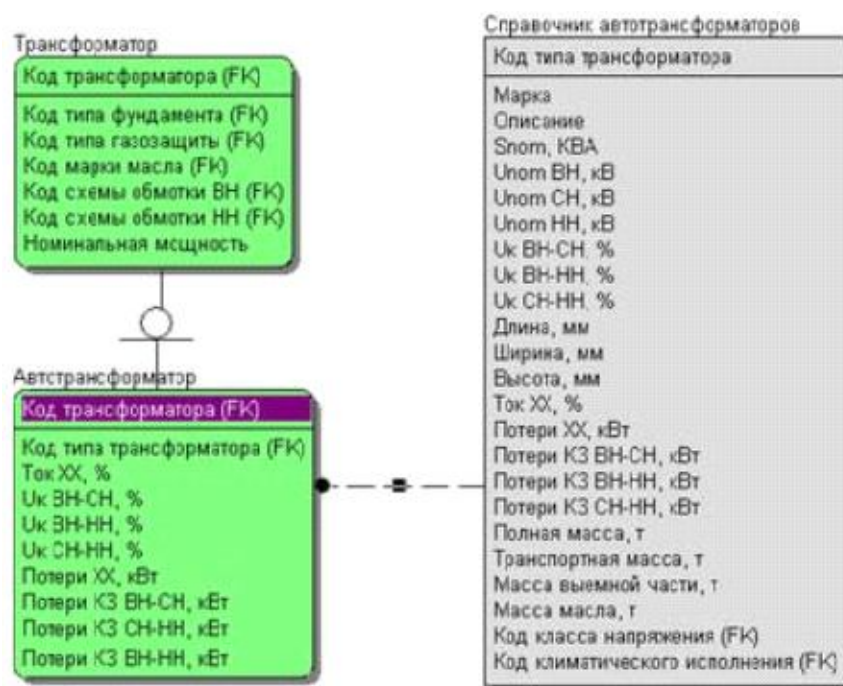


Рис. 1. Пример проектирования нескольких связанных электрических элементов в логической схеме базы данных

Включение электрического элемента в физическую модель данных. На этом этапе используется физическая модель данных. Физическая модель генерируется ERwin Data Modeler автоматически параллельно с проектированием логической модели. После окончания создания логической модели автоматически построенная физическая модель требует доработки.

Необходимо скорректировать имена сущностей и атрибутов (таблиц и столбцов). По умолчанию имена аналогичны логическим, в которых недопустимые для используемой СУБД символы заменены допустимыми (стандартно символ пробела заменяется на подчеркивание и т.п.). Физические имена должны быть более короткими, в них не сле-

дует вводить лишнюю информацию, как единицы измерения. Иногда рационально использовать сокращения. Если целевая СУБД не поддерживает русские имена, тогда необходимо заменить их на английские аналоги.

На данном этапе устанавливаются типы данных для каждого атрибута. Также определяются значения UDP, которые в последствие будут использоваться программой ERwin Class Builder на этапе генерации кода.

Для таблицы задается программное имя (ClassName), признак использования ADO-таблицы (UseTable – только для справочников), признак отсутствия записи (NoRec – тоже только для справочников).

После установления всех параметров спроектированные таблицы генерируются в

целевую базу данных и получают ddl-скрипты для их генерации. Для этого необходимо реализовать соединение с требуемой базой данных, в диалоге генерации схемы базы данных установить требуемые настрой-

ки, активировать в фильтре требуемые таблицы и сгенерировать их. Пример представления элементов на физической модели показан на рис. 2.

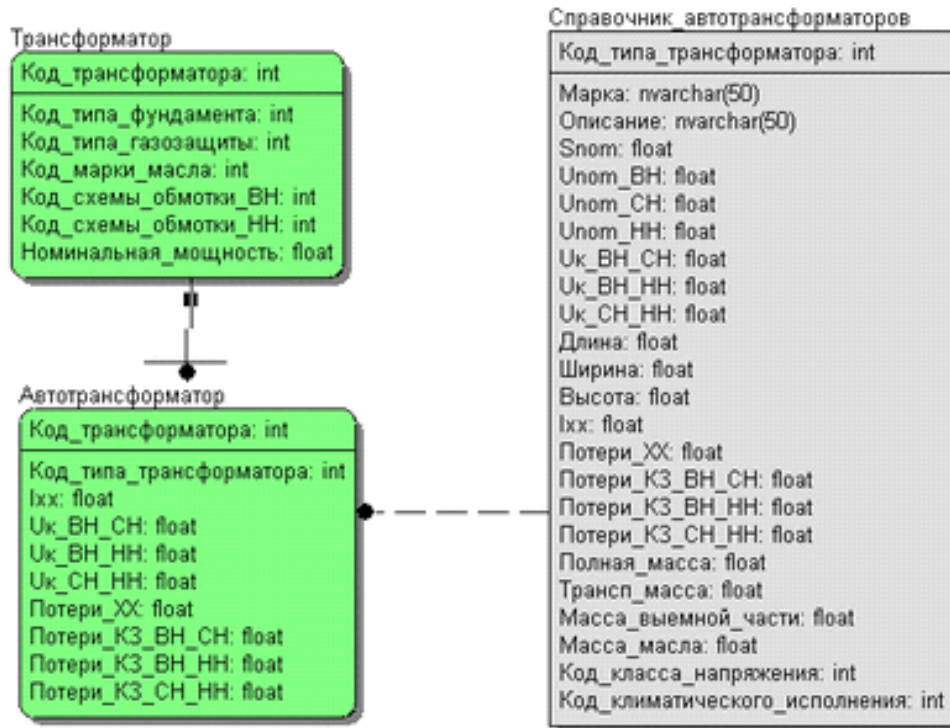


Рис. 2. Пример проектирования нескольких связанных объектов в физической схеме базы данных

Программная реализация электрического элемента. На этом этапе для автоматического получения определенного количества кода по ERwin-модели используется ERwin Class Builder и модели, полученные на описанных выше этапах.

Программная реализация электрических элементов в автоматизированной системе состоит из трех частей:

- 1) реализация электрического элемента в библиотеке классов в виде интерфейса или записи;
- 2) программирование класса, реализующего описанный интерфейс (для электрических элементов) или функции получения значений записи (для словарей);
- 3) программирование пользовательского интерфейса (создание формы для просмотра и изменения значений атрибутов электрического элемента, получения значений справочных характеристик).

Базовая структура автоматизированной системы следующая: имеется набор электри-

ческих элементов, реализующих определенные интерфейсы. Данные об электрических элементах хранятся в таблицах базы данных. Каждый электрический элемент имеет методы для получения данных из базы и для сохранения данных в базу.

Схема классов автоматизированной системы должна быть однозначно связана со схемой базы данных системы. Именно такая функция используется в инструменте ERwin Class Builder, что позволяет автоматизировать процесс программной реализации электронных элементов в автоматизированной системе.

Полученные на предыдущих этапах модели загружаются в ERwin Class Builder (либо он запускается в виде модуля расширения в ERwin при открытой модели). Затем с помощью фильтра выбираются интересующие сущности и для них генерируется нужный программный код. Получившийся код добавляется к имеющемуся. Дальнейшая реализация функциональности электрических эле-

ментов осуществляется разработчиком без использования каких-либо CASE-средств.

Реализация пользовательского интерфейса. Следующим этапом, выполняющимся разработчиком вручную, является проектирование пользовательского интерфейса для спроектированного и реализованного в программе электрического элемента.

Каждый электрический элемент не является абстрактным и обладает собственной

формой, которая позволяет просматривать и редактировать его характеристики. Такая форма содержит поля для редактирования изменяющихся характеристик электрического элемента, разбитых по семантическим группам, а также по справочным характеристикам электрического элемента.

Для каждой такой формы создается модуль, ее реализующий (рис. 3, 4).

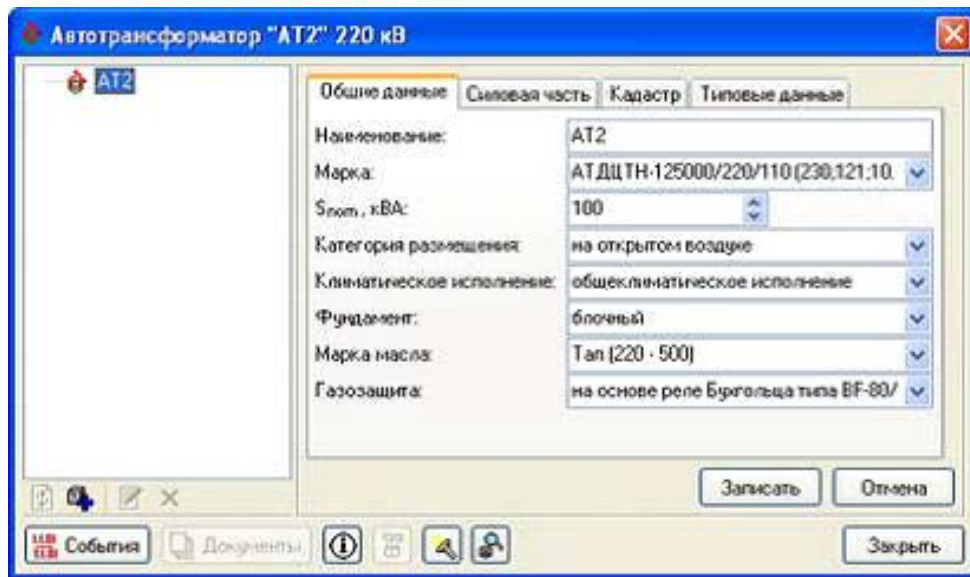


Рис. 3. Форма для просмотра и редактирования характеристик: изменяемые характеристики

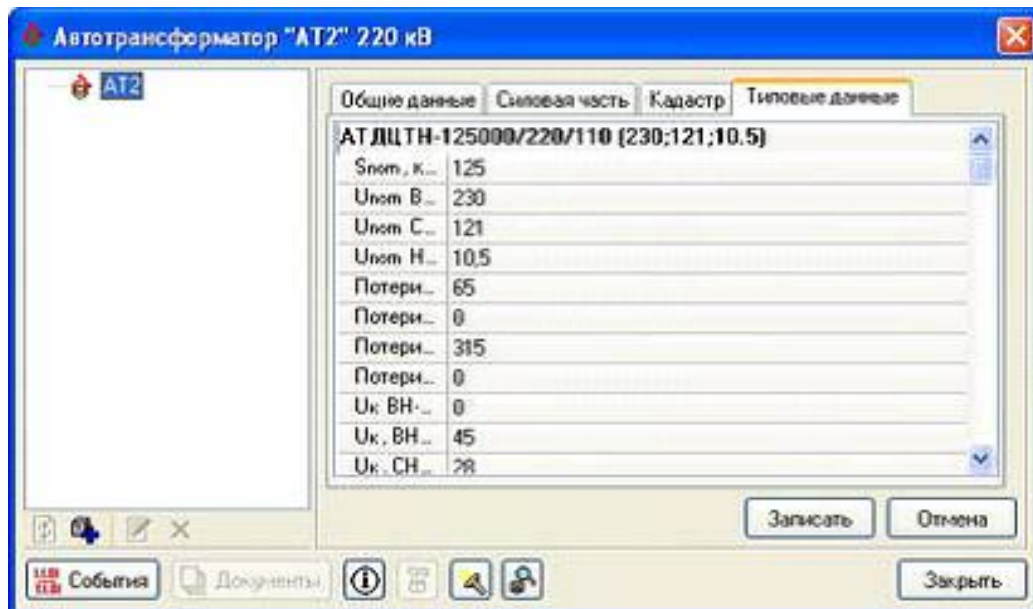


Рис. 4. Форма для просмотра и редактирования характеристик: справочные данные

Справочники должны быть соотнесены с принятой в автоматизированной системе моделью данных. Необходимо выявить характеристики, общие для некоторых видов элект-

рических элементов (климатическое исполнение и категория размещения для оборудования, класс напряжения для всех электрических элементов электрических сетей и дру-

гие). Соответствующие справочники должны быть привязаны к сущностям, объединяющим соответствующие электрические элементы на более высоком уровне иерархии.

Справочники используются в автоматизированной системе несколькими способами:

- При создании нового электрического элемента некоторые его характеристики заполняются значениями из справочника (в соответствии с типом объекта, выбранным

пользователем). Это происходит и в случае, когда пользователь изменяет тип объекта.

- При просмотре и редактировании электрического элемента пользователю доступны его типовые данные, зависящие от типа электрического элемента и типов его частей. На рис. 5 показан пример отображения типовых данных в форме просмотра и редактирования автотрансформатора.

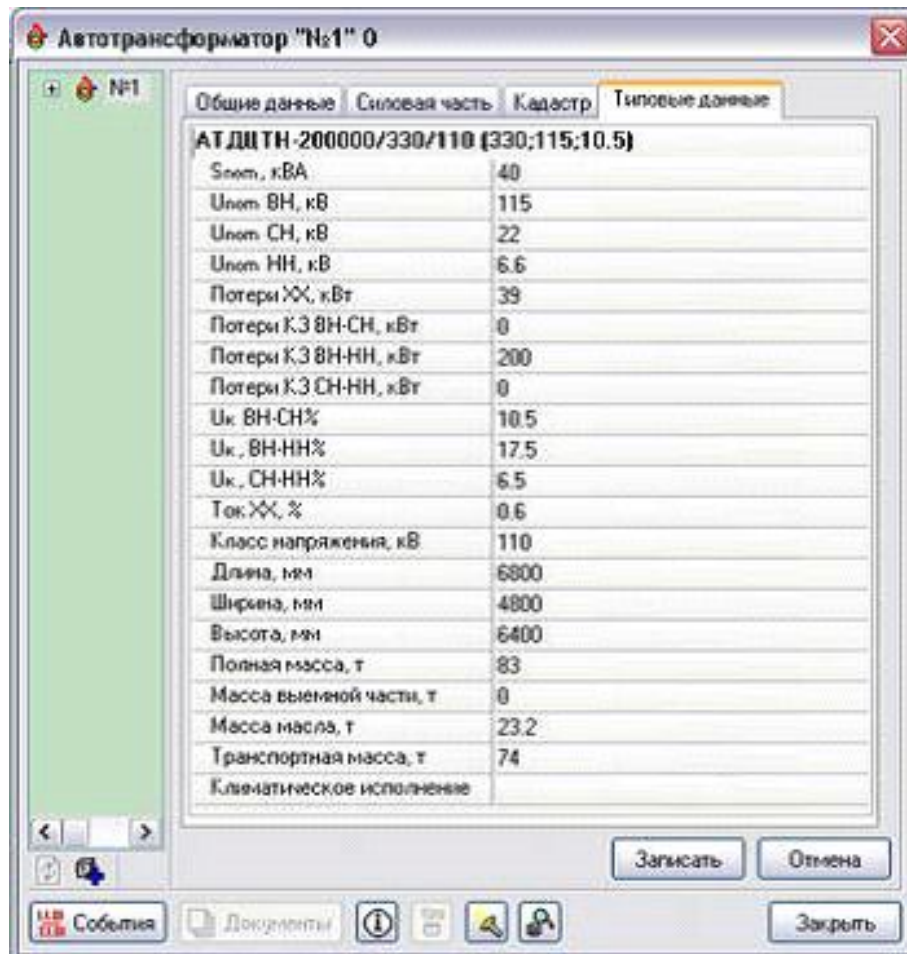


Рис. 5. Просмотр справочных значений для конкретного вида оборудования

Редактор справочников должен состоять из трех областей:

- 1) списка справочников;
- 2) списка элементов справочника;
- 3) списка дополнительных характеристик (который скрыт, если дополнительные характеристики в справочнике отсутствуют).

Под дополнительными характеристиками понимаются поля, не являющиеся описательной характеристикой элемента справочника (т.е. идентифицируют запись в справочнике с точки зрения пользователя). Такой подход выбран из-за того, что имеется большое ко-

личество простых справочников, состоящих только из описания элемента справочника. Для облегчения работы автоматизированной системы с конкретными справочниками должна быть реализована специальная библиотека типов, в которую должны быть внесены все имеющиеся типы справочников. Библиотека типов для справочников позволяет связать редактор справочников с основной программой и вызывать его с заранее выбранным типом редактируемого справочника.

Обычно справочники не связаны друг с другом или связаны через столбцы подста-

новок связями типа $1:N$. Но в автоматизированной системе имеется несколько справочников, взаимосвязанных друг с другом отношениями типа $M:N$ (с использованием таблиц связи). Также используются справочники с полями особой структуры, то есть с текстовыми полями, информация в которых хранится определенным программистом способом. Для редактирования подобных справочников необходимо реализовать соответствующие фреймы, на которых располагаются атрибуты справочников и дополнительные элементы управления, позволяющие программисту реализовать заполнение полей в необходимом формате. Справочник такого типа помечается, как «имеющий специальную обработку». Действия по редактированию подобных справочников реализованы отдельно и зависят от типа справочника.

Дополнительные характеристики (когда они есть и когда справочник не редактируется специальным образом) должны быть отображены в виде страницы свойств, с левой стороны которой пишутся наименования атрибутов (в удобном для пользователя виде), а справа – значения соответствующих атрибутов, которые пользователь может редактировать. Список значений дополнительных характеристик должен быть спроектирован так, чтобы свойство поля редактирования определялось типом редактируемого значения. Также поля могут быть заполнены раскрывающимися списками, в которых пользователь может активировать значение (для столбцов подстановок) или иметь кнопку, вызывающую специфический диалог редактирования значения (например, редактирования изображений).

Список справочников представляется в виде дерева, что позволяет выделить отдельные группы справочников для удобства навигации. При активации определенного справочника список электрических элементов заполняется значениями поля описания для данного справочника. Какое поле является описательным, определяется для каждого справочника. Также происходит формирование списков значений для столбцов подстановок. По значениям описательного поля пользователь может выбрать требуемый электрический элемент для просмотра, редактирования либо удаления. Также пользо-

ватель может добавить новый электрический элемент в справочник, обновить содержимое списков, сохранить сделанные изменения. При выборе определенного электрического элемента список дополнительных характеристик (при их наличии) заполняется значениями из справочника. Если справочник требует специальной обработки, тогда активизируется соответствующий ему фрейм и заполняются его поля.

Для того, чтобы названия атрибутов отображались в удобном для пользователя виде (с некоторыми пояснениями, единицами измерения и т.д.), должна быть задействована специальная служебная таблица, в которой хранится соответствие названий полей справочников в базе данных и имен, отображаемых пользователю. Также в этой таблице должны храниться соответствия для столбцов подстановок (используемая для подстановки таблица, название поля связи, названия поля, из которого берутся подставляемые значения).

Редактор справочников должен позволять редактировать поля, содержащие изображения. При выборе для редактирования таких полей вызывается форма просмотра и редактирования изображений.

Доработка модели жизненного цикла электрических элементов в автоматизированной системе. Задача моделирования жизненного цикла встает из необходимости получения информации о состоянии и параметрах всей автоматизированной системы и любого ее электрического элемента в некоторые моменты времени и ретроспективного анализа динамики изменения этих параметров.

Любые изменения, происходящие с электрическими элементами и не относящиеся к простому изменению их характеристик, представленных параметрами, представляются как «События электрического элемента». Событие характеризуется датой начала, датой окончания, организацией, вызвавшей данное событие, электрическим элементом, с которым событие произошло и типом события (все возможные типы событий представлены в справочнике типов событий, составленном на основании изучения эксплуатационной информации). Однородные типы событий составляют классы событий и относятся к определенным типам оборудования.

В автоматизированной системе вводится понятие «Работа», которое характеризует определенные действия, производимые с электрическим элементом в автоматизированной системе. Должен быть спроектирован справочник типов работ, в котором отображаются возможные в автоматизированной системе виды работ, их нормативная периодичность и, если возможно, единица измерения. Справочник типов работ связан со справочником типов событий отношением «многие ко многим», что позволяет по типу произошедшего события определить какие работы будут им вызываться.

Сами работы являются следствием того, что с электрическим элементом в автоматизированной системе произошло какое-либо событие. Также для экземпляра сущности «Работа» определяется: являлась ли работа очередной (то есть запланированной по нормативным актам) или была вызвана каким-либо внешним сбоем в работе сети.

Еще одним понятием, необходимым для описания жизненного цикла электрического элемента, является понятие дефекта (или неисправности). В автоматизированной системе должен быть спроектирован справочник типов неисправностей, характерных для определенного оборудования, в котором представлены потенциальные последствия данной неисправности, приведен список возможных ее причин и при наличии указаны единицы измерения данной неисправности.

С неисправностью связаны два события [3]:

- 1) событие обнаружения неисправности;
- 2) событие устранения неисправности,

также имеются и другие параметры, такие как количественная оценка неисправности (если она возможна) и дата, до которой необходимо устранить неисправность.

Сущности «Событие» и «Работа» используются для формирования списков планирования. Это должно быть реализовано сущностями «Планируемое событие» и «Планируемая работа».

Для всех видов электрических элементов в автоматизированной системе должна быть информация о:

- событиях, произошедших с электрическим элементом;
- неисправностях, времени их обнаружения и исправления;

- регламентных и ремонтно-восстановительных работах, времени их проведения, исполнителях данных работ.

На рис. 6 представлена модель объектов и справочников, используемых в автоматизированной системе для представления жизненного цикла электрических элементов.

Одной из функций автоматизированной системы должно быть составление отчетов различного вида. В автоматизированной системе должна быть реализована генерация сводных и инвентарных отчетов.

Сводные отчеты делятся на несколько групп – это отчеты по линиям, подстанциям, оборудованию и по сетям в целом. В сводных отчетах представлены общие данные без глубокой детализации, сгруппированные по разным полям для удобства просмотра пользователя. Информация для них берется, как правило, из атрибутов соответствующих электрических элементов. Список требуемых электрических элементов автоматизированная система получает как результат запроса к базе данных с набором параметров, определяемых конкретным запросом.

Сводный отчет по сетям содержит информацию об имеющихся в автоматизированной системе сетях, принадлежащих им линиям и подстанциям (включая оборудование этих подстанций), а также количественные данные по электрическим элементам. Также отчет должен содержать линии и подстанции, не имеющие принадлежности к сетям.

Инвентарные запросы также составляются для различных видов оборудования и для электрических элементов. Они содержат в себе всю информацию, которую можно получить для данного типа электрического элемента или оборудования. Основная проблема состоит в большом количестве электрических элементов и имеющихся для них характеристик.

Для уменьшения количества действий и унификации построения отчетов для разнообразного оборудования должен быть применен метод, использующий имеющуюся в автоматизированной системе иерархию электрических элементов. Необходимо написать функции, получающие информацию, характерную для конкретного электрического элемента. При генерировании запроса для конкретного вида оборудования для получе-

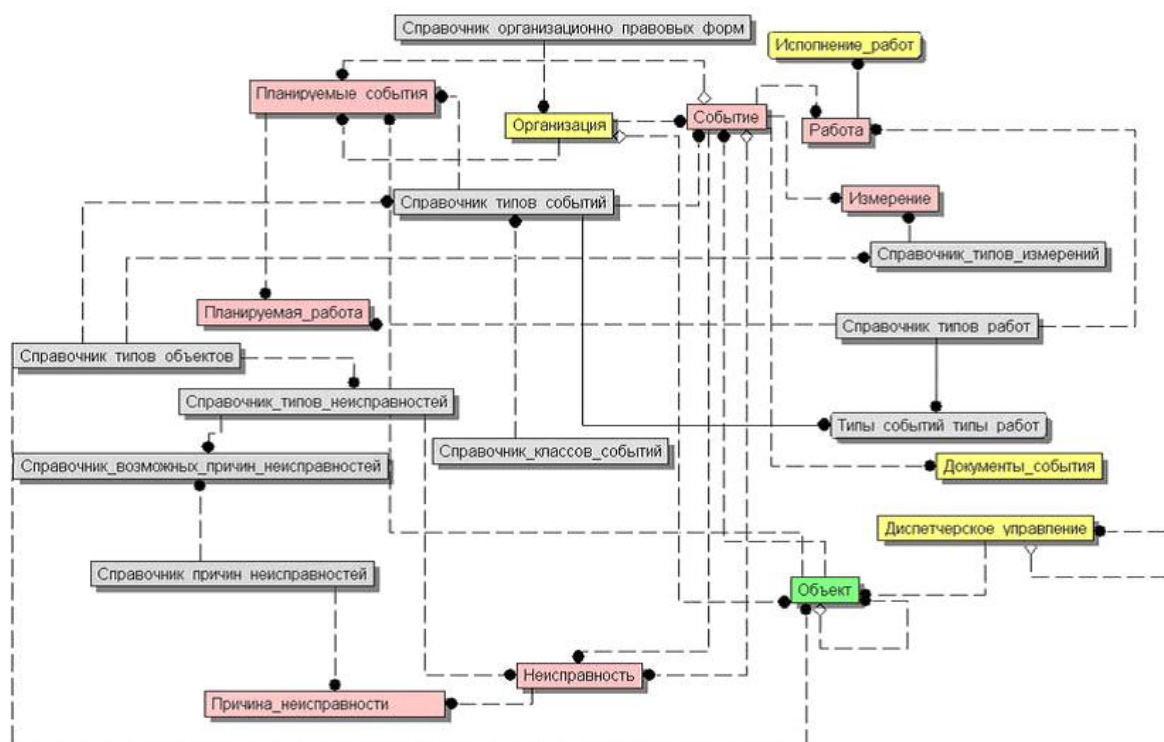


Рис. 6. ER-модель сущностей, описывающих жизненный цикл объекта электрической сети

ния полной информации достаточно по очереди вызвать функции, соответствующие местоположению данного электрического элемента в иерархии классов оборудования.

Например, все элементы системы унаследованы от класса «Объект», который содержит такие характерные для любого электрического элемента характеристики как наименование и класс напряжения. Все электрические элементы, относящиеся к оснащению подстанций, унаследованы от класса «Оборудование», в свою очередь, тоже являющегося потомком класса «Объект» и содержащего поля, характерные для любого оборудования (такие, как фабричный номер, дата изготовления, категория размещения и климатическое исполнение, а также код завода-изготовителя).

Пользователю должен предоставляться инструментарий для настройки вида инвентарного отчета, списка и порядка включаемых в него полей и групп оборудования или электрических элементов.

При формировании вида диалога также необходимо использовать функции получения характеристик электрического элемента, но с такими параметрами, которые позволяют получить наименование имеющихся у электрического элемента характеристик.

Вывод данных может производиться в двух форматах – в виде таблицы и в виде списка.

Указанный пользователем список полей, вводимый в отчет, и вид отчета сохраняются для каждого отчета в реестре и восстанавливаются при повторном вызове диалога построения отчета.

Генератор отчетов посредством мастера построения отчетов позволяет пользователю получать многочисленный класс отчетов. Генерация отчета должна состоять из шагов.

Шаг 1: выбор типа электрического элемента. Пользователю предоставляется возможность выбрать интересующий тип электрического элемента из имеющихся в автоматизированной системе. При выборе определенного типа электрического элемента появляется возможность перехода на следующий шаг. На следующих шагах пользователь может наложить на выбранный тип электрических элементов разнообразные условия. В итоговый отчет войдут только такие электрические элементы выбранного типа, которые удовлетворяют всем заданным условиям.

Шаг 2: выбор условий, общих для всех электрических элементов. Пользователю предоставляется возможность задать следующие условия на электрические элементы:

– электрический элемент должен быть выделен на карте;

– электрический элемент должен принадлежать определенному предприятию;

- электрический элемент должен входить в состав другого электрического элемента определенного типа.

Пользователю предоставляется древовидная структура имеющихся в автоматизированной системе типов электрических элементов, из которой он может выбрать интересующий.

Шаг 3: выбор условий на параметры. Пользователю предоставляется возможность выбрать характерные для данного типа электрических элементов свойства и наложить на них определенные (зависящие от типа свойства) условия.

Шаг 4: выбор условий на события. Пользователю предоставляется возможность выбрать типы событий, которые должны быть у вводимых в отчет электрических элементов, а также период, в который это событие произошло.

Шаг 5: вывод результатов. Пользователю предоставляется возможность выбрать формат вывода информации об электрических элементах, удовлетворяющих всем заданным условиям. Должна быть реализована настройка следующих элементов отчета:

– Общая информация. В отчет включаются общие сведения об электрическом элементе. Пользователю предоставляется возможность выбрать интересующие его поля. Если выбор полей пользователем не производился, выводятся поля, определенные для вывода по умолчанию.

– Технические параметры. В отчет включаются технические сведения об электрическом элементе. Пользователю предоставляется возможность выбрать интересующие его поля. Если выбор полей пользователем не производился, выводятся поля, определенные по умолчанию.

– Информация по составным частям: общая информация; техническая информация; информация по событиям (выполненные работы, обнаруженные неисправности, результаты измерений); рекурсия по составным частям.

– Информация по событиям: выполненные работы; обнаруженные неисправности; результаты измерений.

Также должна быть реализована возможность задавать форму вывода – в виде списка (вертикально) или таблицы (горизонтально). При выборе формы вывода информации по составным частям или по событиям должна быть доступна только вертикальная форма вывода (в виде списка).

Рассмотренные CASE-средства позволяют с использованием диаграмм классов генерировать описание классов с переменными-членами и функциями доступа к ним. В качестве реализации генерируются только шаблонные заготовки для реализации функций доступа. При наличии в CASE-средстве возможности работы с SDL-диаграммами возможна также генерация кода, реализующего логику работы автоматизированной системы. По логической и физической модели данных возможна генерация описания базы данных или скриптов, позволяющих сгенерировать базу данных (ddl-скриптов). Описанные средства рассчитаны на разработку различных автоматизированных систем.

Использование автоматизированной системы делает возможным более эффективно организовать работу предприятия за счет наличия более точной и оперативно обновляемой информации, представленной в удобном для каждого типа пользователя виде.

Автоматизированная система обеспечивает хранение значительного по объему архива состояний электрических элементов, а также предоставляет удобные средства для работы с этими данными.

Использование автоматизированной системы на предприятии увеличивает эффективность следующих видов деятельности:

1. Управление предприятием:

- повышается уровень информационной поддержки принятия управленческих решений, а также управляющих отделов и служб;

- автоматизированная система позволяет анализировать ресурсы осмотров и испытания оборудования, на основании чего осуществляется планирование текущих и капитальных ремонтов электрических элементов.

2. Обслуживание предприятия:

- автоматизированная система позволяет повысить оперативность действий обслуживающего персонала и инженеров, эксплуатирующих электрические коммуникации;

- наличие единого информационного пространства облегчает взаимодействие различных служб, связанных с одним или несколькими видами электрического оборудования, что повышает оперативность проведения ремонтных работ, а также работ по обслуживанию и мониторингу электрического оборудования и электрических элементов;

- повышается скорость проведения и точность инвентаризационных работ, облегчается анализ результатов и составление различных отчетов;

- единообразное фиксирование результатов различных ремонтных и испытательных работ, а также возможность автоматической обработки результатов позволяет осуществлять более эффективное и своевременное отслеживание мест возможных неисправностей и своевременное их устранение, что приводит к уменьшению количества аварийных ситуаций и снижению ущерба от них.

3. Модернизация предприятия:

- использование информации в виде цифровых моделей местности, трасс имеющих электрических коммуникаций позволяет сделать процесс проектирования развития электрического оборудования более быстрым и точным;

- интеграция автоматизированной системы с различными комплексами автоматизированного проектирования сокращает время и расходы на проектирование изменений в электрическом оборудовании и разработку ее новых электрических элементов.

Список литературы

1. Ерохин, В.В. Верификация данных в инфокоммуникационных сетях / В.В. Ерохин, Е.В. Елисеева // Научный альманах. – 2016. - №11-2(25). – С. 116-119.

2. Ерохин, В.В. САД/САМ/САЕ-технологии в моделировании технических объектов / В.В. Ерохин, Е.В. Елисеева // Автоматизация и современные технологии. – 2014. – №11. – С. 40-44.

3. Ерохин В.В. Автоматизация проектирования и управления технологическим процессом / В.В. Ерохин, Е.А. Памфилов, Т.А. Моргаленко. – Брянск: БГТУ, 2013. – 219 с.

Сведения об авторах

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*.

Елисеева Елена Владимировна – кандидат педагогических наук, доцент, профессор кафедры «Автоматизированные информационные системы и технологии» ФГБОУ ВО «Брянский государственный университет имени академика И.Г. Петровского», *eev20071@yandex.ru*.

ASPECTS OF THE DESIGN OF THE AUTOMATED SYSTEM FOR CODE GENERATION OF ELECTRICAL ITEMS OF TECHNOLOGICAL EQUIPMENT

Erokhin V.V., Eliseeva E.V.

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

The article presents the aspects of designing an automated system for generating codes for electrical elements of process equipment using CASE-means. We propose our own technology of iterative development of such systems. The proposed methodology uses the tool to develop the ERwin Data Modeler databases of Computer Associates and the author's tool for the automatic generation of ERwin Class Builder code. The implemented design tool is a superstructure over the ERwin Data Modeler from Computer Associates, which extends its functionality. ERwin Data Modeler works with logical and physical data models and allows you to generate a description of the database and ddl-scripts.

Keywords: automation, informatization, databases, process equipment.

DOI: 10.22281/2413-9920-2017-03-03-241-252

References

1. Erokhin V.V., Eliseeva E.V. Verification of data in infocommunication networks. *Nauchnyy almanakh*, 2016, No. 11-2 (25), pp. 116-119. (In Russian)
2. Erokhin V.V., Eliseeva E.V. CAD / CAM / CAE-technology in the modeling of technical objects. *Automation and modern technologies*, 2014, No.11, pp. 40-44. (In Russian)
3. Erokhin V.V., Pamfilov E.A., Morgalenko T.A. *Avtomatizatsiya i upravlenie* [Automation

of design and process control]. Bryansk, BGTU, 2013. 219 p. (In Russian)

Authors' information

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

Elena V. Eliseeva – Candidate of Pedagogical Sciences, Professor at Academician I.G. Petrovskii Bryansk State University, eev20071@yandex.ru.

Дата публикации
(Date of publication):
25.09.2017



УДК 625.54, 625.57

ВЛИЯНИЕ ПАРАМЕТРОВ РЕЛЬЕФА НА ВЫБОР ОПТИМАЛЬНОГО ШАГА ПРОМЕЖУТОЧНЫХ ОПОР ВДОЛЬ ЛИНИИ КАНАТНОГО МЕТРО

Лагерев А.В., Лагерев И.А.

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

Сформулирована и решена задача условной нелинейной технико-экономической оптимизации шага установки промежуточных опорных конструкций при проектировании линий канатного метро в условиях сильно урбанизированной городской среды с учетом не горизонтальности поверхности рельефа. Задача оптимизации включает однокритериальную целевую функцию, выражающую стоимость строительства линии канатного метро (суммарную стоимость промежуточных опор, их фундамента, тягового и несущих стальных канатов и технологического оборудования). Указанная целевая функция подлежала минимизации путем нахождения оптимального сочетания шага установки промежуточных опор и усилия натяжения несущих канатов с учетом системы конструктивных, режимных, прочностных и градостроительных ограничений в виде нелинейных неравенств. При построении целевой функции были учтены 3 возможные формы провисания несущих канатов, которые могут быть реализованы для различных значений усилия их натяжения. Выполнен анализ влияния угла продольного уклона поверхности рельефа вдоль линии канатного метро на величину оптимального шага промежуточных опор в зависимости от конструктивных и стоимостных показателей промежуточных опор, а также на стоимость 1 км линии канатного метро. Количественные расчеты показали, что с увеличением продольного уклона поверхности стоимость строительства также увеличивается с нелинейно возрастающей скоростью.

Ключевые слова: канатное метро, канатная дорога, рельеф, промежуточная опора, шаг установки, технико-экономическая оптимизация, канат несущий, канат тяговый, агрегатная прочность, стоимость

DOI: 10.22281/2413-9920-2017-03-03-253-272

В настоящее время в связи с реализацией Транспортной стратегии Российской Федерации на период до 2030 года [1], в том числе, на основе развития новых эффективных инновационных видов транспорта, повышается интерес к такому виду общественного пассажирского транспорта на базе подвесных канатных дорог как канатное метро [2, 3]. Его можно рассматривать в качестве перспективной альтернативы традиционным видам общественного городского транспорта – метрополитену, автобусу, троллейбусу, трамваю [4-6]. Канатное метро уже начали активно использовать как общественный транспорт для урбанизированной среды в Европе, Азии и Латинской Америке [7].

Как показано в [6, 8], строительство канатного метро в условиях сильно урбанизированной городской среды является достаточно затратным мероприятием. Значительную составляющую в общую стоимость реализации этой задачи, включая расходы на проектно-конструкторские, проектно-исследовательские, строительные-монтажные работы, приобретение необходимого механического оборудования, создания автоматизированной системы управления движением и др., вносят затраты на изготовление и установку промежуточных опор вдоль линии метро, а также

приобретение тяговых и несущих стальных канатов [9]. При этом, как было показано в [9-11], задача проектирования канатного метро, включая прокладку трассы с учетом значительного числа ограничений со стороны имеющейся городской застройки и инфраструктуры, выбор числа и мест установки промежуточных опорных металлоконструкций и др., является задачей технико-экономической оптимизации при наличии системы конструктивных, строительномонтажных, ландшафтных, планировочных ограничений.

Величина затрат на строительство линии канатного метро непосредственно зависит от числа промежуточных опор, расположенных по длине линии, т.е. зависит от шага их установки. С уменьшением шага установки опор их суммарная стоимость будет возрастать вследствие увеличения количества опорных конструкций, хотя единичная стоимость опоры будет снижаться вследствие уменьшения ее высоты. С увеличением шага единичная стоимость опоры и стоимость канатов будут возрастать, обуславливая рост суммарных затрат, несмотря на снижение количества опорных конструкций по длине линии канатного метро. Согласно [10] наблюдается такая оптимальная величина

шага установки промежуточных опор вдоль линии канатного метро, которой соответствует минимальные суммарные затраты на возведение опорных конструкций, приобретение тягового и несущих канатов, а также комплекта устанавливаемого на опору необходимого технологического оборудования.

В [10] была поставлена и решена оптимизационная задача определения оптимального шага установки промежуточных опор вдоль линии канатного метро для случая рельефа с горизонтальной поверхностью. Как показывают расчеты, шаг установки промежуточных опор действительно оказывает заметное влияние на стоимостные показатели линии канатного метро, в частности, на такой характерный показатель, как стоимость 1 км линии C_{1km} . Причем как при положительном, так и отрицательном отклонении шага установки от оптимального значения величина C_{1km} заметно возрастает. Стоимостные показатели промежуточных опор существенно влияют на оптимальную величину шага и стоимость строительства 1 км линии канатного метро, тогда как влияние стоимостных показателей несущих и тяговых канатов значительно меньше. В условиях сильно урбанизированной городской среды, практически не имеющей резервов землеотведения под установку промежуточных опор, приоритетным является обеспечение больших пролетов вдоль линии канатного метро, т.е. использование тяговых и несущих канатов повышенной агрегатной прочности. С увеличением агрегатной прочности канатов существенное увеличение оптимального шага влечет за собой незначительное увеличение высоты опор: в интервале изменения маркировочной группы $G_k = 1770 (180)... 3930 (400)$ кН/мм² (кгс/мм²) шаг опор меняется в интервале 520...717 м (почти на 200 м), тогда как высота опор – в интервале 35,5...36,4 м (всего лишь на 0,9 м). Как результат, наблюдается существенное снижение стои-

мости 1 км линии канатного метро с 4,46 до 2,80 млн. руб., т.е. в 1,6 раза.

Одним из преимущественных условий строительства канатного метро является наличие ландшафтно неоднородной городской среды [4-6], поэтому научный и практический интерес имеет решение задачи нахождения величины оптимального шага установки промежуточных опор для случая рельефа с наклонной поверхностью при расположении соседних опор на различных высотных отметках.

Для этого случая расчетная схема участка линии канатного метро между двумя соседними промежуточными опорами приведена на рис. 1. Как и в случае горизонтальной установки соседних опор [10], линия провисания несущего каната формируется под действием нескольких сил: вертикальной равномерно распределенной нагрузки от собственного веса каната интенсивностью q_{kn} , вертикальной сосредоточенной нагрузки от веса пассажирских кабин Q_{cab} и горизонтального осевого усилия натяжения каната S_k . При дальнейших расчетах сосредоточенные нагрузки Q_{cab} удобно заменить распределенными интенсивностью

$$q_{cab} = \frac{Q_{cab}}{n_{kn} L_{cab}},$$

где n_{kn} - число несущих канатов; L_{cab} - расстояние между соседними пассажирскими кабинами.

При этом следует также учитывать вклад в величину нагруженности несущих канатов от динамических нагрузок, обусловленных раскачиванием пассажирских кабин и самих канатов при движении кабин [10, 12], и от ветрового давления на кабины и канаты [9]. Динамические нагрузки учитываются коэффициентом динамичности [13]. Тогда расчетная величина распределенной нагрузки на крайний в ряду несущий канат будет определяться зависимостью

$$q_{Rkn} = \sqrt{\left(q_{kn0} d_{kn}^2 + \mu_1 \frac{Q_{cab}}{n_{kn} L_{cab}} \right)^2 + w_0^2 \left(\eta_1 C_{wkn} k_{wkn} d_{kn} + \mu_{w1} C_{wcab} k_{wcab} \frac{A_{cab}}{n_{kn} L_{cab}} \right)^2}, \quad (1)$$

где μ_1, μ_{wm} - коэффициенты неравномерности распределения весовой и ветровой нагрузки на крайний несущий канат от пассажирской кабины; η_1 - коэффициент ослаб-

ления давления ветра на поверхность крайнего несущего каната для ряда параллельно расположенных канатов [14]; w_0 - нормативное значение ветрового давления [14] в

зависимости от номера ветрового района [15]; C_{wkn} , C_{wcab} - аэродинамические коэффициенты несущего каната [14] и пассажирской кабины; k_{wkn} , k_{wcab} - коэффициенты возрастания ветрового давления с высотой от поверхности [14], рассчитанные для высоты расположения оси каната и центра тяже-

сти кабины соответственно; A_{cab} - расчетная площадь пассажирской кабины (площадь проекции кабины на вертикальную плоскость); q_{kn} - погонный вес каната; d_{kn} - диаметр несущего каната; q_{kn0} - коэффициент в аппроксимации собственного веса 1 погонного метра длины несущего каната [10].

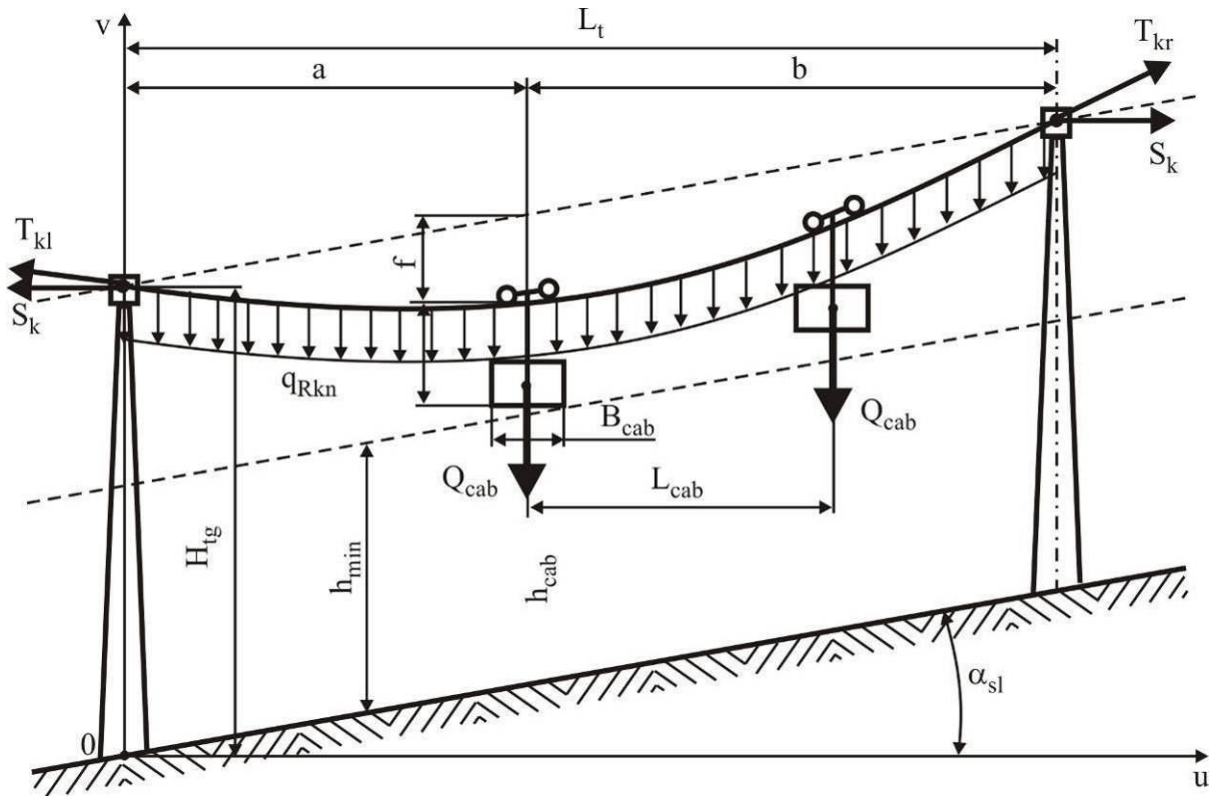


Рис. 1. Расчетная схема участка линии канатного метро между соседними промежуточными опорами для случая негоризонтальной поверхности рельефа

В зависимости от соотношения величины горизонтального усилия натяжения несущего каната S_k , шага установки промежуточных опор L_t и разности высотных отметок крепления каната на соседних опорах вследствие не горизонтальности поверхности рельефа с углом продольного уклона α_{sl}

$$\Delta v = L_t \operatorname{tg} \alpha_{sl}$$

возможны различные формы провисания несущих канатов:

- форма I, характеризующаяся расположением сечения наибольшего провисания каната внутри пролета между промежуточными опорами (рис. 1);

- форма II, характеризующаяся расположением сечения наибольшего провисания каната за пределами пролета (рис. 2);

- форма III, характеризующаяся совпадением расположения сечения наибольшего провисания каната с одной из опор пролета.

Реализуемая форма провисания несущего каната для заданного продольного уклона поверхности определяется величиной критерия

$$K_f = \frac{q_{Rkn} L_t}{2 S_k \operatorname{tg} \alpha_{sl}}$$

при $K_f \notin (-1; +1)$ реализуется I форма, при $K_f \in (-1; +1)$ - II форма, при $K_f = \pm 1$ - III форма.

При характерной для канатного метро относительной величине стрелы провисания каната $f / L_t < 0,1$ с погрешностью менее 1,3% геометрическая линия провисания несущего каната по I форме в пролете между соседними

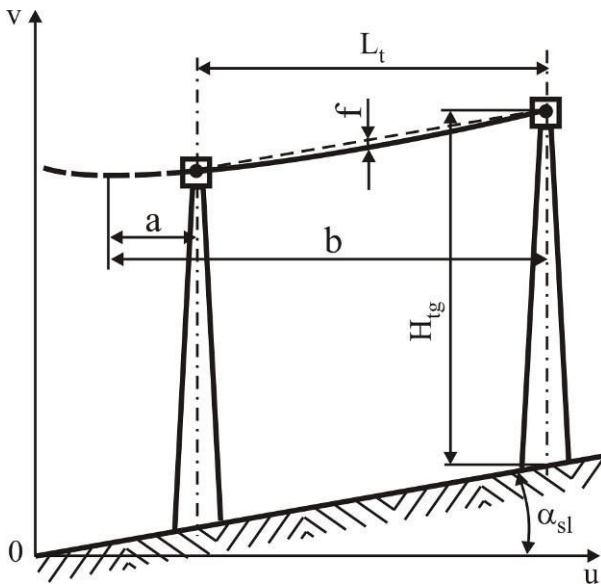


Рис. 2. Положение несущего каната для II формы провисания

промежуточными опорами в том случае, когда точки подвеса концов каната находятся на разной высоте (рис. 1), может быть представлена параболической зависимостью вида [9, 11]:

$$v_{kn}(u) = \begin{cases} H_{tg} - \psi_d \frac{q_{Rkn} u^2}{S_k}, & 0 \leq u \leq a \\ H_{tg} + \psi_d \frac{q_{Rkn} u(u - 2a)}{S_k}, & a \leq u \leq L_t \end{cases}$$

Максимальная стрела провисания составляет

$$f = a \left(\psi_d \frac{q_{Rkn} a}{S_k} + tg \alpha_{sl} \right)$$

и находится в сечении на расстоянии a и b от соседних промежуточных опор (рис. 1):

$$a = \frac{1}{2} \left(L_t - \frac{S_k}{q_{Rkn}} tg \alpha_{sl} \right),$$

$$b = \frac{1}{2} \left(L_t + \frac{S_k}{q_{Rkn}} tg \alpha_{sl} \right).$$

Длина несущего каната в пролете между опорами приблизительно будет составлять

$$l_k \approx \frac{L_t}{\cos \alpha_{sl}} \left[1 + \frac{8a^2 \cos^2 \alpha_{sl}}{3L_t^2} \left(\psi_d \frac{q_{Rkn} a}{S_k} + tg \alpha_{sl} \right)^2 \right],$$

а его минимальный диаметр, определяемый из условия агрегатной прочности, находится как наибольшее значение из двух величин:

$$d_{kn} = \frac{1}{2r_{k2}} \left[\sqrt{r_{k1}^2 - 4r_{k2}(r_{k0} - [n]_k T_{kl})} - r_{k1} \right], \quad (2)$$

$$d_{kn} = \frac{1}{2r_{k2}} \left[\sqrt{r_{k1}^2 - 4r_{k2}(r_{k0} - [n]_k T_{kr})} - r_{k1} \right], \quad (3)$$

где T_{kl}, T_{kr} - осевые усилия натяжения несущего каната на левой и правой опорах соответственно, определяемые зависимостями:

$$T_{kl} = S_k / \cos \left[\arctg \left(\psi_d q_{Rkn} a / S_k \right) \right],$$

$$T_{kr} = S_k / \cos \left[\arctg \left(\psi_d q_{Rkn} b / S_k \right) \right].$$

Окончательно минимальный диаметр несущего каната выбирается равным максимальному из рассчитанных по зависимостям (2) и (3).

Геометрическая линия провисания несущего каната по II и III формам в пролете между соседними промежуточными опорами в том случае, когда точки подвеса концов каната находятся на разной высоте (рис. 2) выражается параболической зависимостью:

$$v_{kn}(u) = H_{tg} + u \left[tg \alpha_{sl} - \psi_d \frac{q_{Rkn}}{2S_k} (L_t - u) \right].$$

Максимальная стрела провисания составляет

$$f = \psi_d q_{Rkn} L_t^2 / 8S_k$$

и находится в сечении на расстоянии $L_t / 2$ от соседних промежуточных опор. Длина несущего каната в пролете приблизительно будет составлять

$$l_k \approx \frac{L_t}{\cos \alpha_{sl}} \left(1 + \psi_d^2 \frac{q_{Rkn}^2 L_t^2}{24S_k^2 \cos^2 \alpha_{sl}} \right).$$

Осевые усилия натяжения несущего каната на левой и правой опорах составляют

$$T_{kl} = S_k / \cos \left[\arctg \left(tg \alpha_{sl} - \psi_d \frac{q_{Rkn} L_t}{2S_k} \right) \right],$$

$$T_{kr} = S_k / \cos \left[\arctg \left(tg \alpha_{sl} + \psi_d \frac{q_{Rkn} L_t}{2S_k} \right) \right].$$

В качестве целевой функции при формулировке задачи технико-экономической оптимизации шага установки промежуточных опор линии канатного метро будем использовать целевую функцию, предложенную в [10]. Она имеет стоимостное выражение, так как складывается из ряда слагаемых – стоимости самих промежуточных опор и фундамента под ними, а также стоимости тягового и несущих стальных канатов и технологического оборудования:

$$C = n_t(C_f + C_t + C_e) + (n_t + 1)(C_{kt} + n_{kn}C_{kn})l_k, \quad (4)$$

где C_t, C_f, C_e - единичная стоимость опорной конструкции, фундамента и комплекта технологического оборудования; C_{kt}, C_{kn} - стоимость 1 погонного метра тягового и несущего каната соответственно; $n_t = L_{tr} / L_t - 1$ - число опорных конструкций; L_{tr} - длина линии канатного метро.

Количественная оценка стоимости промежуточных опор в зависимости от их конструктивного исполнения, фундамента опор, тягового и несущих канатов содержится в работах [9-11].

Вектор управляемых параметров формируется из двух независимых величин задачи оптимизации - шага установки промежуточных опор L_t и горизонтального усилия натяжения несущего каната S_k :

$$\{x\}^T = \{x_1 \ x_2\} = \{L_t \ S_k\}.$$

Остальные величины являются фиксированными, так как либо задаются в качестве исходных данных, либо вычисляются в зависимости от указанных управляемых параметров. К первой группе относятся: $L_{tr}, L_{cab}, Q_{cab}, A_{cab}, h_{\min}, h_{cab}, \alpha_{sl}, \psi, \psi_d, [n]_k, w_0, C_{wkn},$

$C_{cab}, k_{wkn}, k_{wcab}, \mu_1, \mu_{w1}, \eta_1$ и эмпирические коэффициенты в регрессионных зависимостях связи стоимости промежуточных опор с их высотой и стоимости 1 погонного метра несущего и тягового канатов с их диаметром [9-11] $C_{f0}, a_f, C_{t0}, a_t, q_{k0}, r_{k0}, r_{k1}, r_{k2}, c_{k0},$

c_{k1}, c_{k2} . Ко второй группе относятся: $q_{Rkn}, q_{cab}, f, a, b, d_{kt}, d_{kn}, H_{tg}, l_k, n_t, T_{kl}, T_{kr}$. Из величин второй группы формируется вектор неуправляемых параметров, которые не подлежат варьированию в процессе решения оптимизационной задачи:

$$\{z\}^T = \{z_1 \ z_2 \ z_3 \ z_4 \ z_5 \ z_6 \ z_7 \ z_8 \ z_9 \ z_{10} \ z_{11} \ z_{12}\} = \{q_{Rkn} \ q_{cab} \ f \ d_{kt} \ d_{kn} \ H_{tg} \ l_k \ n_t \ a \ b \ T_{kl} \ T_{kr}\}.$$

Окончательно задача технико-экономической оптимизации шага установки промежуточных опорных конструкций канатного метро на наклонной поверхности сводится к минимизации целевой функции - суммарной стоимости изготовления и монтажа опор, приобретения тягового и несущих канатов, которая согласно (4) имеет вид:

- при I форме провисания несущего каната между соседними опорами

$$\begin{aligned} \Pi(\{x\}, \{z\}) = & \left(\frac{L_{tr}}{x_1} - 1 \right) \left\langle C_{f0} \left[h_{\min} + h_{cab} + z_9 \left(\frac{\psi_d z_1 z_9}{x_2} + tg \alpha_{sl} \right) + \frac{\psi_d z_1 B_{cab}^2}{4x_2} \right] \left(1 + \psi \frac{x_2 [n]_k}{R_{kn}} \right) \right\rangle^{a_f} + \\ & + C_{t0} \left\langle \left[h_{\min} + h_{cab} + z_9 \left(\frac{\psi_d z_1 z_9}{x_2} + tg \alpha_{sl} \right) + \frac{\psi_d z_1 B_{cab}^2}{4x_2} \right] \left(1 + \psi \frac{x_2 [n]_k}{R_{kn}} \right) \right\rangle^{a_t} + C_e \right\rangle + \\ & + (C_{kt} + n_{kn} C_{kn}) \frac{L_{tr}}{\cos \alpha_{sl}} \left[1 + \frac{8}{3} \left(\frac{z_9 \cos \alpha_{sl}}{x_1} \right)^2 \left(\psi_d \frac{q_{Rkn} z_9}{x_2} + tg \alpha_{sl} \right)^2 \right] \rightarrow \min ; \end{aligned} \quad (5)$$

- при II и III формах провисания несущего каната между соседними опорами

$$\begin{aligned} \Pi(\{x\}, \{z\}) = & \left(\frac{L_{tr}}{x_1} - 1 \right) \left\langle C_{f0} \left[h_{\min} + h_{cab} + \frac{\psi_d z_1 x_1^2}{8x_2} + \frac{B_{cab}}{2} \left(tg \alpha_{sl} + \frac{\psi_d z_1 B_{cab}}{4x_2} \right) \right] \left(1 + \psi \frac{x_2 [n]_k}{R_{kn}} \right) \right\rangle^{a_f} + \\ & + C_{t0} \left\langle \left[h_{\min} + h_{cab} + \frac{\psi_d z_1 x_1^2}{8x_2} + \frac{B_{cab}}{2} \left(tg \alpha_{sl} + \frac{\psi_d z_1 B_{cab}}{4x_2} \right) \right] \left(1 + \psi \frac{x_2 [n]_k}{R_{kn}} \right) \right\rangle^{a_t} + C_e \right\rangle + \\ & + (C_{kt} + n_{kn} C_{kn}) \frac{L_{tr}}{\cos \alpha_{sl}} \left[1 + \frac{1}{6} \left(\frac{\psi_d x_1 z_1}{2x_2 \cos \alpha_{sl}} \right)^2 \right] \rightarrow \min . \end{aligned} \quad (6)$$

При этом должны выполняться ограничения в форме неравенств, которые определяют следующие требования:

- к допустимому диапазону изменения величины шага установки соседних опор

$$x_1 \geq 0; L_{t \max} - x_1 \geq 0; L_{tr} / x_1 - 1 \geq 0;$$

- к допустимым диапазонам изменения диаметров тягового и несущих канатов

$$d_{kt \max} - d_{kt} \geq 0; d_{kt} - d_{kt \min} \geq 0;$$

$$d_{kn \max} - d_{nt} \geq 0; d_{kn} - d_{kn \min} \geq 0;$$

- к максимально допустимой величине провисания несущего каната между опорами при I форме провисания каната

$$\psi_f x_1 - z_9 \left(\psi_d \frac{z_1 z_9}{x_2} + tg \alpha_{sl} \right) \geq 0;$$

при II и III формах провисания каната

$$\psi_f x_1 - \psi_d \frac{x_1^2 z_1}{8x_2} \geq 0;$$

- к минимальному усилию натяжения каната согласно требованиям ПБ 10-559-03 [16] при I форме провисания каната

$$x_2 - \frac{10n_{cab} \psi_d Q_{cab}}{n_{kn}} \cos \left[\arctg \left(\psi_d \frac{z_1 z_9}{x_2} \right) \right] \geq 0;$$

при II и III формах провисания каната

$$x_2 - \frac{10n_{cab} \psi_d Q_{cab}}{n_{kn}} \cos \left[\arctg \left(tg \alpha_{sl} - \psi_d \frac{x_1 z_1}{2x_2} \right) \right] \geq 0; \quad (7)$$

- к максимальному усилию натяжения каната, исходя из его наибольшей возможной агрегатной прочности

при I форме провисания каната

$$\frac{R_{kn}(d_{kn \max})}{[n]_k} \cos \left[\arctg \left(\psi_d \frac{z_1(x_1 - z_9)}{x_2} \right) \right] - x_2 \geq 0; \quad (8)$$

при II и III формах провисания каната

$$\frac{R_{kn}(d_{kn \max})}{[n]_k} \cos \left[\arctg \left(tg \alpha_{sl} + \psi_d \frac{z_1 x_1}{2x_2} \right) \right] - x_2 \geq 0; \quad (9)$$

- к максимальной высоте промежуточной опоры

при I форме провисания каната

$$H_{t \max} - h_{\min} - h_{cab} - \frac{\psi_d z_1 B_{cab}^2}{4x_2} - z_9 \left(\psi_d \frac{z_1 z_9}{x_2} + tg \alpha_{sl} \right) \geq 0;$$

при II и III формах провисания каната

$$H_{t \max} - h_{\min} - h_{cab} - \frac{B_{cab}}{2} \left(\psi_d \frac{z_1 B_{cab}}{4x_2} + tg \alpha_{sl} \right) - \psi_d \frac{x_1^2 z_1}{8x_2} \geq 0,$$

где $L_{t \max}$ - предельное расстояние между промежуточными опорами; $d_{kt \max}$, $d_{kn \max}$ - максимальный диаметр тягового и несущего канатов; $d_{kt \min}$, $d_{kn \min}$ - минимальный диаметр тягового и несущего канатов; ψ_f - коэффициент допустимого провисания каната между опорами; n_{cab} - число пассажирских кабин, одновременно находящихся в пределах одного пролета; $R_{kn}(d_{kn \max})$ - агрегатная прочность каната максимального диаметра выбранной конструкции; $H_{t \max}$ - предельная высота промежуточной опоры; B_{cab} - длина пассажирской кабины.

Для нахождения минимума целевой функции (5) или (6) с учетом принятых ограничений необходимо использовать один из прямых методов условной оптимизации [17, 18], основанный на непосредственном вы-

числении величины целевой функции $C(\{x\}, \{z\})$. Решение задачи оптимизации шага установки промежуточных опор линии канатного метро было реализовано в компьютерной программе «Оптимизация шага установки опор канатного метро с учетом рельефа местности». Ее структурная схема с указанием входящих процедур представлена на рис. 3, а укрупненная блок-схема - на рис. 4. Программа структурно включает в себя головную процедуру *Steps_Opor_Opt_Relief* и 6 процедур тип Procedure:

- *BeginPointOptimization* – расчет целевой функции в начальной точке оптимизации;

- *CelFun* – вычисление значения целевой функции $C(\{x\})$ в соответствии с соотношением (3);

- *DetZ* - вычисление неуправляемых параметров - компонент вектора $\{z\}$;

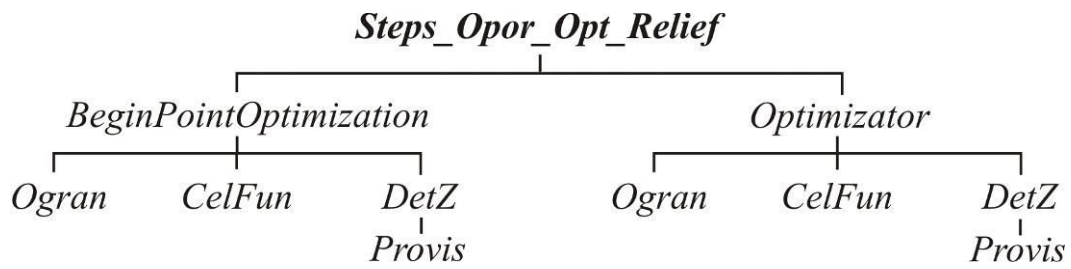


Рис. 3. Структурная схема программы «Оптимизация шага установки опор канатного метро с учетом рельефа местности»

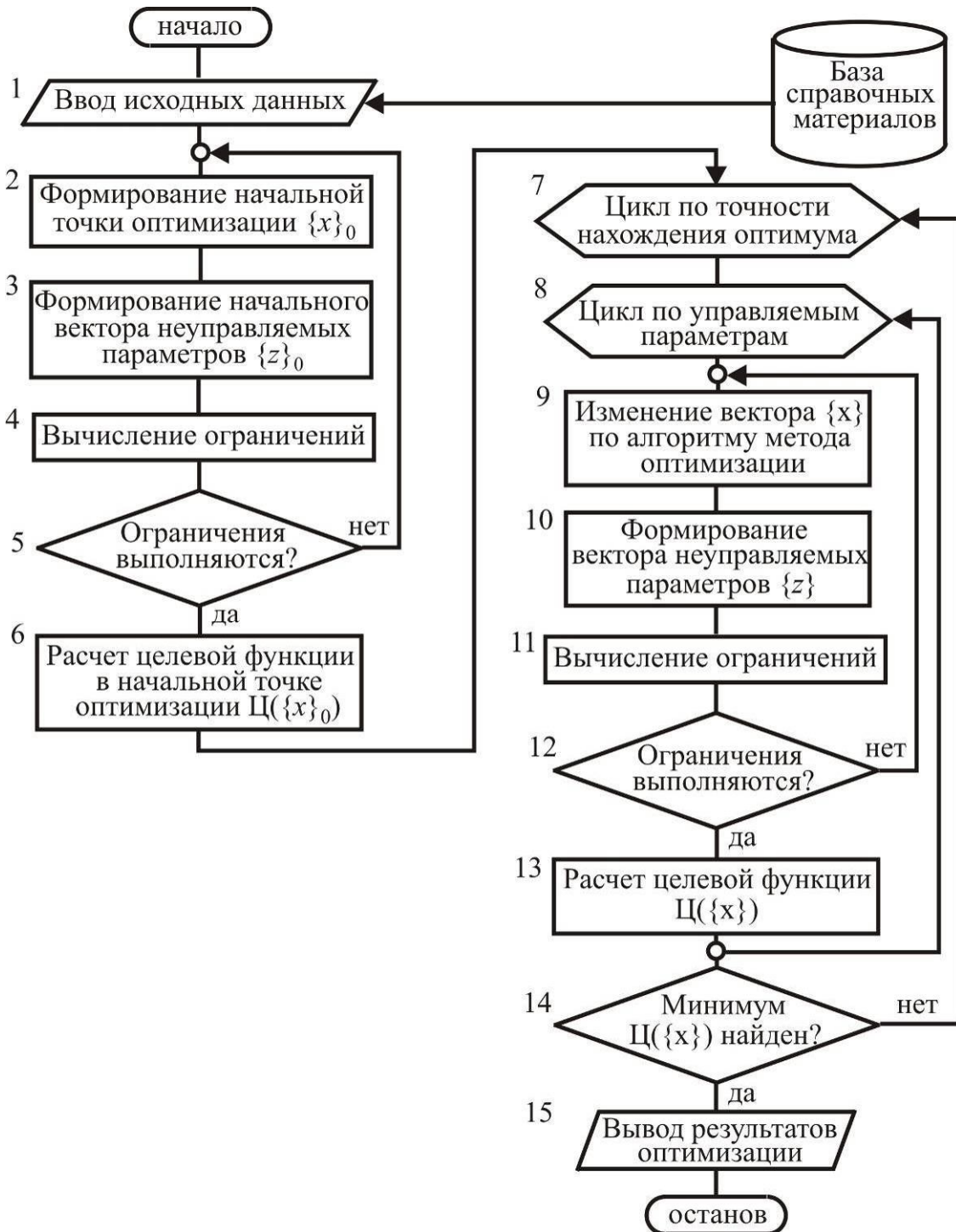


Рис. 4. Укрупненная блок-схема программы «Оптимизация шага установки опор линии канатного метро с учетом рельефа местности»

- *Provis* – определение формы провисания каната и вычисление компонент вектора $\{z\}$, зависящих от формы провисания каната;
- *Ogran* – вычисление левых частей ограничений задачи оптимизации;
- *Optimizer* – реализация алгоритма оптимизации целевой функции.

Расчеты, проведенные с помощью вычислительной программы «Оптимизация шага установки опор линии канатного метро с учетом рельефа местности» для ряда возможных вариантов конструктивного исполнения канатной транспортной системы, показали, что технико-экономические показатели оптимального варианта установки промежуточных опор в значительной мере зависят от угла наклона земной поверхности α_{sl} , а также от стоимости комплекта технологического оборудования, монтируемого на опоре, и стоимости самой опоры.

На рис. 5 приведены результаты оптимизации – минимальная стоимость 1 км линии канатного метро C_{1km} – в зависимости от величины α_{sl} для двух вариантов линии на основе использования опор, аналогичных по стоимости опорам типа ПГМ 500 и опорам решетчатого типа (их стоимость в 2 раза превышает стоимость опор ПГМ 500), при двух несущих и одном тяговом канатах по ГОСТ 3079-80 маркировочной группы $G_k = 2160$ (220) кН/мм² (кгс/мм²). Каждый из указанных конструктивных вариантов рассматривался для двух значений стоимости устанавливаемого на промежуточной опоре комплекта технологического оборудования: $C_e = 1,0$ млн. руб. и $C_e = 0$. Обращает на себя внимание экстремальный характер зависимости $C_{1km} \sim \alpha_{sl}$ с выраженным минимумом при малых углах наклона поверхности рельефа порядка $3...6^0$. Положение минимума является достаточно устойчивым и незначительно изменяется при достаточно существенном изменении стоимости промежуточных опор C_t и технологического оборудования C_e . Видно также, что наиболее эффективными условиями для строительства канатного метро является рельеф местности со значительными перепадами высотных отметок по длине трассы транспортирования.

Для вариантов исполнения канатного метро, представленных на рис. 5, лишь при углах наклона поверхности свыше $50...60^0$ стоимость 1 км линии начинает превышать стоимость 1 км линии, проложенной вдоль строго горизонтальной поверхности (при $\alpha_{sl} = 0$). Таким образом, канатное метро оказывается наиболее эффективным в условиях гористой или холмистой местности, когда другие традиционные виды наземного пассажирского транспорта использовать с точки зрения обеспечения безопасности движения либо невозможно, либо проблематично.

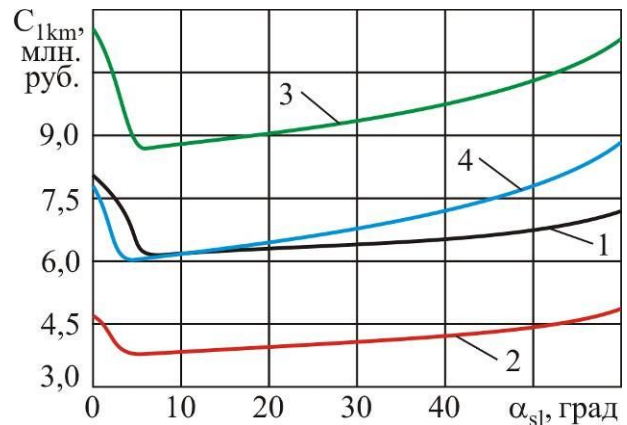


Рис. 5. Минимальная стоимость 1 км линии канатного метро при оптимальном шаге установки промежуточных опор в зависимости от угла наклона поверхности рельефа: 1, 2 – опоры типа ПГМ 500; 3, 4 – опоры решетчатого типа; 1, 3 - $C_e = 1,0$ млн. руб.; 2, 4 - $C_e = 0$

Рис. 6 дает представление об относительном вкладе в стоимость 1 км линии канатного метро C_{1km} трех составляющих уравнения (4) – стоимости промежуточных опор (включая фундамент под опорами) $C_{1km}^{опора}$, стоимости канатной системы (несущих и тягового канатов) $C_{1km}^{канат}$ и стоимости смонтированного технологического оборудования $C_{1km}^{оборуд}$. Естественно, что основная доля приходится на стоимость промежуточных опор, причем графики зависимостей $C_{1km}^{опора} \sim \alpha_{sl}$, $C_{1km}^{канат} \sim \alpha_{sl}$ и $C_{1km}^{оборуд} \sim \alpha_{sl}$ приблизительно параллельны графику суммарной зависимости $C_{1km} \sim \alpha_{sl}$. С увеличением угла наклона поверхности рельефа относительный вклад стоимости канатной системы несколько сни-

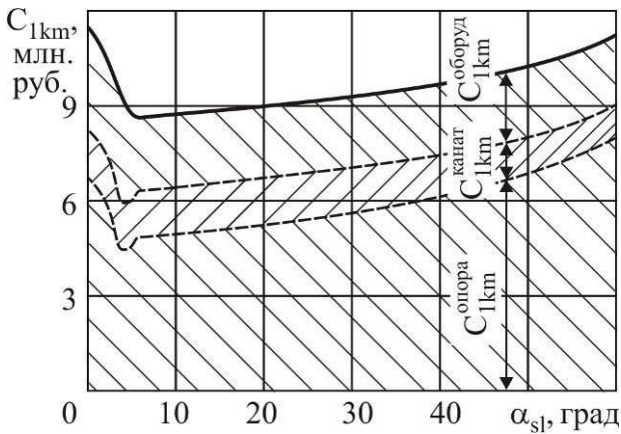


Рис. 6. Вклад отдельных слагаемых в стоимость 1 км линии (вариант 3 на рис. 5)

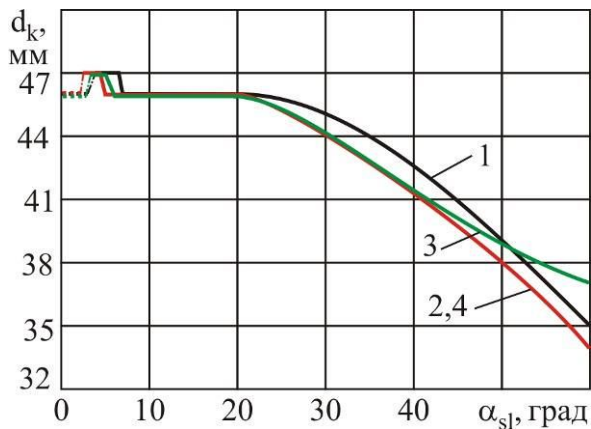


Рис. 7. Влияние угла наклона поверхности рельефа на диаметр несущих канатов (обозначение графиков соответствует рис. 5)

жается, что является следствием уменьшения абсолютного значения $C_{1km}^{канат}$ из-за уменьшения диаметров используемых канатов (рис. 7). При этом диаметры несущих канатов мало зависят от стоимости промежуточных опор и технологического оборудова-

ния: разница для рассмотренных вариантов составляет 0...2 мм.

На рис. 8 показано влияние рельефа на величину управляемых параметров задачи оптимизации – шаг установки промежуточных опор L_t^{opt} и горизонтальное усилие натяжения несущего каната S_k^{opt} для оптимального по стоимости варианта исполнения канатного метро. При малых углах наклона поверхности $\alpha_{sl} < 6...8^{\circ}$ для минимизации стоимости строительства линии канатного метро требуется более частая установка промежуточных опор (рис. 8, а), которая несмотря на возможность строительства более низких и, следовательно, более дешевых опор (рис. 9), тем не менее, обуславливает в целом повышенные значения C_{1km} оптимального варианта конструктивного исполнения линии (рис. 5). При больших углах наклона поверхности необходима более редкая установка (рис. 8, а) более высоких промежуточных опор (рис. 9), причем изменение величины оптимального шага L_t^{opt} с ростом α_{sl} может иметь различный характер: может возрастать (графики 2,4 на рис. 8, а), может уменьшаться (график 1 на рис. 8, а), может быть практически постоянным (график 3 на рис. 8, а). Однако в пределах угла наклона $10...60^{\circ}$ диапазон изменения оптимального шага L_t^{opt} достаточно мал, составляя не более $\pm 10\%$ от значения L_t^{opt} при $\alpha_{sl} = 10^{\circ}$.

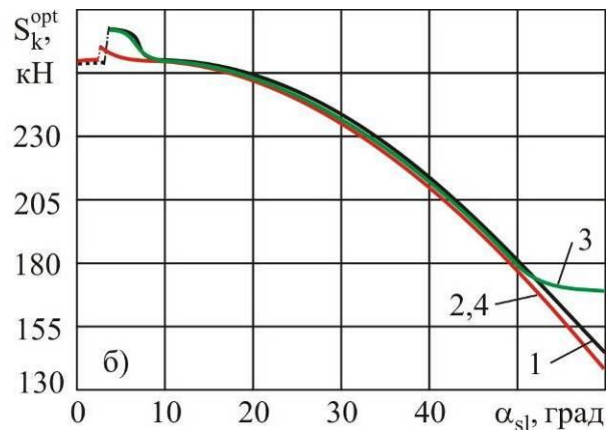
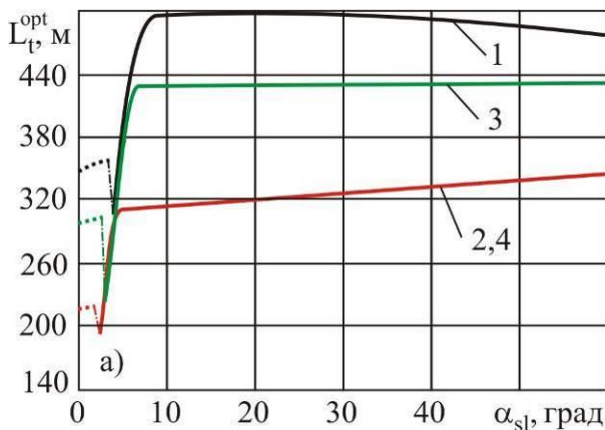


Рис. 8. Влияние угла наклона поверхности рельефа на: а - шаг установки промежуточных опор L_t^{opt} ; б - горизонтальное усилие натяжения несущего каната S_k^{opt} (обозначение графиков соответствует рис. 5)

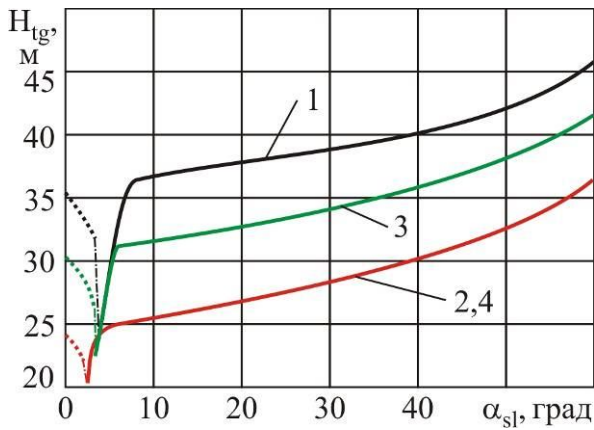


Рис. 9. Влияние угла наклона поверхности рельефа на высоту промежуточных опор (обозначение графиков соответствует рис. 5)

Горизонтальное усилие натяжения несущего каната S_k^{opt} для оптимального по стоимости варианта исполнения канатного метро с ростом угла наклона поверхности рельефа α_{sl} монотонно снижается (рис. 8, б). Наибольшие значения S_k^{opt} для поверхностей с малыми значениями угла α_{sl} , т.е. незначительно отклоняющихся от строго горизонтальной поверхности, связаны с необходимостью обеспечения приемлемой величины стрелы провисания f несущих канатов под действием собственного веса и веса пассажирских кабин (рис. 10). При больших значениях угла α_{sl} для поддержания таких же

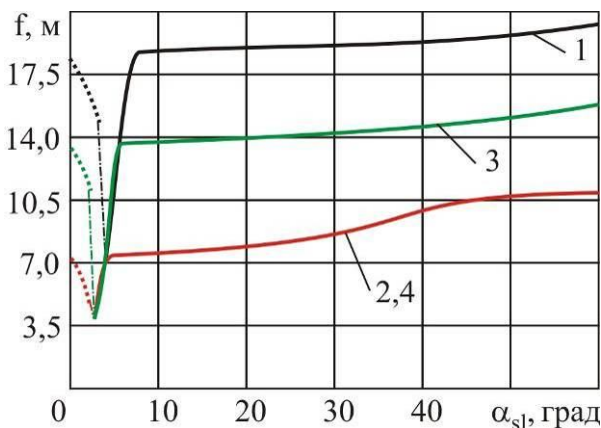


Рис. 10. Влияние угла наклона поверхности рельефа на стрелу провисания несущих канатов при действии усилия натяжения S_k^{opt} (обозначение графиков соответствует рис. 5) величин f требуется создание меньших горизонтальных усилий S_k . Усилие натяжения

S_k^{opt} практически не зависит от стоимости промежуточных опор, канатной системы и технологического оборудования.

Анализ графиков на рис. 6-10 позволяет отметить скачкообразные изменения исследованных параметров линии канатного метро в диапазоне малых углов наклона поверхности рельефа $\alpha_{sl} \sim 3 \dots 6^\circ$. Это связано с тем, что в указанном диапазоне углов происходит смена форм провисания несущих канатов, что подтверждается графиками изменения критерия K_f (рис. 11). На рис. 12 более детально представлен механизм влияния смены

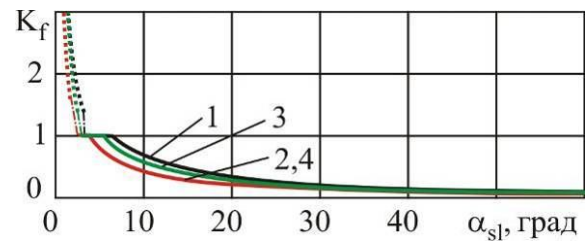


Рис. 11. Изменение критерия формы провисания несущих канатов от угла наклона поверхности рельефа (обозначение графиков соответствует рис. 5)

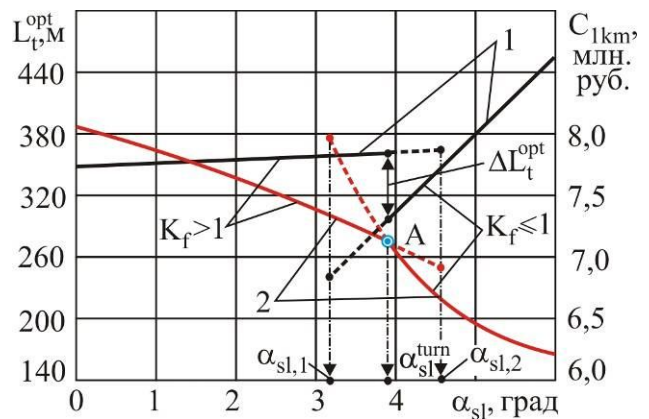


Рис. 12. Механизм влияния смены формы провисания несущих канатов на формирование характеристик оптимального варианта линии канатного метро (на примере варианта 1 рис. 5): 1 - C_{1km} ; 2 - L_t^{opt}

формы провисания несущих канатов на характеристики оптимального варианта конструктивного исполнения линии канатного метро на примере варианта 1 (на рис. 5). С отклонением поверхности рельефа от строго горизонтального положения в диапазоне углов наклона $0 \leq \alpha_{sl} < \alpha_{sl,2}$ провисание несущих канатов происходит по форме I, т.е. с

положением точки наибольшего провисания между соседними промежуточными опорами. При этом величина критерия формы провисания снижается, находясь в диапазоне $\infty > K_f > 1$. Сменяющая форму I форма провисания III, при которой положение точки наибольшего провисания находится на опоре, расположенной на меньшей высотной отметке, начинает реализовываться при $\alpha_{sl} \geq \alpha_{sl,1}$. Таким образом, в диапазоне углов $\alpha_{sl,1} \leq \alpha_{sl} \leq \alpha_{sl,2}$ оптимальное решение линии канатного метро может быть построено как на основе реализации формы I провисания несущих канатов, так и на основе формы III. Этот вывод подтверждается анализом конфигурации поверхности целевой функции $C_{1km}(L_t, S_k)$ в области определения вектора управляемых параметров $\{x\}$ задачи оптимизации (5) или (6). Как пример, на рис. 13, а показаны изолинии равных значений стоимости $C_{1km}(L_t, S_k) = const$ для значения угла наклона поверхности рельефа, принадлежащего диапазону $\alpha_{sl,1} \leq \alpha_{sl} \leq \alpha_{sl,2}$. По-

верхность целевой функции имеет два локальных минимума: $minimum(I)$ соответствует форме провисания I, а $minimum(III)$ – форме провисания III. При $\alpha_{sl,1} \leq \alpha_{sl} < \alpha_{sl}^{turn}$ (рис. 12) глобальным минимумом является точка $minimum(I)$, т.е. оптимальный вариант линии канатного метро целесообразно принимать на основе формы I. При $\alpha_{sl} > \alpha_{sl}^{turn}$ глобальным минимумом является точка $minimum(III)$, т.е. оптимальный вариант линии канатного метро целесообразно принимать на основе формы III. При значении угла $\alpha_{sl} = \alpha_{sl}^{turn}$ зависимость $C_{1km}(\alpha_{sl})$ имеет точку перелома A, а другие характеристики оптимального варианта – положительный или отрицательный скачок. Например, представленная на рис. 13, а характеристика – оптимальный шаг промежуточных опор L_t^{opt} – испытывает отрицательный скачок на величину $\Delta L_t^{opt} = -60$ м (с $L_t^{opt} = 360$ м до $L_t^{opt} = 300$ м).

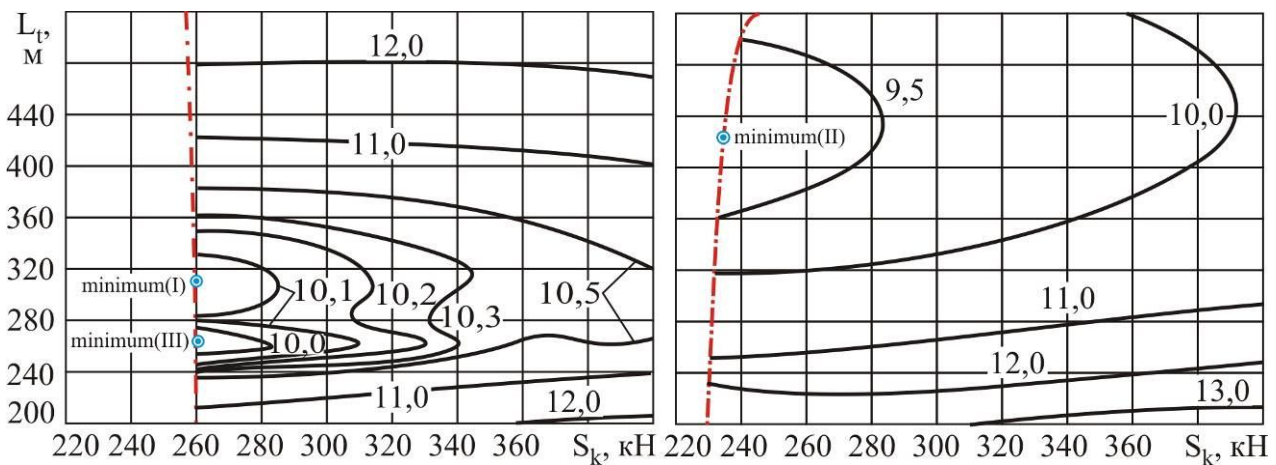


Рис. 13. Изолинии равных значений целевой функции $C_{1km}(L_t, S_k) = const$ (вариант 3 рис. 5):

а - $\alpha_{sl} = 3,5^0$; б - $\alpha_{sl} = 30^0$ (цифры у изолиний - C_{1km} , млн. руб.)

Форма III является оптимальной для узкого диапазона углов α_{sl} , составляющего $\sim 2...3^0$, а затем плавно, без скачкообразного изменения характеристик оптимального варианта конструктивного исполнения канатного метро, сменяется формой II. Поверхность целевой функции $C_{1km}(L_t, S_k)$ в области определения вектора управляемых параметров $\{x\}$ имеет только один, глобальный минимум (точка $minimum(II)$ на рис. 13, б).

Однако при больших значениях угла наклона $\alpha_{sl} > 40...50^0$ возможно появление второго локального минимума, значение которого заметно отличается от глобального минимума в большую сторону, так как соответствующий ему шаг установки промежуточных опор оказывается существенно меньше L_t^{opt} .

При малых углах наклона поверхности рельефа, когда оптимальный вариант конструктивного исполнения линии канатного

метро реализуется на основе форм I или III провисания несущих канатов, точка глобального минимума целевой функции лежит на ограничении (8) или (9) соответственно. В случаях оптимального варианта на основе формы II она лежит на ограничении (7). Указанные ограничения связаны с величиной агрегатной прочности $R_{kn}(d_{kn\max})$ используемых несущих канатов максимального диаметра $d_{kn\max}$ и их числом n_{kn} . С увеличением агрегатной прочности канатов и увеличением их числа можно ожидать улучшения технико-экономических характеристик оптимального варианта конструктивного исполнения линии канатного метро. Это подтверждается результатами расчета оптимальной

стоимости C_{1km} для двух значений числа несущих канатов: $n_{kn} = 3$ и $n_{kn} = 6$. Однако экономический выигрыш оказывается весьма незначительным, составляя лишь ~4%. При этом не изменяются такие оптимальные характеристики линии, как шаг установки L_t^{opt} и высота H_{tg} промежуточных опор, форма и стрела провисания несущих канатов f . Однако существенно снижается требуемый диаметр несущих канатов (например, для варианта 2 на рис. 5 - с 47 до 33 мм) и горизонтальное усилие их натяжения S_k^{opt} (приблизительно в 2 раза), что положительно сказывается на характеристиках натяжного устройства.

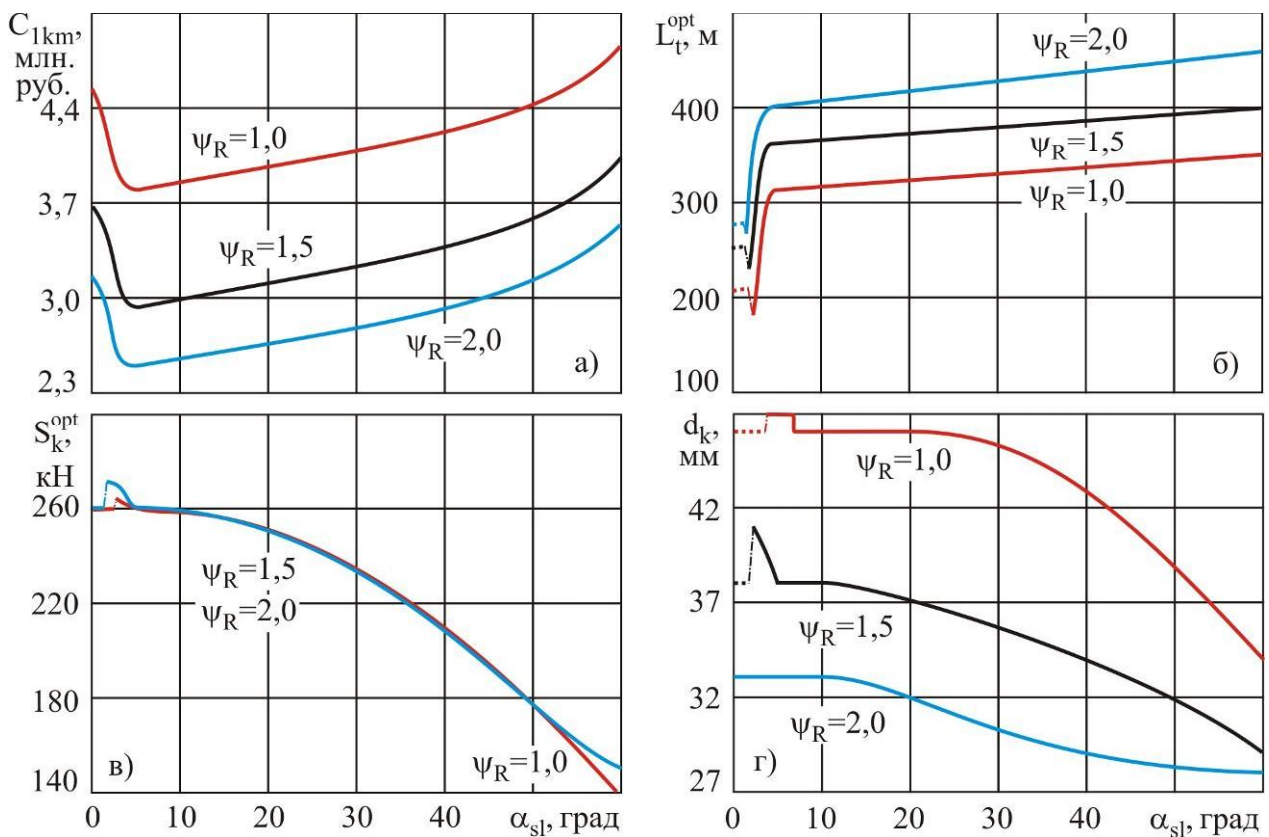


Рис. 14. Влияние агрегатной прочности несущих канатов на характеристики оптимального варианта конструктивного исполнения линии канатного метро: а – стоимость 1 км линии; б – шаг установки промежуточных опор; в – горизонтальное усилие натяжения несущих канатов; г – диаметр несущих канатов

В то же время, эффект от увеличения агрегатной прочности канатов оказывается весьма заметным. Влияние агрегатной прочности несущих канатов R_{kn} на характеристики оптимального варианта конструктивного исполнения линии канатного метро для

различных значений угла наклона поверхности рельефа (на примере варианта 2 на рис. 5) показано на рис. 14. На рис. 14 величина R_{kn} несущих канатов характеризуется коэффициентом

$$\psi_R = R_{kn} / R_{kn}^{вариант2},$$

где $R_{kn}^{вариант2}$ - агрегатная прочность несущего каната, соответствующая варианту 2 конструктивного исполнения линии канатного метро (рис. 5).

В диапазоне углов наклона поверхности рельефа $\alpha_{sl} > 10^0$ рост агрегатной прочности канатов обеспечивает прямо пропорциональный рост оптимального шага установки промежуточных опор (рис. 14, б) в соответствии с линейной зависимостью вида

$$\frac{L_t^{opt}(\psi_R)}{L_t^{opt}(\psi_r = 1)} \sim 0,65\psi_R.$$

Учитывая, что рост агрегатной прочности канатов весьма незначительно влияет на изменение высоты промежуточных опор H_{tg} оптимального варианта конструктивного исполнения линии канатного метро, увеличение L_t^{opt} приводит к заметному снижению стоимости 1 км линии. Так, для проведенных расчетов указанное снижение составляет примерно 40 % при увеличении агрегатной прочности несущих канатов в 2 раза (рис. 14, а). На величину горизонтального усилия натяжения несущих канатов S_k^{opt} их агрегатная прочность влияния практически не оказывает (рис. 14, в), однако приводит к существенному снижению требуемого диаметра несущих канатов (рис. 14, г), что также положительно сказывается на снижении стоимостных характеристик строительства линии канатного метро.

Практический интерес представляет собой выявление и анализ взаимосвязи между оптимальным шагом установки промежуточных опор линии канатного метро и такой важной технико-экономической характеристикой любой транспортной системы, как ее пропускная способность. Для канатного метро теоретическая пропускная способность (максимальное количество пассажиров, перевозимое за 1 ч в одном направлении) может быть рассчитана по следующей зависимости:

$$C_p^t = \frac{N_{p,cab}v_m}{L_{cab}} = \frac{\psi_v N_{p,cab}v_{max}}{L_{cab}}, \quad (10)$$

где $N_{p,cab}$ - проектная вместимость одной пассажирской кабины; v_m - средняя скорость движения пассажирской кабины (с учетом

остановок на пассажирских станциях); v_{max} - максимально допустимая скорость движения пассажирской кабины на перегоне между соседними пассажирскими станциями; $\psi_v = v_m / v_{max}$ - коэффициент пропорциональности между средней и максимально допустимой скоростью движения пассажирской кабины.

Согласно соотношению (10), теоретическая пропускная способность линии канатного метро прямо пропорциональна скорости движения (средней v_m или максимальной v_{max}) пассажирской кабины и ее проектной вместимости $N_{p,cab}$, а также обратно пропорциональна расстоянию между двумя пассажирскими кабинами L_{cab} .

В рамках рассматриваемой математической модели оптимизации шага установки промежуточных опор максимальная скорость движения пассажирской кабины может быть учтена в величине коэффициента динамичности $\psi_d > 1$, причем коэффициент динамичности и скорость кабины связаны между собой прямо пропорциональной зависимостью. Для установления расчетного соотношения между ψ_d и v_{max} (или v_m) необходимо моделирование динамики движения пассажирской кабины, поддерживаемой системой гибких стальных канатов, на основе построения соответствующих динамических моделей, примеры которого применительно к подъемным сооружениям можно найти в работах [12, 13, 19-21]. Влияние коэффициента динамичности ψ_d на характеристики оптимального варианта конструктивного исполнения линии канатного метро для различных значений угла наклона поверхности рельефа (на примере варианта 2 на рис. 5) показано на рис. 15. Рассмотренный гипотетический случай $\psi_d = 1$ позволяет определить наиболее динамически благоприятные условия работы канатного метро. Анализ графиков на рис. 15 показывает, что основные характеристики линии канатного метро весьма чувствительны к изменению коэффициента динамичности. С ростом ψ_d стоимость 1 км линии и горизонтальное усилие натяжения несущих канатов возрастают приблизительно прямо пропорционально. Диа-

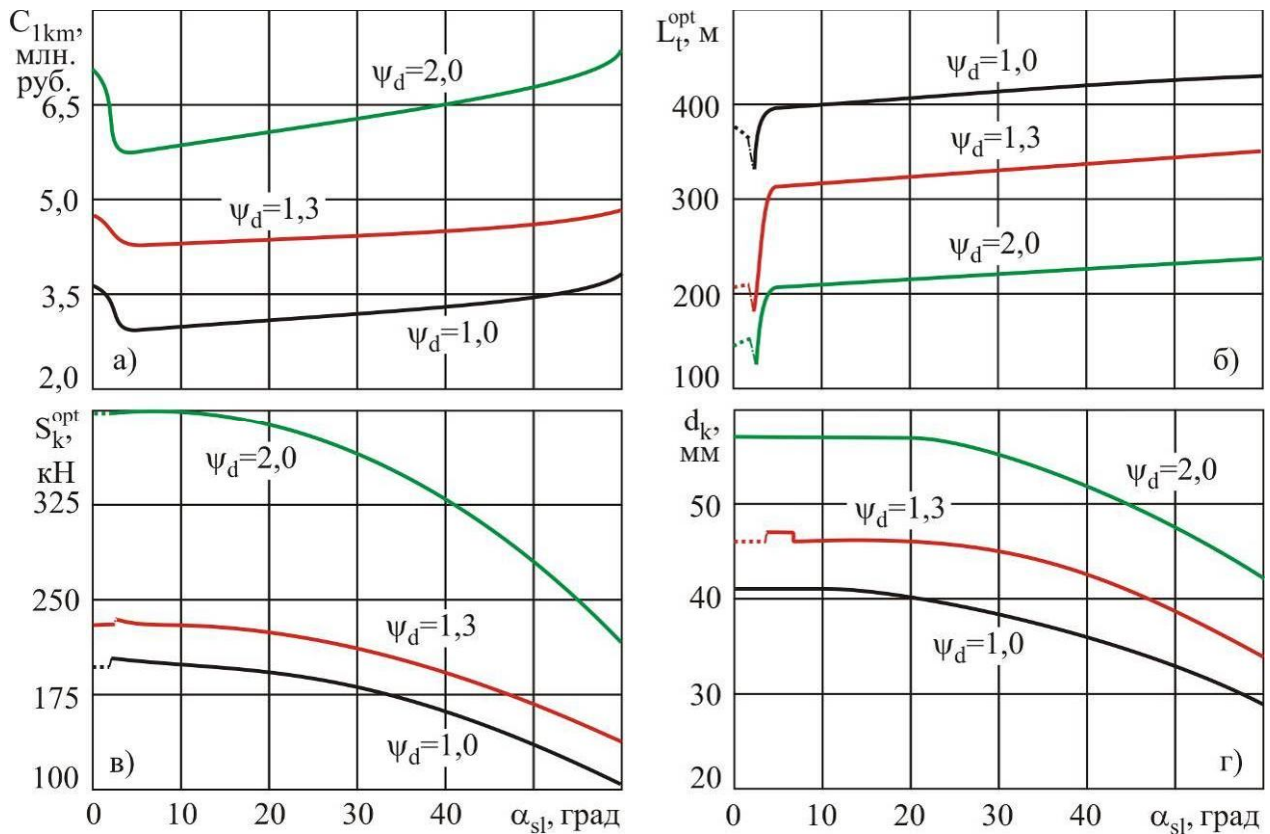


Рис. 15. Влияние коэффициента динамичности на характеристики оптимального варианта конструктивного исполнения линии канатного метро: а – стоимость 1 км линии; б – шаг установки промежуточных опор; в – горизонтальное усилие натяжения несущих канатов; г – диаметр несущих канатов

метр несущих канатов тоже возрастает, однако меньшими темпами. Шаг установки промежуточных опор с ростом ψ_d уменьшается также по приблизительно прямо пропорциональной зависимости. При этом высота самих опор практически не изменяется: разница составляет $\sim 1\%$. Таким образом, рост стоимости 1 км линии канатного метро обусловлен необходимостью построения большего числа промежуточных опор и усиления их конструкции для обеспечения большего требуемого усилия натяжения несущих канатов, а также стоимости самих канатов. Эти данные свидетельствуют о том, что при технико-экономической оптимизации в процессе проектирования линии канатного метро обязательно необходим учет средней или максимальной скоростью движения пассажирских кабин, а при дальнейшей эксплуатации линии – контроль скорости с обязательным ее ограничением согласно принятого при проектировании значения. Дополнительным источником повышения коэффициента динамичности в условиях

эксплуатации выступают ветровые нагрузки на канатную систему и пассажирские кабины, что должно учитываться при ограничении скорости движения или при задании проектного значения коэффициента динамичности. При разработке конструкций пассажирских кабин и канатной системы канатного метро необходимо в максимальной степени внедрять конструктивные мероприятия, направленные на снижение уровня протекающих динамических процессов.

В рамках рассматриваемой математической модели оптимизации шага установки промежуточных опор учет проектной вместимости $N_{p,cab}$ и расстояния между двумя пассажирскими кабинами L_{cab} может быть выполнен комплексно путем изменения расчетной величины распределенной нагрузки q_{Rkn} , определяемой согласно зависимости (1). Тогда распределенная нагрузка q_{Rkn} с проектной вместимостью пассажирской кабины $N_{p,cab}$ расстоянием между кабинами может быть связана соотношением

$$q_{Rkn} = \sqrt{\left(q_{kn0} d_{kn}^2 + \mu_1 \frac{q_{cab} N_{p,cab}^{b_q}}{n_{kn} L_{cab}} \right)^2 + w_0^2 \left(\eta_1 C_{wkn} k_{wkn} d_{kn} + \mu_{w1} C_{wcab} k_{wcab} \frac{a_{cab} N_{p,cab}^{a_q}}{n_{kn} L_{cab}} \right)^2}, \quad (11)$$

где q_{cab} , b_q - коэффициенты регрессионного уравнения степенного вида $Q_{cab} = q_{cab} N_{p,cab}^{b_q}$, аппроксимирующего функцию $Q_{cab} = f(N_{p,cab})$; a_{cab} , a_q - коэффициенты регрессионного уравнения степенного вида $A_{cab} = a_{cab} N_{p,cab}^{a_q}$, аппроксимирующего функцию $A_{cab} = f(N_{p,cab})$.

Согласно (11) теоретическая пропускная способность линии канатного метро и расчетная распределенная нагрузка q_{Rkn} на несущий канат связаны прямо пропорциональной нелинейной зависимостью. Влияние величины распределенной нагрузки q_{Rkn} на характеристики оптимального варианта конструктивного исполнения линии канатного метро для различных значений угла наклона поверхности рельефа (на примере варианта 2 на рис. 5) показано на рис. 16. На рис. 16 ве-

личина распределенной нагрузки q_{Rkn} характеризуется коэффициентом

$$\psi_q = q_{Rkn} / q_{Rkn}^{вариант2},$$

где $q_{Rkn}^{вариант2}$ - распределенная нагрузка на несущий канат, соответствующая варианту 2 конструктивного исполнения линии канатного метро (рис. 5).

Анализ рис. 16 показывает, что заметное влияние изменение нагрузки q_{Rkn} оказывает на стоимость 1 км линии канатного метро C_{1km} и шаг установки промежуточных опор L_t^{opt} , хотя изменение этих характеристик происходит медленнее, чем изменение q_{Rkn} : при росте q_{Rkn} в 2,25 раза (с $\psi_q = 2/3$ до $\psi_q = 1,5$) стоимость C_{1km} увеличивается в 1,3...1,4 раза (рис. 16, а), а шаг L_t^{opt} снижается в 1,4...1,5 раза (рис. 16, б) при разных значе-

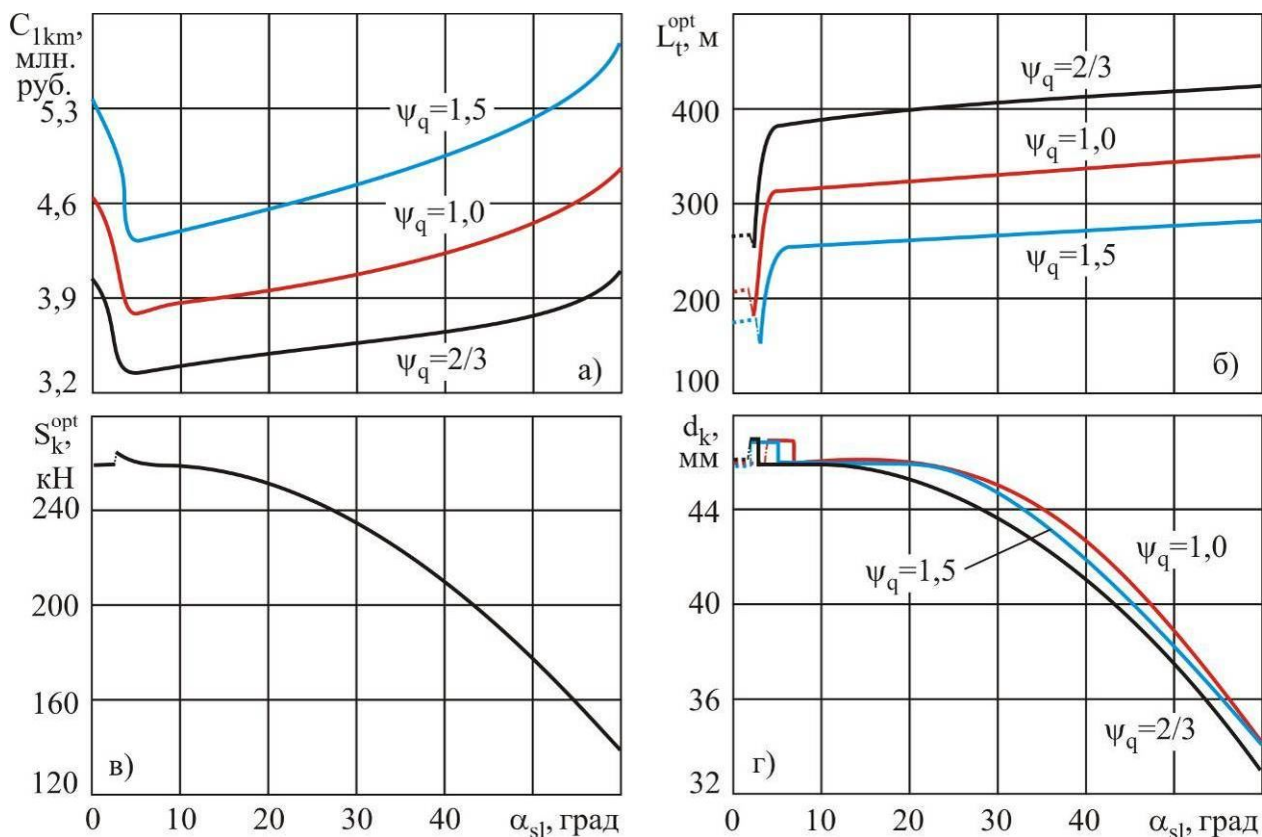


Рис. 16. Влияние величины распределенной нагрузки на несущий канат на характеристики оптимального варианта конструктивного исполнения линии канатного метро:
 а – стоимость 1 км линии; б – шаг установки промежуточных опор;
 в – горизонтальное усилие натяжения несущих канатов; г – диаметр несущих канатов

ниях угла наклона поверхности рельефа α_{sl} . На величину горизонтального усилия натяжения несущих канатов S_k^{opt} влияние изменения нагрузки q_{Rkn} практически не наблюдается (рис. 15, в), а на диаметр несущих канатов d_{kn} оно оказывается минимальным: только при повышенных уклонах поверхности рельефа диаметры могут отличаться на 1...2 мм (рис. 15, г).

Заключение.

1. Зависимость стоимости 1 км линии канатного метро от параметров рельефа носит экстремальный характер с выраженным минимумом при малых углах наклона поверхности рельефа порядка 3...6°. Положение минимума является достаточно устойчивым и незначительно изменяется при достаточно существенном изменении стоимости промежуточных опор и установленного на них технологического оборудования.

2. Наиболее эффективными условиями для строительства канатного метро является рельеф местности со значительными перепадами высотных отметок по длине трассы транспортирования: лишь при углах наклона поверхности свыше 50...60° стоимость 1 км линии начинает превышать стоимость 1 км линии, проложенной вдоль строго горизонтальной поверхности.

3. При малых углах наклона поверхности (менее 6...8°) для минимизации стоимости строительства линии канатного метро требуется более частая установка промежуточных опор. Однако несмотря на возможность строительства более низких и более дешевых опор, наблюдаются повышенные значения стоимости 1 км оптимального варианта линии. При больших углах наклона поверхности необходима более редкая установка более высоких промежуточных опор. В пределах угла наклона 10...60° диапазон изменения оптимального шага достаточно мал, составляя не более ±10 % от значения шага при угле наклона поверхности 10°.

4. В диапазоне малых углов наклона поверхности рельефа (3...6°) наблюдаются скачкообразные изменения основных технико-экономических характеристик линии канатного метро. Это связано со сменой форм провисания несущих канатов.

5. Увеличение числа несущих канатов имеет весьма незначительный экономический эффект (в пределах 4 %). При этом не изменяются такие оптимальные характеристики линии, как шаг установки и высота промежуточных опор, форма и стрела провисания несущих канатов. Однако существенно снижается диаметр несущих канатов и горизонтальное усилие их натяжения.

6. Повышение агрегатной прочности несущих канатов обеспечивает прямо пропорциональное повышение оптимального шага установки промежуточных опор и приводит к заметному снижению стоимости строительства линии канатного метро. На высоту промежуточных опор и горизонтальное усилие натяжения несущих канатов их агрегатная прочность влияния практически не оказывает, однако приводит к существенному снижению требуемого диаметра несущих канатов, что также положительно сказывается на снижении стоимостных характеристик строительства линии канатного метро.

7. Пропускная способность линии канатного метро оказывает заметное влияние на оптимальные значения ряда ее основных технико-экономических характеристик, в частности, на стоимость 1 км линии, шаг установки промежуточных опор, усилие натяжения и диаметр несущих канатов. Ее повышение возможно путем увеличения разрешенной скорости движения пассажирских кабин и (или) их вместимости и количества. Во всех этих случаях повышение пропускной способности обуславливает рост стоимости 1 км линии и снижение шага установки промежуточных опор. Степень влияния перечисленных направлений повышения пропускной способности является неодинаковой, что позволяет предполагать наличие для заданного значения теоретической пропускной способности оптимального сочетания скорости движения, вместимости и количества пассажирских кабин, при котором будет достигаться наибольший технико-экономический эффект при строительстве линии метро.

Список литературы.

1. Распоряжение Правительства РФ от 22 ноября 2008 г. № 1734-р «Транспортная стратегия Российской Федерации на период

до 2030 года» [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://www.garant.ru/products/ipo/prime/doc/94460/#ixzz4h8vkrSuA>.

2. Пат. 2506182 Российская Федерация, МПК В61В 7/00. Транспортная система («Канатное метро») / А.А. Короткий, А.В. Лагерев, Б.Ч. Месхи, В.М. Приходько, Г.В. Кустарев, В.Б. Маслов, Д.А. Короткий, М.В. Кирсанов, А.В. Панфилов, И.А. Лагерев. - № 2012121358/11; заявл. 23.05.12; опубл. 10.02.14.

3. Пат. 120617 Российская Федерация, МПК В61В 7/00. Транспортная система («Канатное метро») / А.А. Короткий, А.В. Лагерев, Б.Ч. Месхи, В.М. Приходько, Г.В. Кустарев, В.Б. Маслов, Д.А. Короткий, М.В. Кирсанов, А.В. Панфилов, И.А. Лагерев. - № 2012121284/11; заявл. 23.05.12; опубл. 27.09.2012. - Бюл. № 27.2. Пат. 2506182 Российская Федерация, МПК В61В 7/00. Транспортная система («Канатное метро») / А.А. Короткий, А.В. Лагерев, Б.Ч. Месхи, В.М. Приходько и др. - № 2012121358/11; заявл. 23.05.12; опубл. 10.02.14.

4. Лагерев, А.В. Концепция инновационной системы городского транспорта «Канатное метро города Брянска» / А.В. Лагерев, И.А. Лагерев, А.А. Короткий, А.В. Панфилов // Вестник Брянского государственного технического университета. – 2012. - №3. – С. 12-15.

5. Короткий, А.А. Перспективы применения канатного транспорта в урбанизированной среде / А.А. Короткий, М.В. Кирсанов, А.В. Панфилов // Градостроительство. – 2013. - № 4. - С. 66-70.

6. Лагерев, А.В. Перспективы внедрения инновационной технологии надземных пассажирских перевозок на основе подвесных пассажирских канатных дорог для модернизации системы общественного транспорта города Брянска / А.В.Лагерев, И.А. Лагерев // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. – 2017. - №2. – С. 163-177. DOI: 10.22281/2413-9920-2017-03-02-163-177.

7. Канатное метро // ИКЦ «Мысль» НГТУ: [сайт]. - Режим доступа: <http://www.ikcmysl.ru/kanatnoe-metro>.

8. Месхи, Б.Ч. Концепция развития сети канатного метро в Ростове-на-Дону // Б.Ч. Месхи, А.А. Короткий, В.Б. Маслов // Вестник Донского государственного техническо-

го университета. – 2011. – Т. 11. - № 8. – С. 1348-1355.

9. Лагерев, А.В. Оптимальное проектирование линии канатного метро / А.В. Лагерев, И.А. Лагерев // Вестник Брянского государственного университета. – 2015. - № 2. - С. 406-415.

10. Лагерев, А.В. Оптимизация шага установки промежуточных опорных конструкций вдоль линии канатного метро / А.В. Лагерев, И.А. Лагерев // Вестник Брянского государственного университета. – 2014. - № 4.- С. 22-30.

11. Лагерев, А.В. Оптимальное проектирование линий канатного метро в условиях сильно урбанизированной городской среды / А.В. Лагерев, И.А. Лагерев // Известия МГТУ «МАМИ». - 2015. – Т.1. - № 1 (23). – С. 57-65.

12. Самсонов, А.В. Моделирование динамики мехатронного модуля гибкого тягового органа канатной дороги / А.В. Самсонов // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. – 2016. - № 2. – С. 81-85.

13. Лагерев, А.В. Динамико-прочностной анализ гидравлических крано-манипуляторных установок мобильных машин / А.В. Лагерев, А.А. Мильто, И.А. Лагерев. – Брянск: РИО БГУ, 2015. – 186 с.

14. Лагерев, А.В. Нагруженность подъемно-транспортной техники / А.В. Лагерев. – Брянск: Изд-во БГТУ, 2010. – 180 с.

15. СНиП 23-01-99. Строительная климатология. – Введ. 2000-01-01. – М.: Госстандарт: Изд-во стандартов, 2000. – 68 с.

16. ПБ 10-559-03. Правила устройства и безопасной эксплуатации пассажирских подвесных и буксировочных канатных дорог. – Введ. 2003-05-01. – М.: Госстандарт: Изд-во стандартов, 2003. – 47 с.

17. Лагерев, И.А. Оптимальное проектирование подъемно-транспортных машин / И.А. Лагерев, А.В. Лагерев. – Брянск: БГТУ, 2013. – 228 с.

18. Гилл, Ф. Практическая оптимизация / Ф. Гилл, У. Мюррей, М. Райт. – М.: Мир, 1985. – 509 с.

19. Лагерев, И.А. Динамический анализ трехзвенного гидравлического крано-манипулятора / И.А. Лагерев, А.В. Лагерев // Вестник Брянского государственного технического университета. – 2011. - № 3. – С. 9-16.

20. Lagerev A.V., Lagerev I.A., Milto A.A. Preliminary Dynamics and Stress Analysis of Articulating Non-Telescoping Boom Cranes using Finite Element Method // International Review on Modelling and Simulations. 2015. Vol. 8, N. 2. P. 223–226.

21. Лагереv, И.А. Моделирование рабочих процессов манипуляционных систем мобильных многоцелевых транспортно-технологических машин и комплексов / И.А. Лагереv. – Брянск: РИО БГУ, 2016. – 371 с.

Сведения об авторах

Лагереv 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*.

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

THE EFFECT OF TOPOGRAPHY ON THE CHOICE OF OPTIMAL STEP INTERMEDIATE SUPPORTS ALONG THE LINE OF THE CABLE METRO

Lagerev A.V., Lagerev I.A.

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

In article was formulated and solved the problem of conditional nonlinear optimization of the distance between intermediate supports during the design of the cable metro lines in highly urbanized environment, taking into account not the horizontal surface of the terrain. The optimization problem involves a single-criterion objective function that expresses the cost of construction of the cable metro line (total cost of intermediate supports and their foundations, traction and carrying steel cables and technical equipment). The specified objective function subject to minimization by finding the optimal combination of the distance between intermediate supports and tension carrying ropes with accounting constructive, modal, structural and planning constraints in the form of nonlinear inequalities. When constructing the objective function were considered three possible forms sagging of carrying ropes, which can be implemented for various values of the efforts of their tension. Analysis was done of the influence of the angle of the longitudinal slope of the surface relief along the line of the cable metro on the value of the optimal distance between intermediate supports depending on the design and cost of intermediate supports and at the cost of 1 km line of the cable metro. Quantitative calculations showed that with the increase of the longitudinal slope of the surface construction cost also increases with nonlinear increasing rate. The dependence of the cost of 1 km of line underground cable metro from the parameters of the relief is of extreme character with a pronounced minimum at small angles of inclination of the terrain surface about 3...60 degrees. The position of the minimum is quite stable and only slightly changes when enough significant change in the cost of intermediate supports and installed on them technological equipment. The most effective conditions for the construction of the cable metro is the terrain with considerable differences in altitude along the length of the route of transport: only if the surface inclination of more than 50...60 degrees cost of 1 km line starts to exceed the cost of 1 km line laid along a strictly horizontal surface. At small angles of inclination of the surface (less than 6...8 degrees) to minimize the cost of construction of the cable metro line requires more frequent installation of intermediate supports. However, despite the possibility of building a lower and cheaper supports, the observed increased values of the cost of 1 km of optimum option of the line. At large angles of inclination of the surface a need for a more rare setup higher intermediate supports. Within the tilt angle 10...60 degrees the range of variation of the optimal step is small enough, amounting to no more than $\pm 10\%$ from the value of the step at an angle of inclination of the surface 10 degree. In the range of

small angles of inclination of the terrain surface (3...6 degrees) observed abrupt changes in the basic technical and economic characteristics of the cable metro lines. This is due to the change of the forms sagging of load-bearing ropes. The increase in the number of supporting ropes has a very small economic effect (within 4 %). It does not change the optimal characteristics of such line, as a step of the installation and the height of intermediate supports, shape and sagging boom carrying ropes. However, the significantly reduced diameter of the supporting rope and the horizontal force tension. The increase in aggregate strength of carrying ropes provides a directly proportional increase in the optimal step installation of intermediate supports and leads to a marked decrease in the cost of construction of the cable metro lines. At the height of intermediate supports and the horizontal force of the tension carrying ropes of their aggregate strength influence practically does not, however, leads to a significant reduction in the required diameter of the supporting ropes. It also has a positive effect on reducing the cost characteristics of the construction cable metro line. The capacity of the line cable metro has a significant impact on the optimal values of some of its basic technical and economic characteristics, in particular, the cost of 1 km line, the step to install intermediate supports, tension and diameter of the supporting ropes. Its increase is possible by increasing the allowed speed passenger cabins and (or) their capacity and quantity. In all these cases, increasing capacity causes the increase in the cost of 1 km of line and the reduction step of the installation of intermediate supports. The degree of influence these areas of increasing capacity is not the same, which suggests the presence for the given value of the theoretical capacity of an optimal combination of speed, capacity and number of passenger cabins, which will be achieved the greatest technical and economic effect during the construction of the cable metro line.

Keywords: cable metro, ropeway, topography, intermediate support, installation step, optimization, traction cable, carrying cable, strength of the cable, cost.

DOI: 10.22281/2413-9920-2017-03-03-253-272

References

1. *Rasporyazhenie Pravitelstva RF ot 22 noyabrya 2008 g. № 1734-r «Transportnaya strategiya Rossiyskoy Federatsii na period do 2030 goda»*. Available: <http://www.garant.ru/products/ipo/prime/doc/94460/#ixzz4h8vvpSuA> (In Russian)
2. Patent RU 2506182. *Transportnaya sistema «Kanatnoe metro»* [Transport system «Rope metro»]. Korotkiy A.A., Lagerev A.V., Meskhi B.I., Prikhodko V.M., Kustarev G.V., Maslov V.B., Korotkiy D.A., Kirsanov M.V., Panfilov A.V., Lagerev I.A. Declared 23.05.2012. Published 10.02.2014. (In Russian)
3. Patent RU 120617. *Transportnaya sistema «Kanatnoe metro»* [Transport system «Rope metro»]. Korotkiy A.A., Lagerev A.V., Meskhi B.I., Prikhodko V.M., Kustarev G.V., Maslov V.B., Korotkiy D.A., Kirsanov M.V., Panfilov A.V., Lagerev I.A. Declared 23.05.2012. Published 27.09.2012. (In Russian)
4. Lagerev A.V., Lagerev I.A., Korotkiy A.A., Panfilov A.V. Innovation transport system “Bryansk rope metro”. *Vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta*, 2012, No. 3, pp. 12-15. (In Russian)
5. Korotkiy A.A., Kirsanov M.V., Panfilov A.V. Perspektivy primeneniya kanatnogo transporta v urbanizirovannoy srede. *Gradostroitelstvo*, 2013, No. 4, pp. 66-70. (In Russian)
6. Lagerev A.V., Lagerev I.A. Prospects of introduction of innovative technology overhead passenger traffic on the basis of the passenger ropeways for the modernization of the public transport system of the Bryansk city. *Nauchno-tekhnicheskij vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta*, 2017, No.2, pp. 163-177. (In Russian) DOI: 10.22281/2413-9920-2017-03-03-163-177.
7. Kanatnoe metro. IKTs «Myhsb» NGTU. Available at: <http://www.ikcmysl.ru/kanatnoe-metro>. (In Russian)
8. Meskhi B.Ch., Korotkiy A.A., Maslov V.B. Vision of cable metro network in Rostov-on-Don. *Vestnik Donskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta*, 2011, Vol.11, No.8, pp. 1348-1355. (In Russian)
9. Lagerev A.V., Lagerev I.A. Optimal design of the cable car line. *Vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta*, 2015, No. 2, pp. 406-415. (In Russian)
10. Lagerev A.V., Lagerev I.A. Cable transport system “Kanatnoe metro” towers distance optimisation. *Vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta*, 2014, No.1, pp. 22-30. (In Russian)
11. Lagerev A.V., Lagerev I.A. Optimal design of cable subway lines in a highly urbanized city environment. *Izvestiya MGTU “MAMI”*, 2015, Vol.1, No.2, pp. 57-65. (In Russian)
12. Samsonov A.V. Cable railway mechatronic drive dynamics simulation. *Nauchno-tekhnicheskij vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta*, 2016, No.2, pp. 81-85. (In Russian)
13. Lagerev A.V., Milto A.A., Lagerev I.A. *Dinamiko-prochnostnoy analiz gidravlicheskikh krano-manipulyatornykh ustanovok mobilnykh*

mashin [Dynamic and mechanical analysis of hydraulic crane-manipulating installations of mobile machines]. Bryansk, Bryanskiy Gosudarstvennyy Universitet, 2015. 186 p. (In Russian)

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

15. *SNiP 23-01-99. Stroitel'naya klimatologiya* [Building climatology]. Moscow, Gosstandart, 2003. 68 p. (In Russian)

16. *PB 10-559-03. Pravila ustroystva i bezopasnoy ekspluatatsii passazhirskikh podvesnykh i buksirovochnykh kanatnykh dorog*. Moscow, Gosstandart, 2003. 47 p. (In Russian)

17. Lagerev I.A., Lagerev A.V. *Optimalnoe proektirovanie podyemno-transportnykh mashin* [Optimal design of lifting-transport machines]. Bryansk, Bryanskiy Gosudarstvennyy Tekhnicheskiy Universitet, 2013. 228 p. (In Russian)

18. Gill Ph.E., Murray W., Wright M.H. *Practical optimization*. Academic Press Inc. (London) Ltd, 1981.

19. Lagerev A.V., Lagerev I.A. Dynamic analysis of a hydraulic three-tier crane-manipulator. *Vestnik Bryanskogo gosudarstven-*

nogo tekhnicheskogo universiteta, 2011, No.3, pp. 9-16. (In Russian)

20. Lagerev A.V., Lagerev I.A., Milto A.A. Preliminary Dynamics and Stress Analysis of Articulating Non-Telescoping Boom Cranes using Finite Element Method. *International Review on Modelling and Simulations*, 2015, Vol. 8, No. 2. pp. 223–226.

21. Lagerev I.A. *Modelirovanie rabochikh protsessov manipulyatsionnykh sistem mobilnykh mnogotselyevykh 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. (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.

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

Дата публикации
(Date of publication):
25.09.2017



УДК 621.833.16

ИССЛЕДОВАНИЯ ЭФФЕКТИВНОСТИ АЛГОРИТМОВ ПОИСКА РЕШЕНИЯ ПРИ ИСПОЛЬЗОВАНИИ ФУНКЦИОНАЛЬНЫХ СЕМАНТИЧЕСКИХ СЕТЕЙ

Миронова М.Н.

Белорусско-Российский университет, Могилев, Республика Беларусь

Рассмотрены вопросы расчета параметров приводов. Использован подход, базирующийся на технологиях функциональных семантических сетей. Рассмотрена задача расчета и проектирования приводов на основе использования функциональной семантической сети. Проанализированы детерминированные и случайные алгоритмы поиска оптимальных решений: покоординатный метод, многолучевой, случайный поиск с возвратом. Разработан комбинированный алгоритм нахождения решения на функциональной семантической сети, сочетающий случайный поиск с возвратом и метод покоординатного спуска.

Ключевые слова: искусственный интеллект, функциональные семантические сети, алгоритмы оптимизации.

DOI: 10.22281/2413-9920-2017-03-03-273-279

Для эффективного проектирования приводов механизмов требуются знания о взаимосвязях между их параметрами. Выявление таких взаимосвязей возможно на основе подхода, базирующегося на технологиях функциональных семантических сетей, позволяющих осуществлять выбор оптимальных значений параметров приводов, обеспечивающих минимальные их массогабаритные показатели [1].

Задача расчета и проектирования приводов на основе использования функциональной семантической сети сводится к задаче многофакторной оптимизации:

$$\begin{cases} M(\pi_1, \pi_2, \dots, \pi_n) \rightarrow \min; \\ \pi_i \in \{R_j\}, \end{cases} \quad (1)$$

где M – масса проектируемого механизма, кг; π_i – параметры деталей и узлов привода; $\{R_j\}$ – область ограничений оптимизируемых параметров.

Оптимизация параметров приводов механизмов на семантической сети заключается в том, чтобы, используя функциональные зависимости, определить значения параметров, при которых обеспечиваются минимальные его массогабаритные показатели.

Известно, что методы поиска оптимальных решений разделяются на два различных класса – детерминированные и случайные [2].

Наиболее известными детерминированными алгоритмами являются градиентный метод и метод покоординатного спуска. Градиентный метод требует нахождения частных производных оптимизируемой функции по ее аргументам, определение которых ана-

литическим методом крайне затруднительно, к тому же нецелесообразно в силу чрезвычайной сложности функции $M(\pi_1, \pi_2, \dots, \pi_n)$ и значительного количества ее аргументов (например, у радиально-плунжерного редуктора – свыше 77 таких параметров).

Метод покоординатного спуска заключается в применении одномерной стратегии поиска по выделенной координате при фиксированных значениях остальных координат [3].

Геометрический смысл такого метода состоит в поочередном движении в направлениях, параллельных координатным осям (рис. 1).

В данном алгоритме поиск параметров $\pi_1^*, \pi_2^*, \dots, \pi_n^*$, соответствующих экстремуму функции $M(\pi_1, \pi_2, \dots, \pi_n)$ при условиях $\pi_{i\max} \leq \pi_i \leq \pi_{i\min}$, начинается из исходной точки $Z_{1\text{исх}}(\pi_{1\min}, \pi_{2\text{исх}}, \dots, \pi_{n\text{исх}})$, в которой определяется значение целевой функции. Далее значения параметров фиксируются, кроме одного. При этом целевая функция превращается в функцию одной переменной. Изменяя, например, фактор π_1 , осуществляется переход от начальной $Z_{1k}(\pi_{1k}, \pi_{2\text{исх}}, \dots, \pi_{n\text{исх}})$ к новой допустимой точке факторного пространства $Z_{1(k+1)}(\pi_{1(k+1)}, \pi_{2\text{исх}}, \dots, \pi_{n\text{исх}})$, и для нее оценивается значение функции $M(\pi_{1(k+1)}, \pi_{2\text{исх}}, \dots, \pi_{n\text{исх}})$, которое сравнивается со значением $M(\pi_{1k}, \pi_{2\text{исх}}, \dots, \pi_{n\text{исх}})$, найденным предварительно в $Z_{1k}(\pi_{1k}, \pi_{2\text{исх}}, \dots, \pi_{n\text{исх}})$.

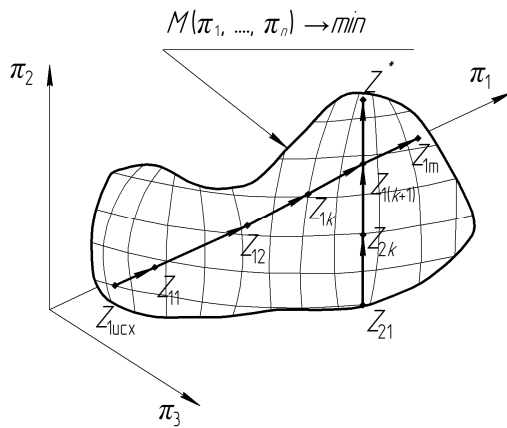


Рис.1. Иллюстрация метода покоординатного спуска

Далее нахождение целевой функции ведется поочередно по направлениям, параллельным осям координат.

В соответствии с описанным алгоритмом при последовательном изменении координат перемещаются к точкам факторного пространства Z_1, Z_2, \dots, Z_n до тех пор, пока не будет найдена точка глобального экстремума $Z^*(\pi_1^*, \pi_2^*, \dots, \pi_n^*)$.

Данный метод хорошо работает только в условиях, когда координаты мало влияют друг на друга, а также требует значительного объема вычислений, что приводит к длительному процессу нахождения оптимальных параметров.

Для поиска глобальных экстремумов сложных многоэкстремальных целевых функций могут использоваться также методы случайного поиска, характеризующиеся небольшой продолжительностью нахождения оптимальных решений.

Случайный поиск с возвратом подразумевает соответствующее перемещение в факторном пространстве, выбираемое на каждом шаге поиска решения произвольным образом, и не требует процедуры нахождения упомянутых частных производных.

В качестве алгоритма поиска значений параметров на функциональной семантической сети можно использовать алгоритм случайного поиска с возвратом (рис. 2) [4].

В данном алгоритме поиск значений факторов, минимизирующих целевую функцию, начинается из исходной точки $Z_{исх}(\pi_{1исх}, \pi_{2исх}, \dots, \pi_{nисх})$, выбранной случайно.

Переход к новой точке факторного пространства осуществляется в соответствии с формулой

$$Z_{k+1}(\pi_{1(k+1)}, \dots, \pi_{i(k+1)}, \dots, \pi_{n(k+1)}) =$$

$$Z_k(\pi_{1k} \pm a_{1k} r_{1k}, \dots, \pi_{ik} \pm a_{ik} r_{ik}, \dots, \pi_{nk} \pm a_{nk} r_{nk}),$$

где a_{ik} – величина k -го шага для i -й переменной, определяемая случайным образом; r_{ik} – единичный вектор, в направлении которого производится этот шаг.

Если оказывается

$$M_{(k+1)}(\pi_{1(k+1)}, \pi_{2(k+1)}, \dots, \pi_{n(k+1)}) <$$

$$< M_k(\pi_{1k}, \pi_{2k}, \dots, \pi_{nk}),$$

то совершается переход из $Z_k(\pi_{1k}, \pi_{2k}, \dots, \pi_{nk})$ в $Z_{k+1}(\pi_{1(k+1)}, \pi_{2(k+1)}, \dots, \pi_{n(k+1)})$, после чего $Z_{k+1}(\pi_{1(k+1)}, \pi_{2(k+1)}, \dots, \pi_{n(k+1)})$ становится новой исходной точкой для продолжения поиска глобального экстремума $Z^*(\pi_1^*, \pi_2^*, \dots, \pi_n^*)$.

Если же $M_{(k+1)}(\pi_{1(k+1)}, \pi_{2(k+1)}, \dots, \pi_{n(k+1)}) > M_k(\pi_{1k}, \pi_{2k}, \dots, \pi_{nk})$, то осуществляется возврат в исходную точку, так как полученное решение хуже исходного.

Таким образом, сущность метода заключается в переходе из начальной точки в новую допустимую точку факторного пространства, в которой значение целевой функции улучшается. Этот процесс продолжается до тех пор, пока сохраняется возможность такого улучшения. Каждый шаг поиска базируется на использовании двух операций – выборе подходящего направления, двигаясь в котором можно достичь лучших значений $M(\pi_1, \pi_2, \dots, \pi_n)$, и оценке случайной величины перемещения.

Тогда алгоритм случайного поиска с возвратом может быть задан соотношениями

$$Z_{k+1}(\pi_{1(k+1)}, \pi_{2(k+1)}, \dots, \pi_{n(k+1)}) = \begin{cases} Z_k(\pi_{1k}, \pi_{2k}, \dots, \pi_{nk}), & \text{если} \\ M_k(\pi_{1k}, \pi_{2k}, \dots, \pi_{nk}) < M_{(k+1)}(\pi_{1(k+1)}, \pi_{2(k+1)}, \dots, \pi_{n(k+1)}), \\ Z_{k+1}(\pi_{1(k+1)}, \pi_{2(k+1)}, \dots, \pi_{n(k+1)}), & \text{если} \\ M_{(k+1)}(\pi_{1(k+1)}, \pi_{2(k+1)}, \dots, \pi_{n(k+1)}) \leq M_k(\pi_{1k}, \pi_{2k}, \dots, \pi_{nk}). \end{cases} \quad (2)$$

В [4] для поиска оптимального решения сложных задач рекомендован стохастический многолучевой способ, основанный на формировании случайным образом k исходных точек, переход от которых осуществляется в соответствии с формулой (2). В результате чего происходит одновременное образование k «лучей». Поиск глобального экстремума целевой функции осуществляется на основе выбора одного из k таких решений, соответствующего наибольшему значению целевой функции.

Таким образом, случайный поиск с возвратом можно рассматривать как однолучевой поиск. В свою очередь, лучевой поиск с k состояниями представляет собой параллельное выполнение k случайных поисков с учетом общей информации об их результатах.

Для поиска оптимального решения на функциональной семантической сети может быть использован любой из рассмотренных методов. Так, в [5] утверждается, что производительность всех алгоритмов поиска экстремума целевой функции приблизительно одинакова, если усреднить их результаты по всевозможным целевым функциям.

Однако следует учитывать, что успех какого-либо метода не гарантирует успеха в другой области, т.е. нельзя дать исчерпывающие рекомендации по применению того или иного алгоритма, так как его производительность зависит от вида целевой функции. Это означает, что для каждой специфической предметной области необходимо проводить дополнительные исследования и отыскивать тот оптимизационный метод, который обеспечивает наибольшую эффективность (с точки зрения точности решения или производительности поиска) [6].

Для определения наиболее эффективного метода поиска оптимальных решений на функциональной семантической сети был проведен сравнительный анализ рассмотренных алгоритмов.

Методы сопоставлялись по производительности (продолжительности поиска решений) и точности нахождения решений.

Рис. 2 иллюстрирует продолжительность нахождения оптимальных параметров радиально-плунжерного редуктора рассмотренными методами при различном количестве оптимизируемых параметров.

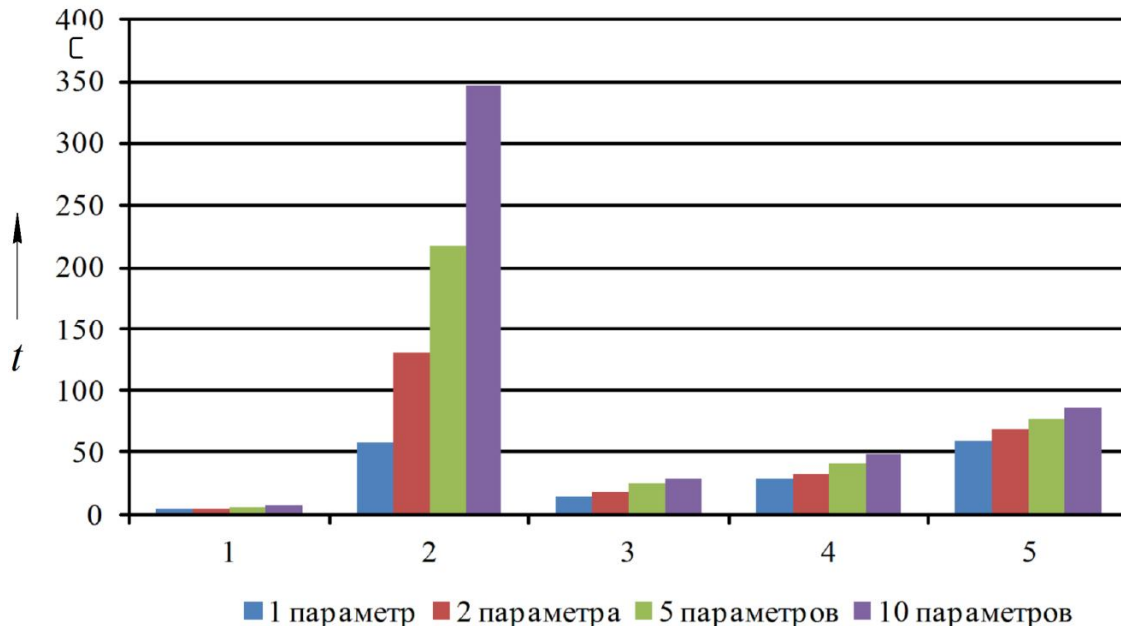


Рис. 2. Время нахождения решений при различном количестве оптимизируемых параметров: 1 – случайный поиск с возвратом; 2 – метод покоординатного спуска; 3 – многолучевой поиск (5 лучей); 4 – многолучевой поиск (10 лучей); 5 – многолучевой поиск (20 лучей)

Анализ полученных результатов показал, что объем вычислений для любого метода возрастает пропорционально размерности

факторного пространства (количеству управляемых параметров).

При этом процесс поиска многолучевым

методом с десятью лучами является самым продолжительным, а наиболее быстрым является случайный поиск с возвратом.

Время нахождения рациональных значений параметров механизмов методом покоординатного спуска описывается зависимостью

$$t = 65,57n^{0,74},$$

где n – количество управляемых параметров.

Время нахождения рациональных значений параметров случайным поиском с возвратом

$$t = 4,53n^{0,12}.$$

Время нахождения рациональных значений параметров многолучевым поиском – 5 лучей

$$t = 14,22n^{0,32};$$

– 10 лучей

$$t = 27,51n^{0,24};$$

– 20 лучей

$$t = 60,09n^{0,15};$$

– 100 лучей

$$t = 326,42n^{0,36}.$$

Время нахождения рациональных значений параметров многолучевым поиском

$$t = 2,55l^{1,13},$$

где l – количество лучей.

Рассмотренные методы сопоставлялись также по точности нахождения решений.

Графики зависимостей прогнозируемых рассмотренными методами значений целевой функции (1) от количества оптимизируемых параметров представлены на рис. 3.

Из рис. 3 видно, что при увеличении количества параметров, управляемых методом покоординатного спуска, качество решения растет, а при использовании случайного поиска – падает. В связи с этим можно сделать вывод о том, что многолучевой поиск может использоваться только для наиболее простых задач с малой размерностью.

Установлено, что наиболее точным методом по нахождению решения задачи (1) является алгоритм покоординатного спуска. Случайный с возвратом и многолучевой поиски являются менее точными методами в связи с чрезвычайно сложным характером факторного пространства задачи. Так, анализ полученных данных позволил установить, что при количестве управляемых параметров

от 1 до 10 прогнозируемые методом покоординатного спуска значения целевой функции меньше значений, предсказанных случайными алгоритмами, на 0,18...53,7 %.

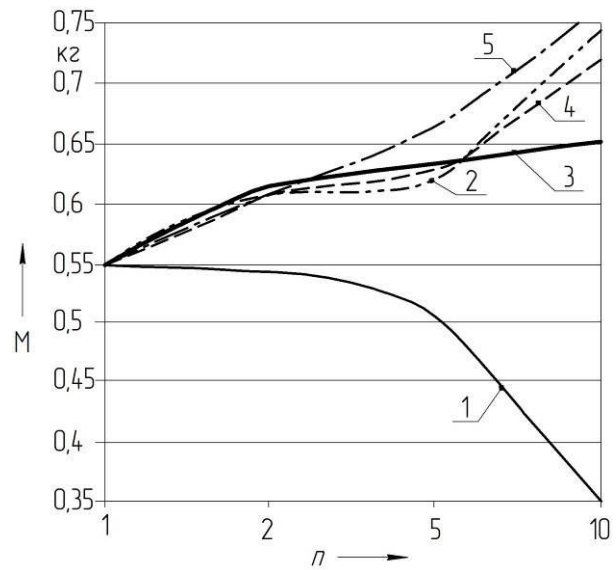


Рис. 3. Зависимости значений целевой функции от количества оптимизируемых параметров при различных методах поиска решения: 1 – метод покоординатного спуска; 2 – многолучевой поиск (10 лучей); 3 – многолучевой поиск (100 лучей); 4 – многолучевой поиск (5 лучей); 5 – случайный поиск с возвратом

В то же время, исследования показали, что использование многолучевого поиска с количеством лучей более 10 незначительно уменьшает целевую функцию (не более 5 %).

Таким образом, можно рекомендовать при небольшом количестве оптимизируемых параметров (не более 5) использовать метод случайного поиска с возвратом.

При значительной размерности факторного пространства следует учитывать, что метод покоординатного спуска затрачивает значительное время на нахождение оптимальных параметров, обеспечивая при этом наиболее качественное решение задачи.

В свою очередь, случайные методы характеризуются более высокой производительностью, но обладают низкой точностью вычислений.

Учитывая данные обстоятельства, при большом количестве управляемых параметров, обеспечивающих наиболее точное решение, предложено использовать комбинированный алгоритм, сочетающий преимуще-

ства методов случайного поиска и покоординатного спуска.

В данном методе поиск значений n переменных $\pi_1, \pi_2, \dots, \pi_n$, доставляющих экстремум функции $M(\pi_1, \pi_2, \dots, \pi_n)$ при условиях $\pi_{i_{\max}} \leq \pi_i \leq \pi_{i_{\min}}$, начинается из исходной точки $Z_{исх}(\pi_1, \pi_2, \dots, \pi_n)$, в которой определяется значение функции $M_{исх}(\pi_1, \pi_2, \dots, \pi_n)$ (рис. 4).

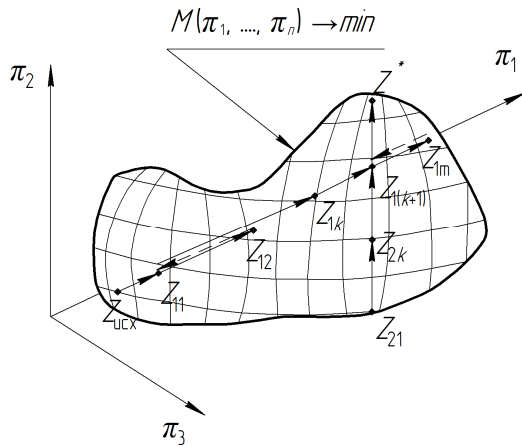


Рис. 4. Схема комбинированного метода

При этом из n переменных $\pi_1, \pi_2, \dots, \pi_n$ выбирается какая-то одна, например, π_1 , значения же остальных остаются фиксированными.

Далее осуществляется переход от начальной $Z_{1k}(\pi_{1k}, \pi_2, \dots, \pi_n)$ к новой допустимой точке $Z_{1(k+1)}(\pi_{1(k+1)}, \pi_2, \dots, \pi_n)$, определенной случайным образом.

Переход к новой точке осуществляется в соответствии с формулой

$$Z_{1(k+1)}(\pi_{1(k+1)}, \pi_2, \dots, \pi_n) = Z_{1k}(\pi_{1k} \pm a_k r_k, \pi_2, \dots, \pi_n),$$

где a_k – величина k -го шага, определяемая случайным образом; r_k – единичный вектор, в направлении которого производится этот шаг.

Если оказывается $M_{1(k+1)}(\pi_{1(k+1)}, \pi_2, \dots, \pi_n) \leq M_{1k}(\pi_{1k}, \pi_2, \dots, \pi_n)$, то совершается переход из $Z_{1k}(\pi_{1k}, \pi_2, \dots, \pi_n)$ в $Z_{1(k+1)}(\pi_{1(k+1)}, \pi_2, \dots, \pi_n)$, после чего $Z_{1(k+1)}(\pi_{1(k+1)}, \pi_2, \dots, \pi_n)$ становится новой исходной точкой.

Если же $M_{1(k+1)}(\pi_{1(k+1)}, \pi_2, \dots, \pi_n) > M_{1k}(\pi_{1k}, \pi_2, \dots, \pi_n)$, то осуществляется возврат в исходную точку.

Алгоритм комбинированного способа описывается соотношениями

$$Z_{k+1}(\pi_{1(k+1)}, \pi_2, \dots, \pi_n) = \begin{cases} Z_k(\pi_{1k}, \pi_2, \dots, \pi_n), & \text{если } M_k(\pi_{1k}, \pi_2, \dots, \pi_n) < M_{(k+1)}(\pi_1 \pm a_k r_k, \pi_2, \dots, \pi_n), \\ Z_{k+1}(\pi_{1(k+1)}, \pi_2, \dots, \pi_n), & \text{если } M_{(k+1)}(\pi_1 \pm a_k r_k, \pi_2, \dots, \pi_n) \leq M_k(\pi_{1k}, \pi_2, \dots, \pi_n). \end{cases}$$

В дальнейшем в качестве исходных точек назначаются точки, в которых последовательно изменяются координаты относительно переменных π_2, \dots, π_n . Применительно к ним вся процедура поиска повторяется. Так продолжается до тех пор, пока не будет найдена точка экстремума $Z^*(\pi_1^*, \pi_2^*, \dots, \pi_n^*)$.

Для комбинированного алгоритма время нахождения оптимальных значений параметров механизмов описывается зависимостью

$$t = 58,84n^{0,56},$$

где n – количество управляемых параметров.

На рис. 5 представлены графики зависи-

мости продолжительности поиска решений от количества оптимизируемых параметров.

Исследования показали, что время нахождения комбинированным алгоритмом оптимальных значений параметров механизмов меньше, времени, затрачиваемого методом покоординатного спуска, на 10...40 %, а точность нахождения решений на 10...45 % выше, чем у случайного поиска с возвратом (рис. 6).

Это подтверждает предположение о том, что наиболее целесообразным способом определения оптимальных параметров проектируемой системы на функциональной семантической сети является комбинирован-

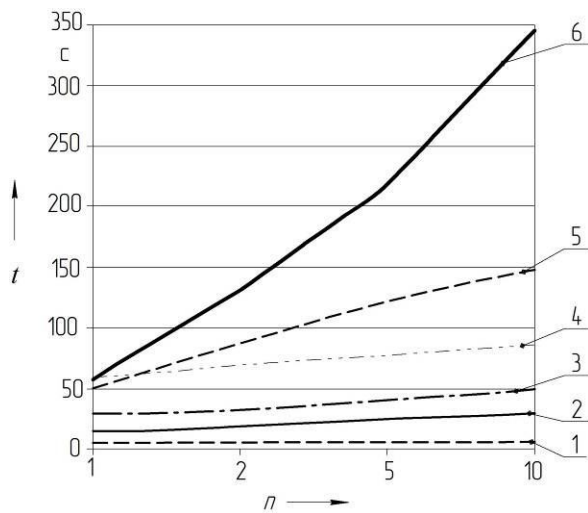


Рис. 5. Зависимости времени нахождения решений при различном количестве оптимизируемых параметров: 1 – случайный поиск с возвратом; 2 – многолучевой поиск (5 лучей); 3 – многолучевой поиск (10 лучей); 4 – многолучевой поиск (20 лучей); 5 – комбинированный метод; 6 – метод покоординатного спуска

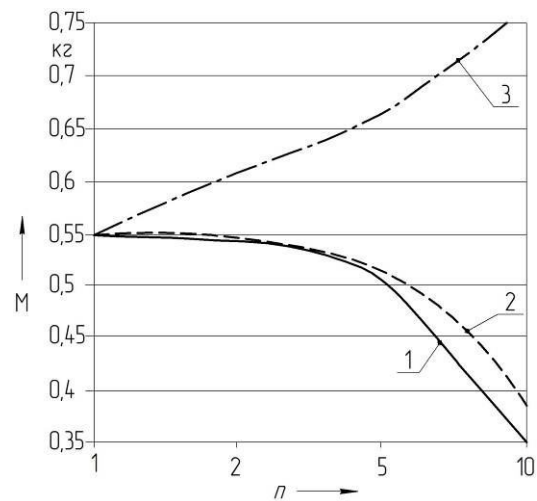


Рис. 6. Зависимости значений целевой функции от количества оптимизируемых параметров при различных методах поиска решения:

- 1 – метод покоординатного спуска;
- 2 – комбинированный способ;
- 3 – случайный поиск с возвратом

ный метод, основанный на синтезе случайного и детерминированного алгоритмов.

Список литературы

1. Пашкевич, В.М. Функциональные семантические сети для обеспечения точности механической обработки / В.М. Пашкевич, М.Н. Миронова. – Могилев: Беларус.-Рос. ун-т, 2015. – 200 с.
2. Минаков, И.А. Сравнительный анализ некоторых методов случайного поиска и оптимизации / И.А. Минаков // Изв. Самар. науч. центра Рос. академии наук. – 1999. – № 2. – С. 286–293.
3. Васильев, Ф.П. Численные методы решения экстремальных задач / Ф.П. Васильев. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Наука, 1988. – 552 с.

4. Рассел, С. Искусственный интеллект: современный подход / С. Рассел, П. Норвиг. – 2-е изд. – М.: Вильямс. – 2006. – 1408 с.

5. Wolpert, D.H. No free lunch theorems for optimization / D.H. Wolpert, W.G. Macready // IEEE Transactions on Evolutionary Computation. – 1997. – Vol. 1. - No. 1. – P. 54–62.

6. Жиглявский, А.А. Методы поиска глобального экстремума / А.А. Жиглявский, А.Г. Жилинскас. – М.: Наука, 1991. – 248 с.

Сведения об авторе

Миронова Марина Николаевна - доцент кафедры «Технологии машиностроения» Государственного учреждения высшего профессионального образования «Белорусско-Российский университет», MarinaMNI6@mail.ru.

RESEARCH OF EFFICIENCY OF THE ALGORITHMS FOR FINDING SOLUTIONS BASED ON THE USE OF FUNCTIONAL SEMANTIC NETWORKS

Mironova M.N.

Belarusian-Russian University, Mogilev, Republic of Belarus

The questions of calculation of parameters of drives are considered in this article. An approach based on the technologies of functional semantic networks was used. The problem of calculating and designing drives based on the use of a functional semantic network is considered. Deterministic and random algorithms for searching for optimal solutions are analyzed: coordinate-wise method, multipath, random search with a return. A combined algorithm for finding a solution on a functional semantic network, combining a random search with a return and a method of coordinate-wise descent, is developed.

Key words: artificial intelligence, functional semantic networks, optimization algorithms

DOI: 10.22281/2413-9920-2017-03-03-273-279

References

1. Pashkevich V.M., Mironova M.N. *Funktsionalnye semanticheskie seti dlya obespecheniya tochnosti mekhanicheskoy obrabotki* [Functional semantic networks for ensuring the accuracy of machining]. Mogilev, Belorussko-Rossiyskiy universitet, 2015. 200 p. (In Russian)
2. Minakov I.A. Comparative analysis of some random search and optimization methods [Sravnitelny analiz nekotorykh metodov sluchaynogo poiska i optimizatsii]. *Intelligence of the Samara Scientific Center of the Russian Academy of Sciences*, 1999, No. 2, pp. 286-293. (In Russian)
3. Vasilev F.P. *Chislennyye metody resheniya ekstremalnykh zadach* [Numerical methods for solving extremal problems]. Moscow, Nauka, 1988. 552 p. (In Russian)
4. Rassel S., Norvig P. *Iskustvennyy intellekt: sovremenny podkhod* [Artificial intelligence: a modern approach]. Moscow, Vilyams, 2006. 1408 p. (In Russian)
5. Wolpert, D.H., Macready W.G. No free lunch theorems for optimization. *IEEE Transactions on Evolutionary Computation*, 1997, Vol. 1, No. 1, pp. 54–62.
6. Zhiglyavskiy A.A., Zhilinskas A.G. *Metody poiska globalnogo ekstremuma* [Methods for finding the global extremum]. Moscow, Nauka, 1991. 248 p. (In Russian)

Author' information

Marina N. Mironova - associate Professor of Department «Engineering Technology» at State Institution of Higher Professional Education «Belarusian-Russian University»,
MarinaMN16@mail.ru.

Дата публикации
(Date of publication):
25.09.2017



УДК 621.86

УРАВНИВАНИЕ ОПОРНЫХ НАГРУЗОК НА ХОДОВЫЕ КОЛЕСА ГРУЗОВОЙ ТЕЛЕЖКИ КРАНА МОСТОВОГО ТИПА ПРИ ПРИМЕНЕНИИ УНИВЕРСАЛЬНОЙ КОМПОНОВОЧНОЙ СХЕМЫ

Гончаров К.А., Денисов И.А.

Брянский государственный технический университет, Брянск, Россия

Описан подход к проектной процедуре уравнивания опорных нагрузок на ходовые колеса грузовой тележки. Выявлена методологическая неопределённость в вопросе проектирования тележек, приводящая к усложнению процесса проектирования. Сформирована и решена задача компенсации отклонения положения общей равнодействующей сил, действующих на тележку, от точки, характеризующей наилучшее распределение нагрузки между колёсами, путём введения условной массы с использованием соответствующих зависимостей и накладываемых ограничений. Рассмотрены различные способы размещения реальных масс, формирующих условную массу, в рамках универсальной расчётной схемы металлоконструкции. Рассмотрен пример решения представленной задачи для грузовой опорной тележки мостового крана. Представлены выводы о целесообразности использования различных схем расположения масс в зависимости от проектной ситуации. Установлена необходимость применения метода шарнирной рамы для определения опорных нагрузок на ходовые колеса тележки на основе универсальной компоновочной схемы.

Ключевые слова: мостовой кран, грузовая тележка, равнодействующая сила, условная масса, диагональное уравнивание, хордовое уравнивание, угловое уравнивание, смешанное уравнивание.

DOI: 10.22281/2413-9920-2017-03-03-280-288

Определяющей проектной процедурой, формирующей итоговую компоновочную схему крановой тележки в целом, является уравнивание опорных нагрузок, приходящихся на её ходовые колеса.

Общепринятый в практике проектирования грузовых тележек кранов мостового типа принцип уравнивания опорных нагрузок на их ходовые колеса заключается в поиске такого положения равнодействующей всех нагрузок, действующих на тележку, при котором опорные усилия (в зависимости от применяемой гипотезы расчета [4]) примут значения в рамках заданных диапазонов их отклонения [1]. При этом стоит отметить два проектных допущения данного подхода:

1) координаты центра тяжести и значение собственного веса металлоконструкции тележки, как правило, не учитываются при определении положения общей равнодействующей всех нагрузок, что связано с неопределенностью её конфигурации при проведении процедуры компоновки тележки; при этом металлоконструкция предполагается симметричной относительно центральных геометрических осей координат с центром масс, совпадающим с центром указанной координатной системы; при известной конфигурации металлической конструкции тележки её вес может входить в структуру общей

равнодействующей, смещая её в рамках принятой системы координат;

2) корректирование положения общей равнодействующей (поиск её координат, приемлемых с позиции величин допустимых отклонений опорных нагрузок) производится путем перекомпоновки механизмов тележки: смещение механизмов в целом, введение в их структуру «плавающих» валов, различные варианты размещения верхних блоков механизмов подъема и т.п.

Первое из приведенных допущений в значительной степени создает методологическую неопределенность в вопросе проектирования металлоконструкций тележек: с одной стороны формируется отправная точка для проектирования металлоконструкции в виде набора ограничений, а с другой – образуется ряд проектных несоответствий и противоречий, таких как необходимость создания максимально возможной симметрии металлоконструкции при неопределенности положения механизмов, фактическое итоговое формирование веса металлоконструкции в зависимости от необходимости смещения его положения (величина дополнительных масс для корректирования положения веса, координаты их приложения, конфигурация рамы тележки и т.д.). Данное обстоятельство приводит к созданию сложных конфигураций металлических конструкций крановых

тележек с завышенными коэффициентами запаса [2, 3].

Второе допущение позволяет сделать вывод о том, что невозможно окончательно сформировать какой-либо из механизмов крановой тележки без проведения процедуры уравнивания нагрузок на её ходовые колеса путём приведения общей равнодействующей в геометрический центр опорной конструкции.

В работе [2] была предложена универсальная компоновочная схема металлоконструкции грузовой тележки крана мостового типа. Принцип применения данной схемы в процессе проектирования крановых тележек заключается в следующих положениях:

- определенность конфигурации металлоконструкции тележки в начале процедуры проектирования последней;
- компоновка полиспастов механизмов подъема в зависимости от их количества (один или два) производится таким образом, чтобы центр тяжести груза механизма главного подъема в горизонтальной плоскости совпадал с геометрическим центром тележки, а центр тяжести груза механизма вспомогательного подъема в горизонтальной плоскости максимально был приближен к геометрическому центру металлоконструкции тележки;
- уравнивание нагрузок от масс элементов механизмов производится расстановкой дополнительных масс (элементов металлоконструкции) на несущих элементах металлоконструкции тележки.

Согласно приведенным положениям формулируется задача уравнивания нагрузок на ходовые колеса грузовых крановых тележек, заключающаяся в определении числа уравнивающих масс, их величин и координат, решение которой предлагается в настоящей статье.

Общая расчетная схема тележки (вид сверху) представлена на рис. 1.

Нагрузка на ходовые колеса определяется величиной равнодействующей Q всех вертикальных сил, приложенных к тележке, и её положением (координаты a_Q и b_Q).

Скомпенсируем действие Q введением в конструкцию дополнительной условной массы M со следующими ограничениями:

- условная масса M располагается в координатной четверти (при совмещении нача-

ла координат с геометрическим центром тележки) диагонально противоположной четверти, включающей Q ;

- условная масса M (её центр тяжести) расположена на прямой, соединяющей геометрический центр тележки точку $O(0; 0)$ и точку $(b_Q; a_Q)$, в связи с чем в соответствующих пределах справедливо условие

$$Y = \pm \frac{a_Q}{b_Q} X, \quad (1)$$

где X и Y – координаты расположения условной массы M .

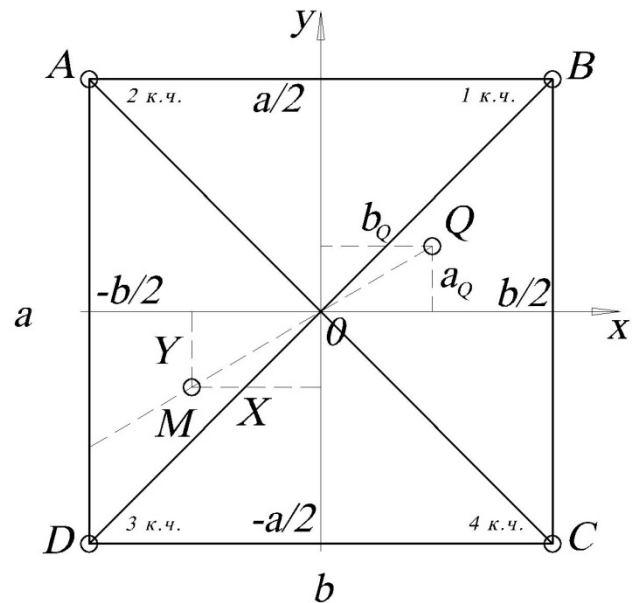


Рис. 1. Общая расчетная схема грузовой крановой тележки (вид сверху)

Компенсация действия Q введением условной массы M соответствует зависимостям

$$\frac{Qb_Q + MgX}{Q + Mg} = 0; \quad \frac{Qa_Q + MgY}{Q + Mg} = 0. \quad (2)$$

Задавая последовательно величины координаты X в областях значений $[-b/2; 0)$ или $(0; b/2]$ в зависимости от координатной четверти, в которой расположена Q , строится зависимость необходимой величины условной массы M от абсциссы её положения. Данная зависимость представляет собой гиперболу, определяемую с учетом зависимостей (1) и (2) уравнением

$$M(X) = \frac{Qb_Q}{Xg} = 0. \quad (3)$$

При анализе зависимости (3) производится выбор рационального сочетания координат положения и величины условной массы M , при этом необходимо стремиться к минимизации значения M с учетом различных конструктивных факторов. Условная масса M представляет собой фантомную величину – равнодействующую массу, формируемую реальными противовесами.

Введем в решение задачи гипотезу о том, что величина и координаты положения условной массы M определяются тремя реальными массами, расположенными на металлоконструкции тележки m_1, m_2, m_3 . С учетом структуры универсальной компоновочной схемы, в которой основную несущую нагрузку воспринимают диагональные элементы рамы, а также главные хордовые (определяющие колею и базу тележки), выделим следующие способы возможной расстановки масс m_1, m_2, m_3 :

1) каждая из масс m_1, m_2, m_3 устанавливается на диагональном несущем элементе в координатных четвертях, не содержащих равнодействующую Q (диагональное уравнение);

2) каждая из масс m_1, m_2, m_3 устанавливается на хордовом несущем элементе, при этом свободной остается одна из двух хорд, примыкающих к координатной четверти, содержащей равнодействующую Q (хордовое уравнение);

3) каждая из масс m_1, m_2, m_3 устанавливается в угловых точках тележки в координатных четвертях, не содержащих равнодействующую Q (угловое уравнение), что является частным случаем двух предыдущих способов;

4) массы m_1, m_2, m_3 устанавливаются как на хордовых, так и на диагональных несущих элементах (смешанное уравнение).

Рассмотрим подробнее приведенные способы. Для каждого из них справедливы зависимости

$$\begin{aligned} \frac{m_1x_1 + m_2x_2 + m_3x_3}{m_1 + m_2 + m_3} &= X; \\ \frac{m_1y_1 + m_2y_2 + m_3y_3}{m_1 + m_2 + m_3} &= Y; \\ m_1 + m_2 + m_3 &= M \end{aligned} \quad (4)$$

где x_1, x_2, x_3 и y_1, y_2, y_3 – координаты расположения масс m_1, m_2, m_3 соответственно.

При диагональном уравнении координаты положения масс m_1, m_2, m_3 подчиняются зависимостям

$$\begin{aligned} y_1 &= \pm \frac{a}{b} x_1; \\ y_2 &= \pm \frac{a}{b} x_2; \\ y_3 &= \pm \frac{a}{b} x_3, \end{aligned} \quad (5)$$

где a и b – соответственно база и колея тележки. Знак перед функцией определяется координатной четвертью расположения соответствующей массы.

При этом необходимо сформулировать дополнительные условия, определяющие технические ограничения на описанный математический функционал:

$$\begin{aligned} -\frac{b}{2} &\leq x_i < 0; \\ 0 < x_j &\leq \frac{b}{2}; \\ -\frac{a}{2} &\leq y_k < 0; \\ 0 < y_m &\leq \frac{a}{2}, \end{aligned} \quad (6)$$

где x_i, x_j и y_k, y_m – координаты расположения масс m_1, m_2, m_3 в общем виде при неопределенности их расположения по координатным четвертям.

Хордовое уравнение также оперирует зависимостями (4), при этом координаты положения масс подчиняются уравнениям

$$\begin{aligned} y_{i,j,k} &= \pm \frac{a}{2}; \\ x_{i,j,k} &= \pm \frac{b}{2}. \end{aligned} \quad (7)$$

Дополнительные условия при хордовом уравнении формулируются следующим образом

$$\begin{aligned} -\frac{b}{2} &\leq x_i \leq \frac{b}{2}; \\ -\frac{a}{2} &\leq y_j \leq \frac{a}{2}. \end{aligned} \quad (8)$$

Угловое уравнение является частным случаем диагонального и хордового. При угловом уравнении координаты положения масс m_1, m_2, m_3 определены, и решение задачи сводится к определению величин этих масс.

Смешанное уравнение в своей структуре оперирует уравнениями и неравенствами (4) – (7), используемыми фрагментарно в зависимости от способа расположения каждой конкретной массы.

При проведении проектной процедуры приведения равнодействующей внешних сил к геометрическому центру тележки целесообразно предварительно решать задачу без учета ограничений (6), (8). Увеличение значения той или иной координаты в данном случае позволяет определить направление корректирования каждой из трех масс с учетом уменьшения значений их координат до пределов, установленных ограничениями.

В качестве примера рассмотрим применение предложенных выше способов уравновешивания на примере грузовой тележки мо-

стового крана при величине $Q = 294,3$ кН (что приблизительно соответствует массе груза 25 т и эквиваленту других неучтенных нагрузок 5 т). Координаты $a_Q = 0,1$ м, $b_Q = 0,15$ м. База тележки $b = 3$ м, колея тележки $a = 2$ м.

Равнодействующая Q расположена в первой координатной четверти (+; +), в связи с чем условную массу M расположим в диагонально противоположной третьей координатной четверти (-; -). Функция (3) примет вид

$$M(X) = -\frac{Qb_Q}{Xg} = -\frac{294,3 \cdot 0,15}{X \cdot 9,81} = -\frac{4,5}{X}.$$

Из анализа графика функции (рис. 2) примем величину $M = 3,75$ т с координатами $(-1,2; -0,8)$.

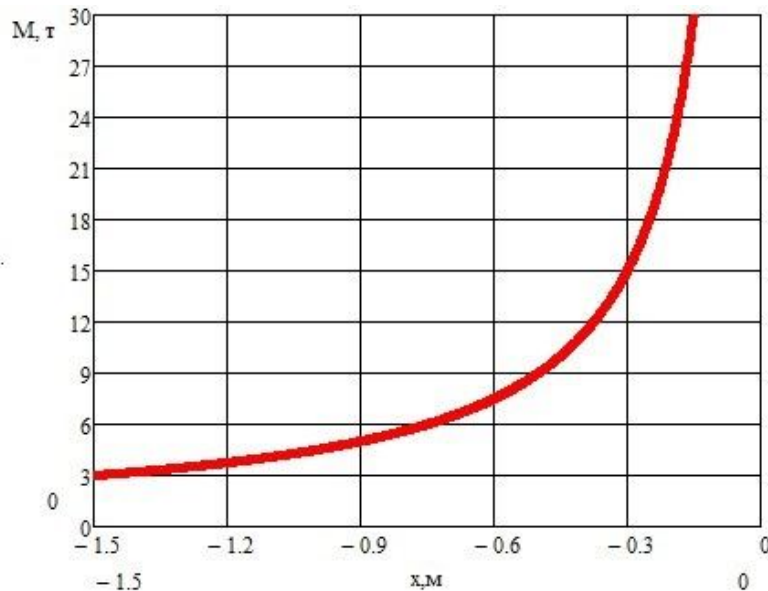


Рис. 2. График изменения массы M в зависимости от абсциссы её положения

Диагональное уравнение.

Массу m_1 расположим во второй координатной четверти, массу m_2 – в третьей, массу m_3 – в четвертой. Условия (5) примут вид

$$y_1 = -\frac{a}{b}x_1;$$

$$y_2 = \frac{a}{b}x_2,$$

$$y_3 = -\frac{a}{b}x_3.$$

Предварительно примем взаимное равенство масс m_1, m_2, m_3 . Без учета ограничений (6) при решении задачи (зависимости (4) и

(5)), задавая величину $x_1 = -1,5$ м, получим значительное превышение допустимых условий (6) координатами x_2 и y_2 . Изменим соотношение масс m_1, m_2, m_3 в пропорциях $m_1 = 0,1M, m_2 = 0,8M, m_3 = 0,1M$. При последовательном изменении координаты $x_1 = -1,5$ м, $x_1 = -1,25$ м, $x_1 = -1$ м получим график, представляющий собой схему пространственного расположения масс в проекции на поверхность тележки (рис. 3). Схема приложения сил к металлоконструкции тележки показана на рис. 4.

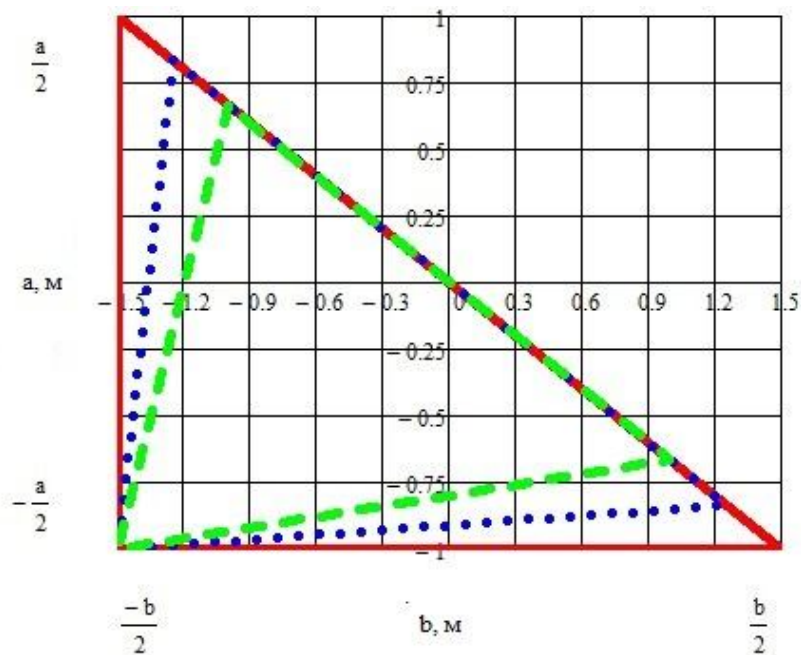


Рис. 3. Схема пространственного расположения масс в проекции на поверхность тележки при диагональном уравнивании

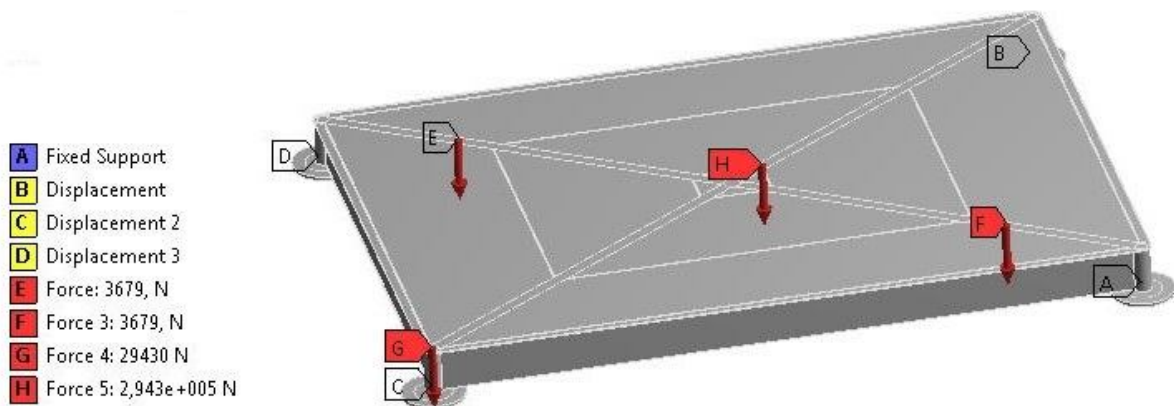


Рис. 4 Схема приложения сил к металлоконструкции тележки при диагональном уравнивании масс

При указанном соотношении масс ($m_1 = 0,1M = 0,375$ т, $m_2 = 0,8M = 3$ т, $m_3 = 0,1M = 0,375$ т) их размещение (согласно рис. 3) производится на угловом сегменте тележки в третьей координатной четверти, а также на одном из главных диагональных несущих элементов.

Хордовое уравнивание.

Массу m_1 расположим на хорде, соответствующей координате $y_1 = 1$ м, массу m_2 – на хорде, соответствующей координате $x_2 = -1,5$ м, массу m_3 – на хорде, соответствующей координате $y_1 = -1$ м. Условия (7) примут вид

$$y_1 = \frac{a}{2}; \quad x_2 = -\frac{b}{2}; \quad y_3 = -\frac{a}{2}.$$

Предварительно примем взаимное равенство масс m_1, m_2, m_3 . Без учета ограничений (8) при решении задачи (зависимости (4) и (7)), задавая величину $x_1 = -1,5$ м, получим незначительное превышение допустимых условий (7) координатой y_2 . Изменим соотношение масс m_1, m_2, m_3 в пропорциях $m_1 = 0,1M, m_2 = 0,6M, m_3 = 0,3M$. При последовательном изменении координаты $x_1 = -1,2$ м, $x_1 = -1$ м, $x_1 = -0,5$ м также построим график, представляющий собой схему пространственного расположения масс в проекции на поверхность тележки (рис. 5). Схема приложения сил к металлоконструкции тележки показана на рис. 6.

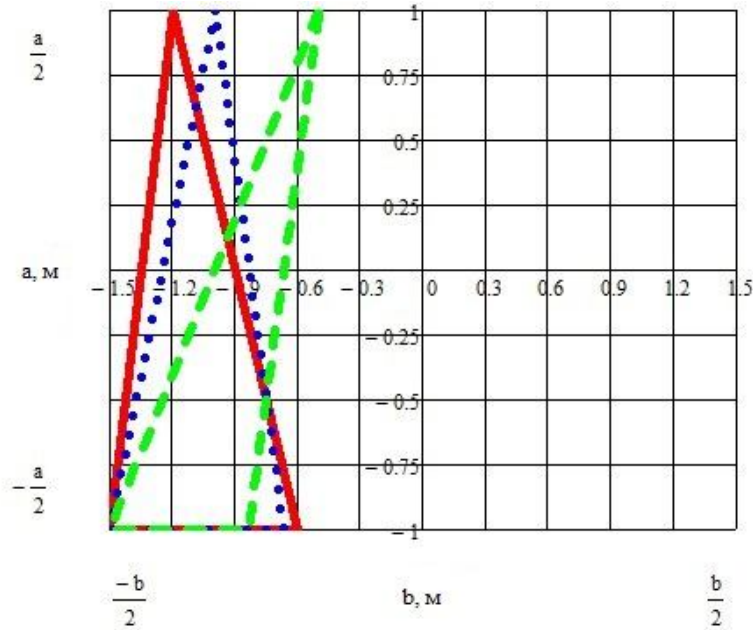


Рис. 5. Схема пространственного расположения масс в проекции на поверхность тележки при хордовом уравнивании

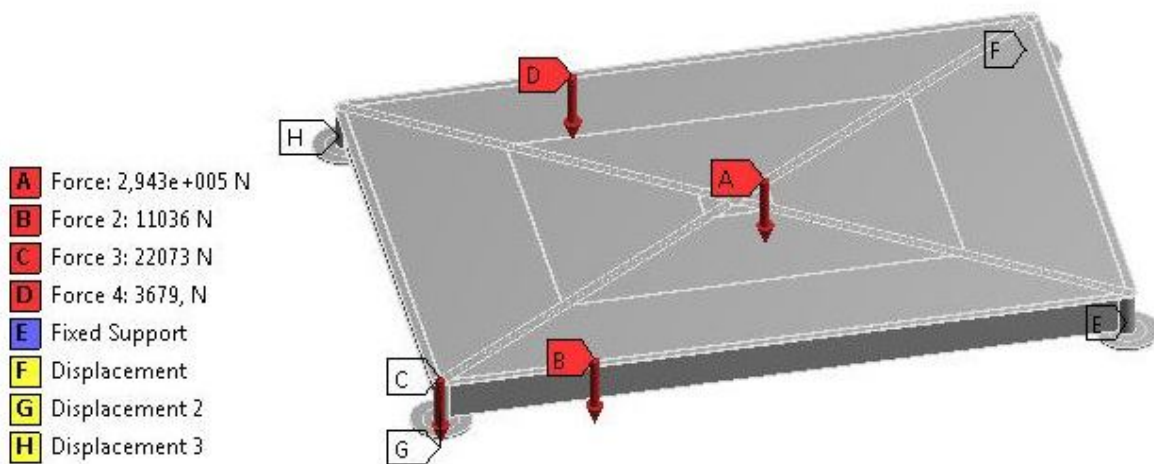


Рис. 6 Схема приложения сил к металлоконструкции тележки при хордовом уравнивании масс

При указанном соотношении масс ($m_1 = 0,1M = 0,375$ т, $m_2 = 0,6M = 2,25$ т, $m_3 = 0,3M = 1,125$ т) их размещение (согласно рис. 5, 6) производится на угловом сегменте тележки в третьей координатной четверти, а также на двух противоположных хордах, определяемых предельными значениями колеи тележки a .

Угловое уравнивание.

Зададим координаты расположения масс m_1 ($-1,5$ м; 1 м), m_2 ($-1,5$ м; -1 м), m_3 ($1,5$ м; -1 м). Решая совместно уравнения (4) относительно указанных масс получим $m_1 = 0,1M = 0,375$ т, $m_2 = 0,8M = 3$ т, $m_3 = 0,1M = 0,375$ т,

что повторяет один из результатов диагонального уравнивания.

Смешанное уравнивание.

Предположим, что массы m_1 и m_2 устанавливаются на хордах по аналогии с процедурой хордового уравнивания, а масса m_3 размещается на диагональном несущем элементе. Зависимости (5) и (7) примут вид

$$y_1 = \frac{a}{2}, \quad x_2 = -\frac{b}{2}, \quad y_3 = -\frac{a}{b}x_3.$$

Приемлемого решения при смешанном уравнивании удастся достигнуть при соотношении масс ($m_1 = 0,05M = 0,1875$ т, $m_2 = 0,85M = 3,1875$ т, $m_3 = 0,1M = 0,375$ т). Их размещение при значениях координат

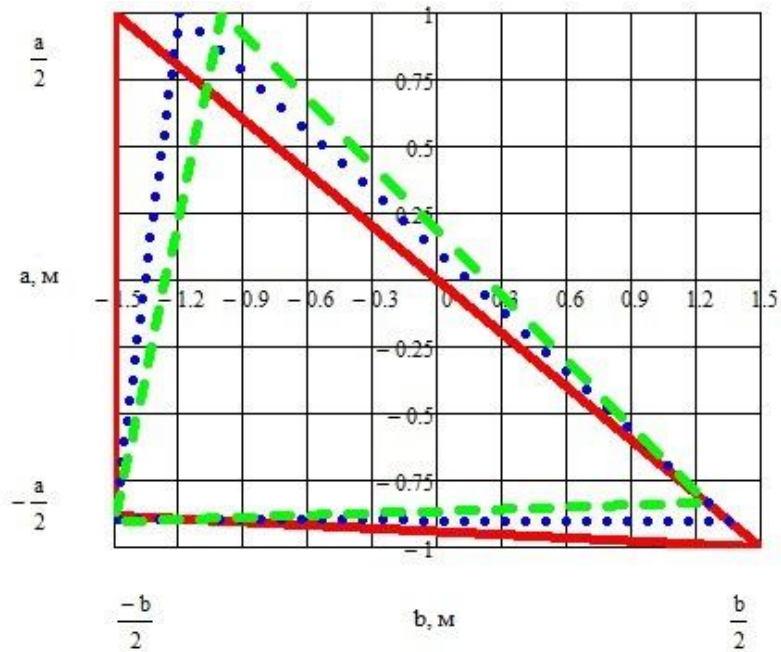


Рис. 7. Схема пространственного расположения масс в проекции на поверхность тележки при смешанном уравнении

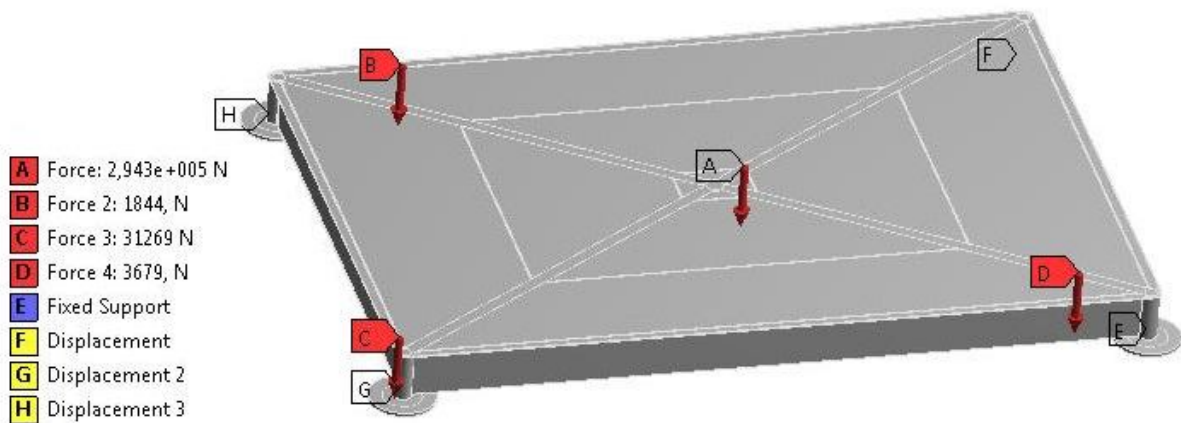


Рис. 8 Схема приложения сил к металлоконструкции тележки при смешанном уравнении масс

$x_1 = -1,5$ м, $x_1 = -1,2$ м, $x_1 = -1$ м представлено на рис. 7. Схема приложения сил к металлоконструкции тележки показана на рис. 8.

Следует отметить, что во всех четырех случаях анализ опорных реакций, полученных с помощью численного решения с применением конечно-элементной модели тележки, показал зависимость их величин не только от близости общей равнодействующей к геометрическому центру тележки, но и от конфигурации сил, формирующих данную равнодействующую. Несмотря на то, что общая равнодействующая была приведена к центру, отдельный учет усилия Q и весов трех уравнивающих масс приводил к разно-

сти усилий в опорах до 20%, что говорит о недостаточности приведения равнодействующей всех, действующих на металлоконструкцию сил, к её геометрическому центру для выравнивания опорных нагрузок на ходовые колеса тележки.

Аналитическое определение нагрузок на ходовые колеса тележек производят методами жесткой или шарнирной рамы [5]. При использовании в рамках данного расчета общей равнодействующей всех сил оба способа дают одинаковый результат (равенство всех четырех опорных нагрузок). При учете отдельно каждой нагрузки без приведения к общей равнодействующей в рамках предложенных

методов уравнивания подобный результат дает метод жесткой рамы. Метод шарнирной рамы (также при учете отдельно каждой нагрузки без приведения к общей равнодействующей) дает максимально приближенные величины нагрузок на колеса к результатам конечно-элементного анализа. Данное установленное обстоятельство требует проведения дополнительных исследований и численных экспериментов.

В случае нахождения нагрузок на ходовые колеса при отдельном учете каждой силы, действующей на тележку (что, как описано выше, дает значительно более точный результат), предложенные способы уравнивания необходимо применять согласно следующему алгоритму:

1) определяются доли опорных нагрузок на колеса отдельно от каждой силы, действующей на тележку по методу шарнирной рамы;

2) в зависимости от полученных значений усилий в опорах определяются квадранты, соответствующие самому нагруженному и ненагруженному колесам;

3) величины уравнивающих масс определяются в каждом из квадрантов, соответствующих трем недогруженным колесам, согласно разнице усилий, приходящихся на самое нагруженное колесо и колесо в соответствующем квадранте;

4) размещение уравнивающих масс производят в зависимости от выбранного способа уравнивания с учетом условий (5) – (8), при этом уравнивающую массу в каждом квадранте можно дополнительно разбивать на более мелкие составляющие, что позволяет расширить возможности процедуры уравнивания.

Анализируя результаты решения задачи уравнивания нагрузок на ходовые колеса грузовой тележки на основе универсальной компоновочной схемы различными способами в рамках приведенного примера, можно сделать вывод о целесообразности использования способа хордового уравнивания, дающего наиболее сбалансированный результат с позиции распределения уравнивающих масс.

Предложенное в данной статье решение представляет собой упорядоченную методи-

ку одной из процедур компоновки тележки с опорой на четыре разработанных способа уравнивания. При этом в зависимости от исходных данных, целесообразно использовать все четыре способа с целью нахождения рациональных решений в различных проектных ситуациях.

Список литературы

1. Александров, М.П. Грузоподъемные машины / М.П. Александров, Л.Н. Колобов, Н.А. Лобов. – М: Машиностроение, 1986. – 400 с.

2. Гончаров, К.А. Универсальная компоновочная схема металлоконструкции грузовой тележки крана мостового типа / К.А. Гончаров, И.А. Денисов // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. – 2017. – №1. – С 60-66.

3. Денисов, И.А. Конструкции и методы проектирования опорных грузовых тележек кранов мостового типа. / И. А. Денисов, Д.А. Простаков // Инновационное развитие подъемно-транспортной техники: материалы Всерос. науч.-практ. конф. / под ред. К.А. Гончарова. – Брянск: БГТУ, 2016. – С. 60.

4. Шеффлер, М. Основы расчёта и конструирования подъемно-транспортных машин / М. Шеффлер, Г. Пайер, Ф. Курт. – М: Машиностроение, 1980 – 255 с.

5. Гохберг, М.М. Металлические конструкции подъемно-транспортных машин / М.М. Гохберг. – Л.: Машиностроение, 1969. – 520 с.

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.

Денисов Илья Александрович – аспирант кафедры «Подъемно-транспортные машины и оборудование» ФГБОУ ВО «Брянский государственный технический университет», ilia.denisow@yandex.ru.

EQUALIZATION OF BEARING LOADS ON RUNNING WHEELS OF OVERHEAD CRANE LOAD TROLLEY WHEN APPLYING MULTI-PURPOSE LAYOUT DRAWING

Goncharov K.A., Denisov I.A.

Bryansk State Technical University, Bryansk, Russian Federation

The paper deals with the approach to design of the equalization procedure of bearing loads on running wheels of a load trolley. Methodological ambiguity in the trolley design issue resulting in complication of the designing process was identified. There was formed and solved the task concerning compensation of variation in the position of the common resultant of forces acting on the trolley from the point characterizing optimal load distribution between the wheels. This distribution was achieved by introducing a conventional mass and using appropriate dependencies and imposed limitations. Different options for arrangement of actual masses which form the conventional mass under the multi-purpose metal construction scheme were considered. An example on how to address the presented issue for the overhead crane load trolley was considered. The paper presents the findings of usefulness of various schemes of mass arrangement depending on a design situation. The need to apply the hinged frame method for determining bearing loads on the running wheels of the trolley based on the multi-purpose layout drawing was identified.

Key words: overhead crane; load trolley; equivalent force; conventional mass; diagonal equalization; chord equalization; angular equalization; mixed equalization.

DOI: 10.22281/2413-9920-2017-03-03-280-288

References

1. Aleksandrov M.P., Kolobov L.N., Lobov N.A. *Gruzopodyemnye mashiny* [Hoisting machines]. Moscow, Mashinostroenie, 1986. 186 p. (In Russian)

2. Goncharov K.A., Denisov I.A. Multipurpose layout drawing of metalware of bridge crane load trolley. *Nauchno-tekhnicheskiy vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta*, 2017, No.1, pp. 60-66. doi: <https://doi.org/10.22281/2413-9920-2017-03-01-60-66>. (In Russian)

3. Denisov I.A., Prostakov D.A. Constructions and design methods of support trolleys of bridge type cranes. *Sbornik materialov vserossiyskoy nauchno-prakticheskoy konferentsii «Innovatsionnoe razvitie podzemno-transportnoy tekhniki»*. Bryansk, Bryanskiy Gosudarstvennyy Tekhnicheskiy Universitet, 2016, pp. 36-43. (In Russian)

4. Sheffler M, Pajer G, Kurth F *Osnovy raschyeta i konstruirovaniya podzemno-transportnykh mashin* [Basis for the calculation and design of lifting-transport machines]. Moscow, Mashinostroenie, 1980. 255 p. (In Russian)

5. Gokhberg M.M. Metal constructions of hoisting machines. Leningrad, Mashinostroenie, 1969. 520 p. (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, Bryansk, Russia, ptm_bstu@mail.ru.

Iliya A. Denisov – postgraduate student of the Department "Handling machinery and equipment" at Bryansk State Technical University, Bryansk, Russia, ilia.denisov@yandex.ru.

Дата публикации
(Date of publication):
25.09.2017



УДК 621.86

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ ДЕФЕКТОВ МОНТАЖА НА ТЯГОВУЮ СПОСОБНОСТЬ ПРОМЕЖУТОЧНОГО ПРИВОДА ЛЕНТОЧНОГО КОНВЕЙЕРА

Гончаров К.А., Гришин А.В.

Брянский государственный технический университет, Брянск, Россия

Описаны результаты экспериментального исследования влияния дефектов монтажа на тяговую способность промежуточного ленточного привода ленточного конвейера. Предложен вариант экспериментального моделирования циклического относительного поперечного смещения лент посредством создания искусственного перекоса стыка верхнего контура станда. Описана методика исследования, примененная аппаратура. Предложен способ физического наблюдения зон относительного покоя и скольжения лент, основанный на фиксации разности температур на входе и выходе зоны скольжения, образующейся за счет реализации принципов сухого трения лент в указанной зоне. В результате исследований экспериментально подтверждено наличие в зоне контакта условно грузовой и тяговой лент зон относительного покоя и скольжения. Также экспериментально подтверждена гипотеза о последовательности образования указанных зон в области контакта лент. На практике показана значимость влияния возможных дефектов монтажа на тяговую способность промежуточного привода, сделаны выводы о необходимости учета указанного явления при проектировании ленточных конвейеров.

Ключевые слова: экспериментальное исследование, ленточный конвейер, промежуточный привод, зона относительного покоя, зона относительного скольжения, дефект монтажа.

DOI: 10.22281/2413-9920-2017-03-03-289-295

Промежуточный привод ленточного конвейера с передачей тягового усилия способом типа «лента-лента» (в различной технической литературе – «тяговый контур», «ленточный привод») является одним из наиболее эффективных способов увеличения мощности конвейера при наращивании его длины без промежуточной перегрузки груза.

Исследования тяговой способности такого привода и влияния на неё различных факторов на данный момент носят преимущественно теоретический характер, что отмечено в работе [1]. Из практических исследований в качестве наиболее весомых следует выделить труды, результаты которых описаны в [2, 3].

В различных теоретических исследованиях одним из основных выводов является выделение зависимости тяговой способности промежуточного привода ленточного конвейера от величин зон относительного покоя и скольжения тяговой и грузонесущей лент в области их контакта. Способы определения длин этих зон [4, 5] базируются на схожих принципах и отличаются лишь набором дополнительных факторов, учитываемых в процессе расчета.

Проектирование ленточных конвейеров с промежуточными ленточными приводами в настоящее время производится по идеализированным расчетным схемам, что приво-

дит к образованию большого количества вопросов при проведении монтажной наладки таких приводов в связи с неопределенностью влияния способов наладки на возможности приближения реальных параметров привода к проектным. В качестве примера можно привести следующие эксплуатационные факторы, присутствие которых никак не учитывается при проектировании промежуточных приводов ленточных конвейеров:

- относительное положение лент при работе привода (боковой сход каждой из них, дополнительные потери мощности при контакте лент с дефлекторными роликами);
- влияние качества стыков тяговой и грузонесущей лент, их конструкции на тяговое усилие привода; при использовании во время монтажа отрезков ленты (в бухтах или рулонах) длиной 200...400 м на протяженных конвейерах количество стыков увеличивается многократно (при длине отрезка ленты 200 м, длине промежуточного привода 100 м и скорости движения ленты 2 м/с в среднем в течение каждых 100 с хотя бы один стык полностью проходит через зону контакта лент);
- влияние положения груза на качество контакта лент по всей его площади (при уменьшении площади сечения груза последний способствует сохранению усилия прижатия средней части ленты и уменьшению его в

области бортов лент) и, как следствие, влияние на тяговую способность привода.

В настоящей статье предлагается описание и анализ результатов экспериментального исследования первых двух из указанных выше факторов.

В работе [1] авторами предложена конструкция экспериментального стенда для исследования особенностей работы промежуточного ленточного привода ленточного конвейера (рис. 1).



Рис. 1. Вид экспериментального стенда

Оба замкнутых контура лент стенда оборудованы винтовыми натяжными устройствами. При этом верхний контур, воспроизводящий работу грузонесущей ленты, может занимать любое произвольное пространственное положение относительно нижнего контура, воспроизводящего работу промежуточного привода. Указанная конструктивная особенность позволяет имитировать различные неточности монтажа привода (перекосы и т.п.).

Объектами экспериментального исследования являются параметры зон относительного покоя и скольжения грузонесущей и тяговой лент. В рамках исследования использовался способ определения длин указанных зон, основанный на анализе температурной картины участка контакта лент. В основу данного анализа положена идея увеличения температуры лент в конце зоны их относительного скольжения (в этой зоне ленты, передавая тяговое усилие, скользят друг относительно друга, реализуя принципы сухого трения, что приводит к их незначительному нагреву и выделению тепла). При наличии технической возможности определения температурной разницы, возникающей в начале и в конце участка контакта лент, анализ температурной картины участка при работе привода позволяет зафиксировать зоны относительного покоя и скольжения лент.

Для улучшения чистоты эксперимента измерения производились в разные временные промежутки работы стенда.

При проведении исследования в качестве фиксирующего оборудования применялся тепловизор FLUKE Ti40, обладающий тепловой чувствительностью 0,08°C.

Для анализа влияния взаимного положения лент и качества их стыков на тяговую способность промежуточного привода в конструкцию стыка ленты верхнего контура был заложен незначительный искусственный перекос, приводящий к горизонтальному биению ленты верхнего контура в пределах 20 мм (рис. 2). Указанное биение позволило смоделировать циклическое изменение взаимного положения лент, что в реальных условиях может являться как следствием неточностей монтажа концевых барабанов и роликоопор промежуточного привода, так и неточностей при реализации непосредственно стыкового соединения. Стоит отметить, что стыки обеих лент стенда были выполнены внахлест, что ухудшает качество контакта лент при попадании в него стыкового соединения. При этом в данном конкретном исследовании его результаты фиксировались при положении стыков вне зоны контакта лент.



а)



б)



в)

Рис. 2. Параметры стыка и циклического взаимного изменения положения лент:
а – вид искусственного перекоса лент при стыковке; б, в – лента верхнего контура соответственно в крайнем правом и левом положениях (биение ленты при работе стенда)

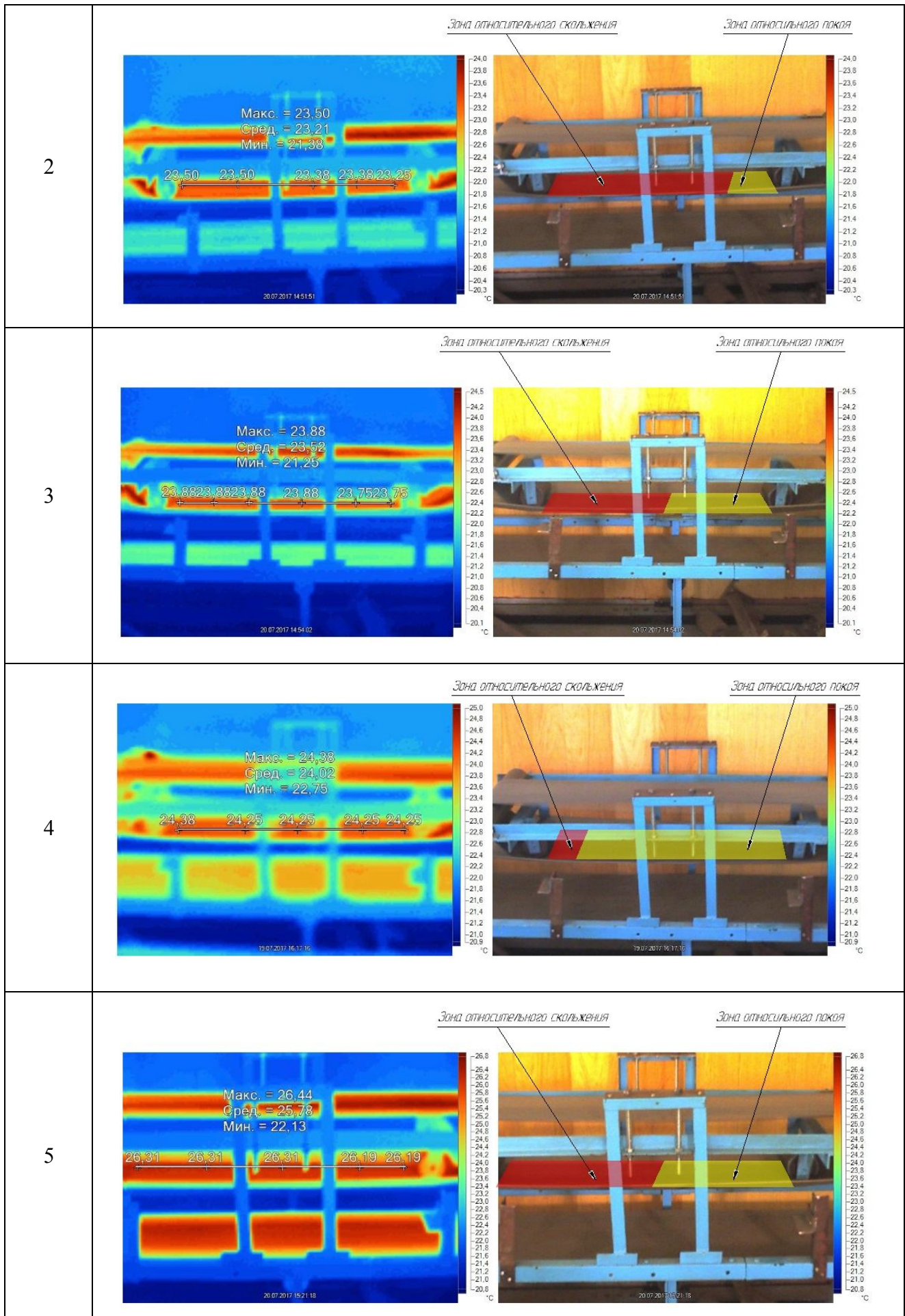
Исследование проводилось при работе стенда в течение 30 минут. Диапазон рабочих температур составил 21...29,25°C. В течение указанного интервала времени сделано 25 снимков зоны контакта лент, выборка из которых, отражающая общую результирующую

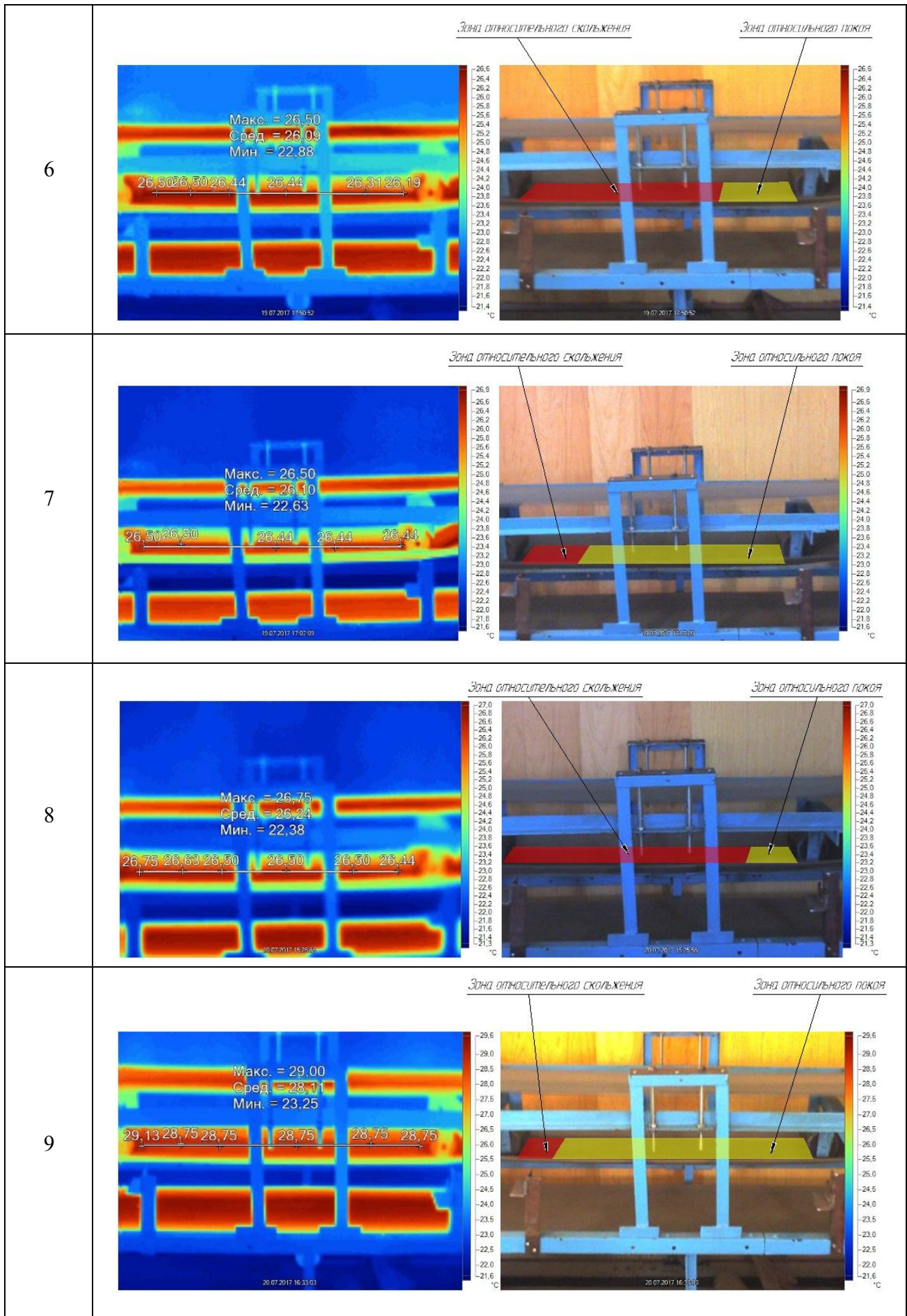
картину, представлена в табл. 1. Для удобства представления с учетом тепловой картины на каждом снимке были обозначены условные границы зон относительного покоя и скольжения лент в соответствии с температурами в зоне контакта.

Таблица 1

Результаты исследований

| № п/п | Тепловая картина контакта лент с расшифровкой |
|-------|--|
| 1 | <p>Макс. = 23,00 Сред. = 22,66 Мин. = 21,00</p> <p>23,00 23,00 23,00 23,00 22,88 22,88</p> <p>Зона относительного скольжения</p> <p>Зона относительного покоя</p> <p>20.07.2017 14:51:33</p> |





Анализируя информацию, полученную в результате исследования, можно сделать следующие выводы:

1. Тепловой способ экспериментального определения зон относительного покоя и скольжения на участке контакта лент, предложенный в данном исследовании, является состоятельным, подтверждает предположение о постепенном увеличении температуры лент в зоне контакта по ходу движения от точки начала контакта к точке конца. При этом погрешность чувствительности измерительной аппаратуры в рамках одного снимка значительно меньше возникающей вследствие сухого трения при относительном скольжении лент разности температур.

2. Многократно описанные в различных теоретических исследованиях условные зоны относительного покоя и скольжения лент существуют на практике. Данное обстоятельство косвенно подтверждает состоятельность существующих положений теории фрикционной передачи тягового усилия в приводах ленточных конвейеров.

3. В результате анализа тепловой картины зоны контакта лент экспериментально подтверждается гипотеза о последовательном образовании зоны относительного покоя, а затем зоны относительного скольжения лент по ходу их движения от точки начала контакта.

4. Нестабильность положения условно грузонесущей ленты в поперечном направлении при контакте лент приводит к значительным колебаниям тяговой способности промежуточного привода, пропорциональной длине зоны относительного скольжения лент (табл. 1). Проектирование промежуточных приводов по идеализированным расчетным схемам без учета на данной стадии в принимаемых технических решениях возможных дефектов монтажа и эксплуатации конвейера может приводить к циклическим перегрузкам и недогрузкам других приводов конвейера, что недопустимо. Стоит отметить, что на практике крайне трудно смонтировать конвейерную установку с параметрами, близкими к идеальным. В связи с этим появляется необходимость разработки и изучения методов воздействия на тяговую способность промежуточного привода без управления механическими характеристиками двигателей, так как последнее приведет к их постоянной

работе в переходных режимах с перегрузками, что неприемлемо для машин непрерывного транспорта.

Сделанные выводы в общем виде формируют задачи дальнейших экспериментальных исследований, касающихся уточнения на их основе математических моделей поведения приводов и методов проектирования многоприводных ленточных конвейеров в целом.

Список литературы

1. Гончаров, К.А. Экспериментальный стенд для исследования влияния конструкции промежуточного ленточного привода ленточного конвейера на его рабочие процессы / К.А. Гончаров, А.В. Гришин // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. – 2017. – №1 – С 52-59.

2. Дьячков, В.К. Результаты исследования линейных фрикционных приводов многоприводного ленточного конвейера / В.К. Дьячков // Машины непрерывного транспорта: сб. науч. тр. – М.: ВНИИПТМАШ, 1971. – Вып. 2. – №11. – С. 33-51.

3. Барабанов, В.Б. Результаты второго этапа эксплуатационных испытаний промышленного образца многоприводного ленточного конвейера / В.Б. Барабанов // Машины непрерывного транспорта: сб. науч. тр. – М.: ВНИИПТМАШ, 1971. – Вып. 2. – №11. – С. 52-58.

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

5. 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.

Гришин Александр Валентинович – аспирант кафедры «Подъемно-транспортные машины и оборудование» ФГБОУ ВО

«Брянский государственный технический университет», *ptm_bstu@mail.ru*.

EXPERIMENTAL STUDY OF INFLUENCE OF INSTALLATION FAULTS ON TRACTIVE ABILITY OF BELT CONVEYOR INTERMEDIATE DRIVE

Goncharov K.A., Grishin A.V.

Bryansk State Technical University, Bryansk, Russian Federation

The paper deals with the results of the experimental study of influence of installation faults on tractive ability of belt conveyor intermediate drive. The alternative of experimental simulation of cyclic displacement relative to cross displacement of belts is suggested. The displacement is created by forced cocking of joint of the upper bench contour. The study procedure and applied equipment are described. The physical 'observation' method of relative rest and sliding zones of belts is suggested. This method is based on capturing temperature difference at entry and exit points of the zones which is produced through the implementation of the principle of belt dry friction within the specified zone. Experimental confirmation of the existence of relative rest and sliding zones in the contact area of so called 'load' and tractive belts is obtained from the studies. Experimental confirmation of the hypothesis on sequencing of these zones formation in the contact area of belts is obtained as well. The significance of influence of probable installation faults on tractive ability of belt conveyor intermediate drive is shown in practice. There are the findings regarding the need of taking into account the stated phenomenon when designing belt conveyor.

Key words: *experimental study; belt conveyor; intermediate drive; relative rest zone; relative sliding zone; installation faults.*

DOI: 10.22281/2413-9920-2017-03-03-289-295

References

1. Goncharov K.A., Grishin A.V. Experimental test bench for the study of impact of intermediate belt drive construction of belt conveyor on its operation. *Nauchno-tekhnicheskij vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta*, 2017, No.1, pp. 52-59 (In Russian)

2. Dyachkov V.K. Rezultaty issledovaniy lineinykh friktsionnykh privodov mnogo-privodnogo lentchnogo konveyera. Sbornik nauchnykh trudov "Mashiny nepreryvnogo transporta". Moscow, VNIPTMASH, 1971, Vol.2, No.11, pp. 33-51 (In Russian)

3. Barabanov V.B. Rezultaty vtorogo etapa expluatacionnykh ispytaniy promyshlennogo obrazca mnogoprivodnogo lentchnogo konveyera. Sbornik nauchnykh trudov "Mashiny nepreryvnogo transporta". Moscow, VNIPTMASH, 1971, Vol.2, No.11, pp. 52-58 (In Russian)

4. Galkin V.I., Dmitriev V.G., Dyachenko V.P. *Sovremennaya teoriya lentchnykh konvey-*

erov gornykh predpriyatij [Actual theory of belt conveyors in mining]. Moscow, MSMU publishing company, 2005. 543 p. (In Russian)

5. Goncharov K.A. Determination of relative immobile and sliding areas between carrying and tractive belts in using of belt conveyor intermediate drives. *Nauchno-tekhnicheskij 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, Bryansk, Russia, *ptm_bstu@mail.ru*.

Alexander V. Grishin – postgraduate student of the Department "Handling machinery and equipment" at Bryansk State Technical University, Bryansk, Russia, *ptm_bstu@mail.ru*.

Дата публикации
(Date of publication):
25.09.2017



УДК 621.86

ПОВЫШЕНИЕ БЕЗОПАСНОСТИ ЭКСПЛУАТАЦИИ МОБИЛЬНЫХ ТРАНСПОРТНО-ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ МАШИН С МАНИПУЛЯЦИОННЫМИ СИСТЕМАМИ ПРИ РАБОТЕ С АУТРИГЕРАМИ

Лагерев И.А., Лагерев А.В.

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

Предложена новая конструкция выносной опоры (аутригера) мобильной транспортно-технологической машины, позволяющая повысить ее общую устойчивость при работе манипуляционной системы. Основная опора, опирающаяся на опорную поверхность, дополнена анкерным устройством для восприятия действующих на машину опрокидывающих и сдвиговых эксплуатационных нагрузок. При этом рабочий элемент анкерного устройства вводится в тело опорной поверхности под углом, что обеспечивает формирование поля напряжений между основной опорой и анкерным устройством. Выполнены расчеты методом конечных элементов, подтверждающие эффективность данной конструкции. Теоретически установлено, что рабочий орган анкерного устройства, стремясь вырваться из тела опорной поверхности, своей передней поверхностью последовательно разрушает грунт путем поочередного смещения его смежных слоев вдоль линий сдвига, что должно было бы приводить к образованию характерного выпучивания первоначально ровной поверхности. Однако основная опора препятствует этому процессу, формируя второе направление сдвига, перпендикулярное первому, что вызывает существенное увеличение дополнительного удерживающего момента на 10...40 % (в зависимости от массы базового шасси). Также установлено, что для достижения максимальной эффективности рабочий орган анкерного устройства необходимо вводить под углом 30...45 градусов к горизонтальной поверхности.

Ключевые слова: мобильная транспортно-технологическая машина, манипуляционная система, манипулятор, кран-манипулятор, аутригер, анкеровка, общая устойчивость.

DOI: 10.22281/2413-9920-2017-03-03-296-302

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

Шарнирно-сочлененные манипуляционные системы (МС) в силу своей универсальности получили широкое распространение в качестве исполнительных органов мобильных транспортно-технологических машин (МТТМ). Одной из важнейших задач при их эксплуатации является обеспечение общей устойчивости. Общая устойчивость оснащенной манипуляционной системой мобильной транспортно-технологической машины (МТТМ) определяется соотношением опрокидывающего момента, создаваемого весовым воздействием груза, и восстанавливающим моментом, создаваемым собственным весом машины [1, 2]. Выпускаемые промышленностью манипуляционные системы имеют высокий грузовой момент.

Для МС, оснащенных навесными рабочими органами (лесопильная головка, фреза, буровая головка и т.д.), также необходимо обеспечить устойчивость во всех рабочих режимах с учетом условий взаимодействия рабочего органа и предмета труда [3, 4].

Ведущие производители комплектуют МТТМ с МС выносными опорами – аутригерами в виде поворотных или выдвигаемых

кронштейнов с опорными винтовыми или гидравлическими домкратами [1, 4]. Большинство современных МТТМ оснащены гидрофицированными аутригерами, конструктивно совмещенными с подключенными в общую гидросхему машины гидроцилиндрами [1, 4, 6].

Для одной и той же модели манипулятора могут быть предусмотрены различные варианты выносных опор. Выбор того или иного варианта определяется массой базовой машины. Например, краны-манипуляторы фирмы РМ (Италия) оснащаются следующими видами опор: 2 стандартных аутригера; 2 удлиненных аутригера; 4 аутригера (устанавливаются как возле места установки манипулятора, так и на заднем свесе базового шасси) [7].

Аутригеры снижают нагрузки на опорные элементы МТТМ, увеличивают опорную базу и общую устойчивость МС. При работе без выносных опор грузоподъемность МС резко снижается и составляет 40...50% от номинальной [8].

Для повышения сцепных свойств опоры с опорной поверхностью (особенно на слабых

грунтах и в стесненных условиях работы МТТМ) предложен ряд технических решений, основанных на включении в конструкцию аутригера различных анкерных устройств [4].

Статистика отмечает увеличение случаев опрокидывания автомобильных кранов и кранов-манипуляторов в результате проседания почвы, а до 65% аварий связано с неправильным использованием выносных опор [9]. Нормативные документы требуют прекращения работы грузоподъемной машины при начале просадки опорной поверхности [10]. Однако для повышения безопасности работы необходимо не бороться с последствиями, а предотвращать подобные опасные ситуации.

С целью повышения эффективности выносных опор с точки зрения обеспечения общей устойчивости крана разработана конструкция выносной опоры, защищенная патентом РФ №165312 [11]. Использование такой опоры позволяет повысить общую устойчивость МТТМ при работе в условиях действия значительных опрокидывающих и сдвигающих эксплуатационных нагрузок,

особенно на слабых грунтах и не строго горизонтальных поверхностях, или уменьшить размеры опорного контура в стесненных условиях.

Общая схема конструкции показана на рис. 1. 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. Опорное устройство дополнено анкерным устройством 6 для восприятия действующих на машину опрокидывающих и сдвигающих 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 в грунте при помощи приводного гидроцилиндра 8, причем плоскость рабочего элемента наклонна по отношению к поверхности грунта и в рабочем положении рабочий элемент находится под опорной плитой 9, т.е. под площадкой контакта опорного устройства с поверхностью грунта [4, 11].

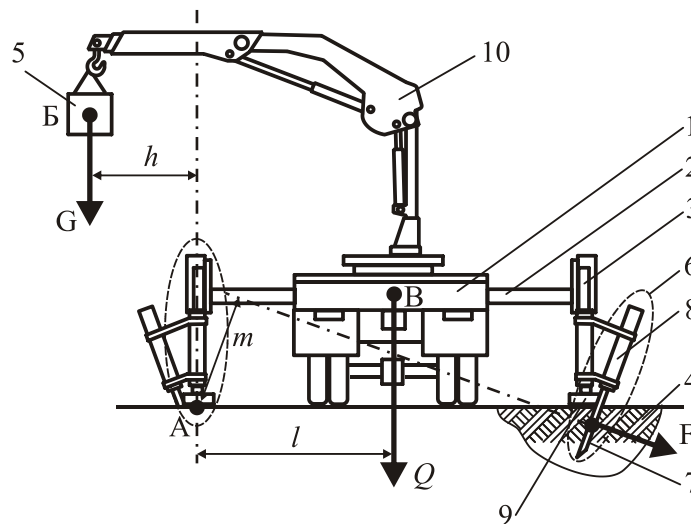


Рис. 1. Выносная опора с возможностью анкеровки [10]:

- 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

Принцип действия конструкции заключается в следующем (рис. 1). При работе МТТМ перемещаемый груз вызывает появление опрокидывающего момента $M_{опр} = Gh$,

который обуславливает снижение общей устойчивости и может привести к ее опрокидыванию относительно ребра опрокидывания – точки А. Негативное влияние опроки-

дывающего момента нейтрализуется действием восстанавливающего момента, который в случае использования в конструкции МТТМ только опорных устройств 3 составляет $M_{вос} = Ql$.

Общая устойчивость МТТМ обеспечивается, когда $M_{вос} > M_{опр}$. Соответственно, условие потери общей устойчивости имеет вид: $M_{опр} > M_{вос}$.

Величина опрокидывающего момента пропорциональна плечу h действия сосредоточенной силы от веса груза G , приложенной в его центре тяжести – точке Б, а восстанавливающего – пропорциональна плечу l действия сосредоточенной силы от веса МТТМ в целом Q , приложенной в ее центре тяжести – точке В. Поэтому использование выносных опор позволяет существенно уменьшить величину плеча h при одновременном равном увеличении плеча l .

При включении в конструкцию МТТМ анкерных устройств 6 предлагаемой конструкции появляется дополнительный восстанавливающий момент $M_{вос.дон} = Fm$. В этом случае условие потери общей устойчивости для МТТМ принимает следующий вид:

$$M_{опр} > M_{вос} + M_{вос.дон},$$

т.е. для ее опрокидывания требуется больший опрокидывающий момент. Величина дополнительного восстанавливающего момента прямо пропорционально зависит от создаваемой анкерным устройством силы F , приложенной в точке Г и направленной перпендикулярно передней поверхности рабочего элемента 7, и плеча ее действия m относительно ребра опрокидывания – точки А. Ненулевое значение плеча m действия силы F имеет место в случае наклонного расположения рабочего элемента 7 в грунте 4, причем оно увеличивается с увеличением угла наклона продольной оси анкерного устройства по отношению к нормали к поверхности грунта [4, 11].

Величина силы F , создаваемой анкерным устройством 6, зависит от прочностных свойств грунта и условий его разрушения при вырывании рабочего элемента под действием опрокидывающего момента.

Схема разрушения грунта показана на рис. 2. При вырывании рабочий элемент 1 стремится перейти из рабочего положения I в положение II. При этом он своей передней

поверхностью 2 воздействует на прилегающей грунт [11]. При движении рабочего органа происходит последовательное разрушение грунта путем поочередного смещения его смежных слоев вдоль линий сдвига 1-1, 2-2, ..., 8-8 (рис. 2) с образованием характерного выпучивания изначально ровной поверхности перед передней поверхностью рабочего элемента (линия ГЕ). Угол наклона линий сдвига, приблизительно равный углу внутреннего трения в различных грунтах, и сила сопротивления сдвигу слоев грунта зависят от прочностных свойств грунта [4; 11].

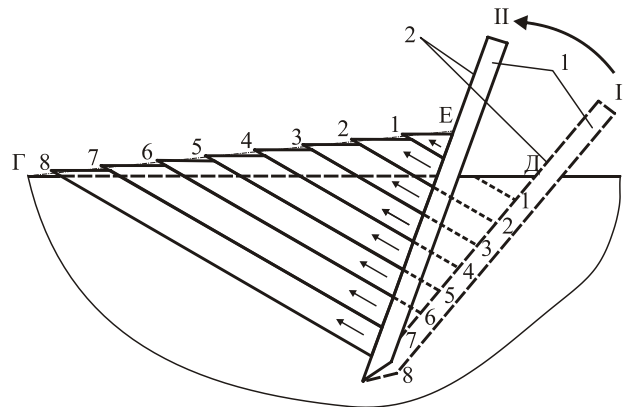


Рис. 2. Схема разрушения грунта при работе анкерного устройства [10]:

1 – рабочий элемент; 2 – передняя поверхность рабочего элемента

При нахождении рабочего элемента под площадкой контакта опорного устройства с грунтом показанная на рис. 2 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 связанному с этим процессом выпучиванию грунта по линии ГЕ. 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 существенное повышение величины силы F , создаваемой анкерным устройством [4, 11].

Таким образом, использование данной конструкции позволяет повысить безопасность выполнения погрузочно-разгрузочных, перегрузочных, транспортных и складских работ, выполняемых грузоподъемными машинами, вследствие повышения коэффициента запаса общей устойчивости и снижения риска их опрокидывания в процессе эксплуатации, а также повысить грузо-высотные характеристики МС, т.е. перемещать грузы

большого веса в пределах большей по размерам рабочей зоны [4, 11].

Для оценки эффективности использования анкерного устройства предлагаемой конструкции были проведены нелинейные конечноэлементные расчеты системы «МТТМ – выносная опора – анкер – грунт» [4]. Расчетная схема для угла наклона анкерного устройства 45° к горизонту показана на рис. 3.

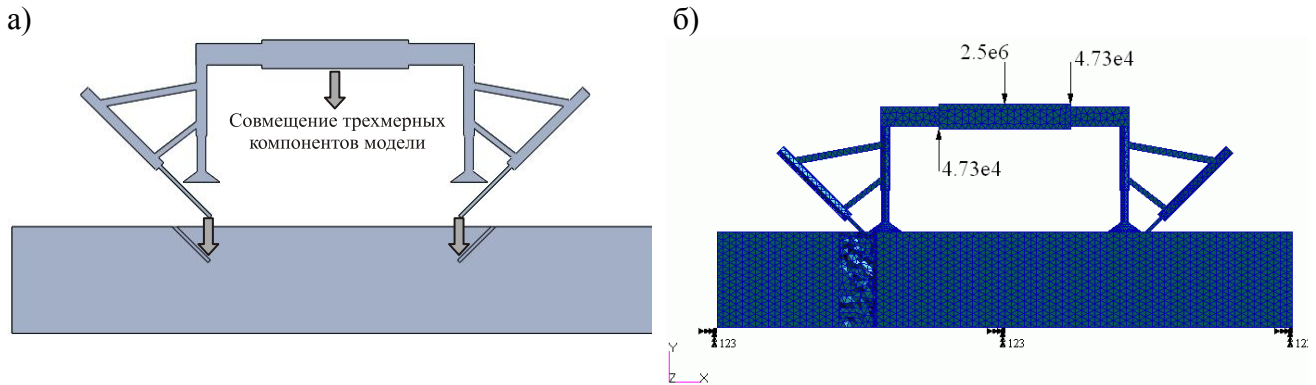


Рис. 3. Расчетная модель системы «МТТМ – выносная опора – анкер – грунт» [4]:
а – трехмерная модель; б – конечноэлементная модель

Расчет выполнен для манипулятора ОТМЛ-97 на базе шасси КамАЗ-65117. Масса базовой машины – 24 т, масса манипулятора 2,26 т, грузовой момент манипулятора 97 кН·м, максимальный вылет 7,3 м, ширина базы выносных опор 3,85 м (1,925 м на одну опору), расстояние от плоскости установки манипулятора до опорной поверхности 1,5 м [4].

Влияние МС учитывалось с помощью приложенного к центру тяжести системы опрокидывающего момента 97 кН·м. Нижняя плоскость объема грунта закреплена по всем направлениям. В центре тяжести модели вертикально вниз приложен вес базовой машины и манипулятора 257,6 кН. Выполнены расчеты для угла наклона анкерного устройства в 30° , 45° и 60° к горизонту [4].

Упруго-пластические свойства опорной поверхности в зоне установки аутригера с анкерным устройством задаются с помощью модели упрочняющегося грунта. Параметры модели грунта для использования в расчетных моделях анкерного устройства приведены в [12]. Так как глубина заглибления анкерного устройства не превышает 1 м, то изменением жесткости по глубине можно пренебречь [13]. С использованием данных параметров постро-

ена и задана в программном комплексе диаграмма деформирования материала.

Результаты расчета суммарных перемещений в системе с глинистым основанием для угла наклона анкерного устройства в 30° к горизонту показаны на рис. 4. Видно, что опоры углубляются в грунт. При этом опора, на которую приходится основное воздействие манипуляционной системы, углубляется в 2 раза больше. Результаты расчета для различных вариантов сведены в табл. 1.

Величина дополнительной удерживающей силы, создаваемой анкерным устройством, зависит от угла его ориентации по отношению к опорной поверхности. Расчеты показали, что анкерное устройство следует размещать под углом $30...45^\circ$ к горизонту. Для манипулятора ОТМЛ-97 на базе шасси КамАЗ-65117 восстанавливающий момент увеличится на 12 % (с 1983,5 кН·м до 2239,1 кН·м). Данный манипулятор может устанавливаться на шасси с более низкой собственной массой, чем КамАЗ-65117. Тогда анкерное устройство вносит более существенный вклад в обеспечение общей устойчивости (увеличение восстанавливающего момента составляет $30...40\%$) [4].

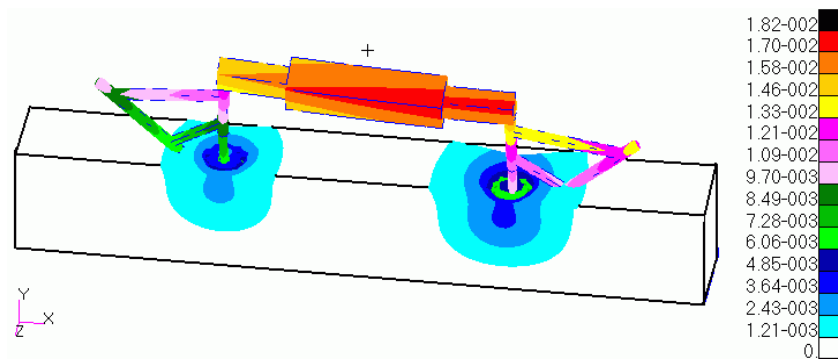


Рис. 4. Суммарные перемещения, м (анкерное устройство под 45° к горизонту, глинистое основание) [4]

Таблица 1

Результаты расчета анкерного устройства

| Тип основания | Глинистое основание | | | Песчаное основание | | |
|---|---------------------|-------|------|--------------------|--------|-------|
| | 30° | 45° | 60° | 30° | 45° | 60° |
| Угол наклона анкерного устройства | 30° | 45° | 60° | 30° | 45° | 60° |
| Давление в рабочей зоне анкерного устройства, МПа | 3,0 | 2,0 | 0,5 | 2,5 | 1,6 | 0,3 |
| Сила F , кН | 170,4 | 113,6 | 28,4 | 142,0 | 90,88 | 17,04 |
| $M_{вос.дон}$, кН·м | 255,6 | 170,4 | 42,6 | 213,0 | 136,32 | 25,56 |

Список литературы

1. Александров, М.П. Грузоподъемные машины / М.П. Александров. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана. – Высш. шк., 2000. – 552 с.
2. Долин, П.А. Справочник по технике безопасности / П.А. Долин. – М.: Энергоатомиздат, 1984. – 824 с.
3. Анисимов, Г.М. Основы научных исследований лесных машин / Г.М. Анисимов, А.М. Кочнев. – Изд. 2-е, испр. – М.: Лань, 2010. – 526 с.
4. Лагерев, И.А. Моделирование рабочих процессов манипуляционных систем мобильных многоцелевых транспортно-технологических машин и комплексов: монография / И.А. Лагерев. – Брянск: РИО БГУ, 2016. – 371 с.
5. Лагерев, И.А. Динамика трехзвенных гидравлических кранов-манипуляторов / И.А. Лагерев, А.В. Лагерев. – Брянск: БГТУ, 2012. – 196 с.
6. Галдин, Н.С. Гидравлические схемы мобильных машин / Н.С. Галдин, И.А. Семенова. – Омск: СибАДИ, 2013. – 203 с.
7. Компания РМ. – Режим доступа: <http://www.rm-group.eu/web/pmgroup/home>.
8. Белецкий, Б.Ф. Технология и механизация строительного производства / Б.Ф. Белецкий. – Ростов-на-Дону: Феникс, 2004. – 752 с.

9. Компания «СД Групп». Журнал «СтройПромЭксперт». – Режим доступа: <http://sdexpert.ru/stats/1015>.

10. Шишков, Н.А. Пособие для крановщиков (машинистов) по безопасной эксплуатации стреловых кранов / Н.А. Шишков. – М.: ПИО ОБТ, 2002. – 51 с.

11. 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 им. ак. И.Г. Петровского». – №2016116467; заявл. 26.04.16; опубл. 10.10.2016, Бюл. №28. – 2 с.

12. Далматов, Б.И. Механика грунтов, основания и фундаменты / Б.И. Далматов. – Л.: Стройиздат, 1988. – 415 с.

13. Голубев, А.И. Выбор модели грунта и её параметров в расчетах геотехнических объектов. – Режим доступа: www.noipifor.ru/publications/10063.

Сведения об авторах

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

Лагерев Александр Валерьевич – доктор технических наук, профессор, заместитель

директора по научной работе НИИ фундаментальных и прикладных исследований ФГБОУ ВО «Брянский государственный

университет имени академика И.Г. Петровского», bsu-avl@yandex.ru.

IMPROVING THE SAFETY OF OPERATION MOBILE TRANSPORT AND TECHNOLOGICAL MACHINES WITH MANIPULATORS WHEN WORKING WITH OUTRIGGERS

Lagerev I.A., Lagerev A.V.

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

A new design of the outriggers for mobile transport and technological machines with manipulators was developed. A new type of an outrigger allow to increase the overall stability when manipulator is working. The main support complemented by an anchoring device for the counteracting for machine overturning and shear service loads. The working element of the anchor device is inserted into the base surface at an angle. This ensures the formation of stress fields between the main support and anchor device. The FEM-simulation confirm the effectiveness of new outrigger design. It is theoretically found that working on the anchor device trying to escape from the base surface. Its front surface is consistently crack the soil by the rotating displacement of its adjacent layers along lines that would lead to the formation of the characteristic buckling of originally flat surface. The main support is counteracting for this process. Thus a second shear direction (perpendicular to the first direction) is create and significant increase of additional holding moment for 10..40 % (depending on base chassis). If angle between anchor device and base surface is 30...45 degrees the maximum efficiency will be obtained.

Keywords: mobile transport and technological machine, handling system, manipulator, crane-manipulator, outrigger, anchor, total sustainability.

DOI: 10.22281/2413-9920-2017-03-03-296-302

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

References

1. Alexandrov M.P. *Gruzopodemnye mashiny* [The load-lifting machines]. Moscow, Vyshaya shkola, 2000. 552 p. (In Russian)
2. Dolin P.A. *Spravochnik po tekhnike bezopasnosti* [Safety engineering handbook]. Moscow, Energoatomizdat, 1984. 824 p. (In Russian)
3. 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)
4. Lagerev I.A. *Modelirovanie rabochikh protsessov manipulatsionnykh system mobil'nykh mnogotselyvykh tekhnologitseskikh mashyn i kompleksov* [Simulation of the manipulation systems of the mobile multi-purpose transport and technological machines and complexes]. Bryansk, RIO BSU, 2016. 371 p. (In Russian)
5. Lagerev I.A., Lagerev A.V. *Dinamika trekhzvennykh gidravlicheskh kranov-manipulatorov* [A three-boom crane-manipulator dynamics simulation]. Bryansk, BSTU, 2012. 196 p. (In Russian)
6. Galdin N.S., Semenov I.A. *Gidravlicheskie sistemy mobilnykh mashyn* [Hydraulic circuits of mobile machines]. Omsk, SibADI, 2013. 203 p. (In Russian)
7. PM company. Available at: <http://www.pm-group.eu/web/pmgrouphome>. (In Russian)
8. Beletskiy B.F. *Tekhnologii i mekhanizatsiya stroitel'nogo proizvodstva* [Technology and mechanization of construction production]. Rostov-on-Don, Feniks, 2004. 752 p. (In Russian)
9. «SD Groop» company. Available at: <http://sdexpert.ru/stats/1015>. (In Russian)
10. Shishkov N.A. *Posobie dlya kranovschikov (mashinistov) po bezopasnoi ekspluatatsii strelovykh kranov* [Manual for crane operators (machinists) on safe operation of jib cranes]. Moscow, PIO OBT, 2002. 51 p. (In Russian)
11. Patent RU 160246. *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)

12. Dalmatov B.I. *Mekhanika gruntov, osnovaniya i fundamenty* [Soil mechanics, bases and foundations]. Leningrad, Stroyizdat, 1988. 415 p. (In Russian)

13. Golubev A.I. *Vybor modeli gruntov*. Available at: <http://www.noipifor.ru/publications/10063>. (In Russian)

Authors' information

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

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.

Дата публикации
(Date of publication):
25.09.2017



УДК 621.87

ВЕРОЯТНОСТЬ ВОЗНИКНОВЕНИЯ ОТКАЗОВ ПРИ ЭКСПЛУАТАЦИИ МЕХАНИЗМА ПОДЪЕМА МОСТОВОГО КРЮКОВОГО ЭЛЕКТРИЧЕСКОГО КРАНА

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 подъема мостового крюкового электрического крана. Методика позволяет выявить лимитирующие элементы и определить значимость последствий в конструкции механизма подъема, 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: 10.22281/2413-9920-2017-03-03-303-332

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 подъема электрического крюкового мостового крана, конструкция которого представлена на рис. 1 и рис. 2. Анализ вероятности возникновения отказов и обеспечения мер по снижению риска осуществляется, исходя из собранной об объекте информации: о технических характеристиках, диагностике возможных причин отказов специальными процедурами контроля, условий эксплуатации.

Параметры механизма подъема:

- грузоподъемность 10 т;
- кратность полиспаста 3;
- группа классификации механизма подъема крана – М5 [21];
- класс использования при коэффициенте распределения нагрузки 1,0 – Т₃ [7];
- кран отработал нормативный срок службы в годах, эксплуатируется в помещении в условиях, которые соответствуют паспортным характеристикам;
- функционирование системы производственного контроля на подъемных 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 крана и нормативной документации.

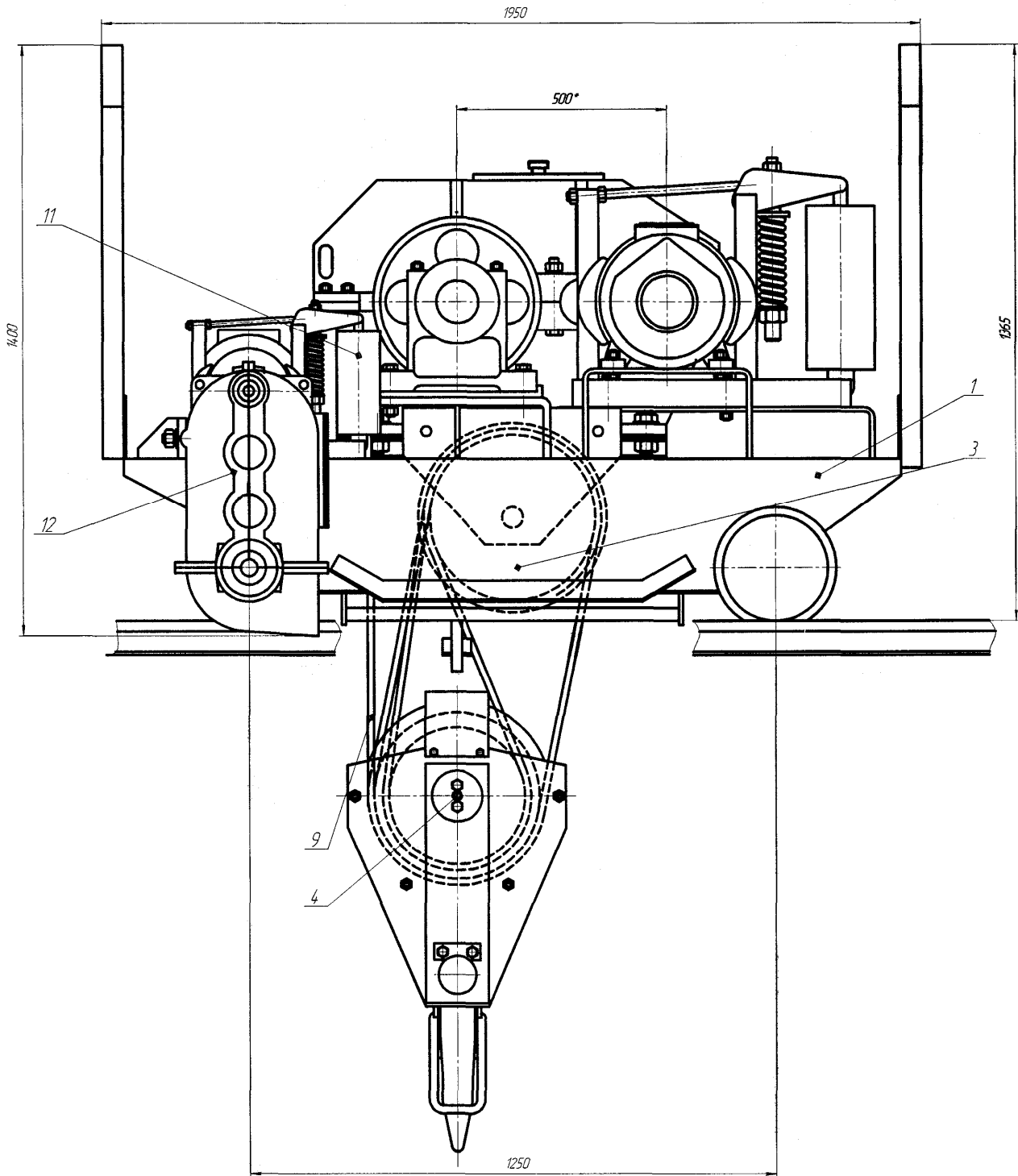


Рис. 1. Общий вид грузовой тележки крюкового электрического мостового крана:
 1 – рама; 3 – верхние блоки; 4 – крюковая подвеска; 9 – канат; 11 – тормоз механизма передвижения тележки; 12 – редуктор механизма передвижения тележки

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 подъема электрического мостового крана состоит из блоков:

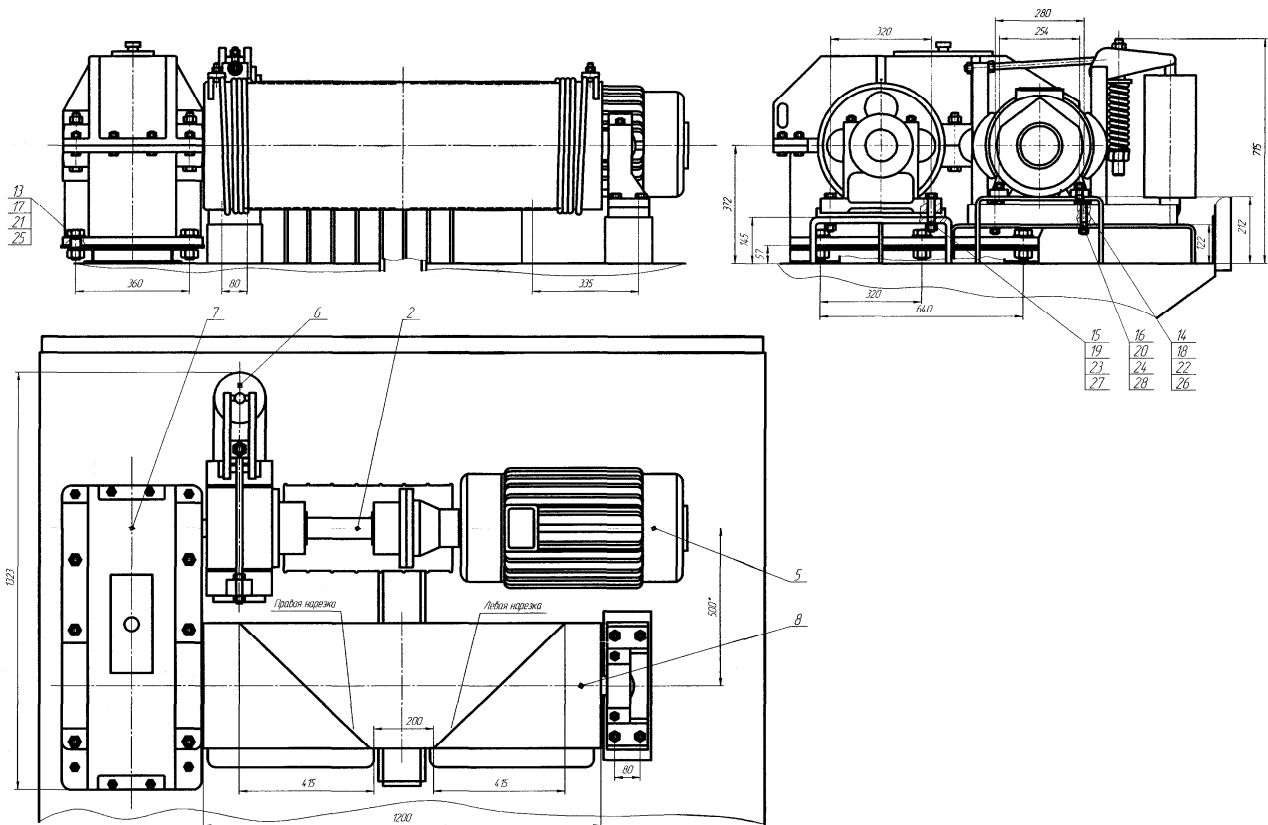


Рис. 2. Механизма подъема крюкового электрического мостового крана:

2 – промежуточный вал; 5 – электродвигатель; 6 – тормоз; 7 – редуктор; 8 – барабан; 14, 18, 22, 26 – элементы крепления электродвигателя; 16, 20, 24, 28 – элементы крепления тормоза; 13, 17, 21, 25 – элементы крепления редуктора; 15, 19, 23, 27 – элементы крепления барабана

- A₁ – электродвигатель;
 - A₂ – крепёжное соединение (крепление электродвигателя);
 - A₃ – промежуточный вал;
 - A₄ – тормоз;
 - A₅ – крепёжное соединение (крепление тормоза);
 - A₆ – редуктор;
 - A₇ – крепёжное соединение (крепление редуктора);
 - A₈ – барабан;
 - A₉ – крепёжное соединение (крепление барабана);
 - A₁₀ – канат;
 - A₁₁ – крюковая подвеска;
 - A₁₂ – верхние блоки.
- Для связи между блоками используются следующие виды соединений:
- 1 – прессовое;
 - 2 – резьбовое;
 - 3 – механическое;
 - 6 – зубчатое.

На функциональной блок-схеме (рис. 3) показаны блоки механизма подъёма элек-

трического мостового крана (рис. 1 и рис. 2). Каждый блок имеет наименование, индекс и количество, обозначение согласно рис. 1 и рис. 2.

Блоки A₃, A₈, A₁₁ и A₁₂ целесообразно разложить на отдельные элементы.

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

Эскиз промежуточного вала (блок A₃) представлен на рис. 4.

Функциональная схема блока A₃ состоит из следующих элементов: B_{3.1} – шпонка; B_{3.2} – муфта 2-10000-100, состоящая из двух полумуфт; B_{3.3} – крепёжное соединение, соединяющее две полумуфты; B_{3.4} – вал; B_{3.5} – крепёжное соединение, соединяющее полумуфту и шкив; B_{3.6} – шкив Ш1-300/59-215; B_{3.7} – шпонка.

Для связи между элементами используются следующие виды соединений: 1 – прессовое; 2 – резьбовое; 3 – механическое.

На функциональной схеме (рис. 5) показаны элементы промежуточного вала (рис. 4).

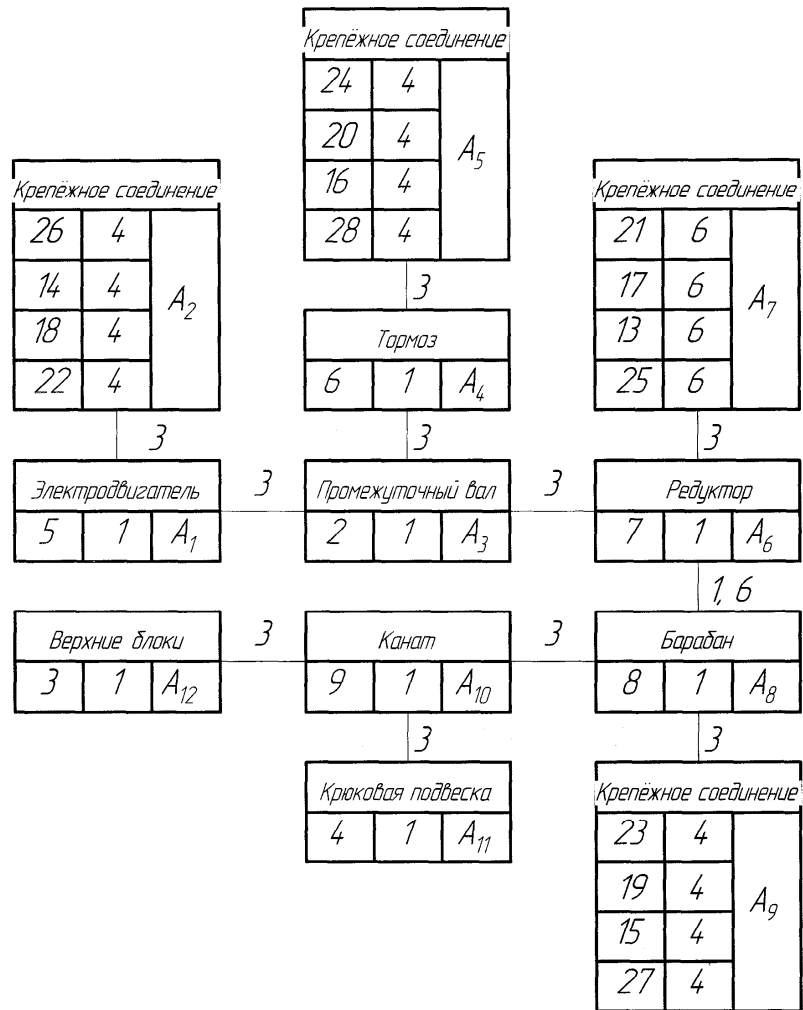


Рис. 3. Функциональная схема механизма подъема крюкового электрического мостового крана

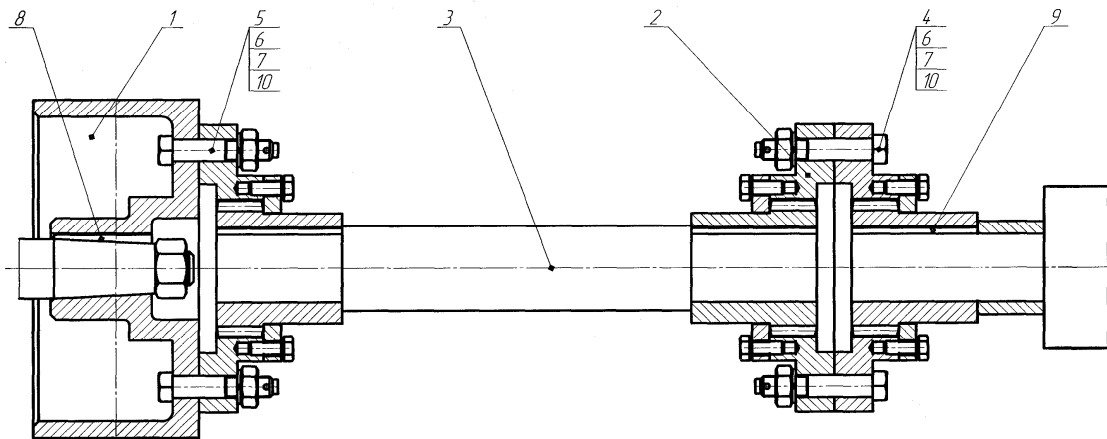


Рис. 4. Эскиз промежуточного вала:
1 – шкив Ш1-300159-215; 2 – полушфита 2-10000-100; 3 – вал; 4, 6, 7, 10 – крепёжное соединение; 5, 6, 7, 10 – крепёжное соединение; 8 – шпонка, 9 – шпонка.

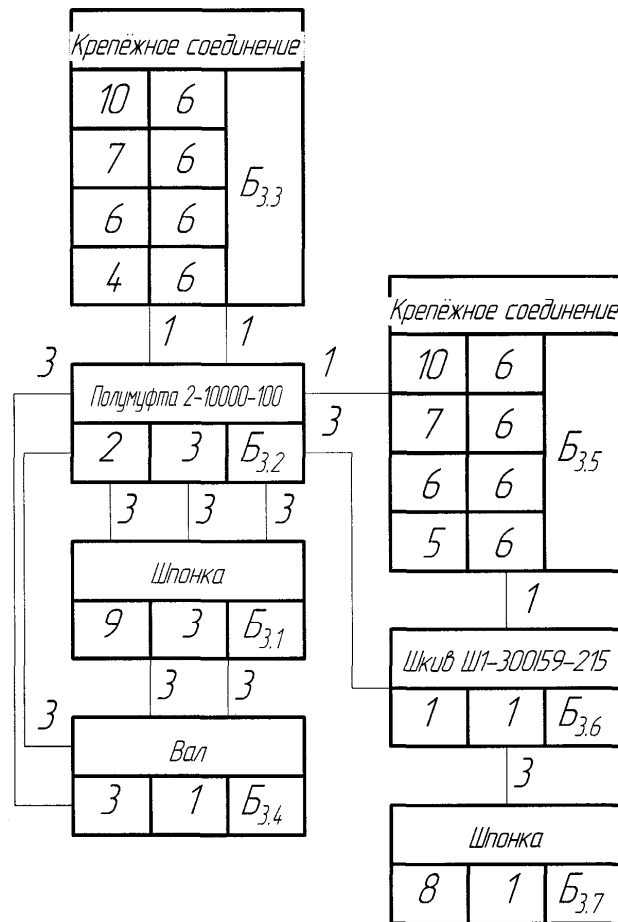


Рис. 5. Функциональная схема промежуточного вала – блок А3

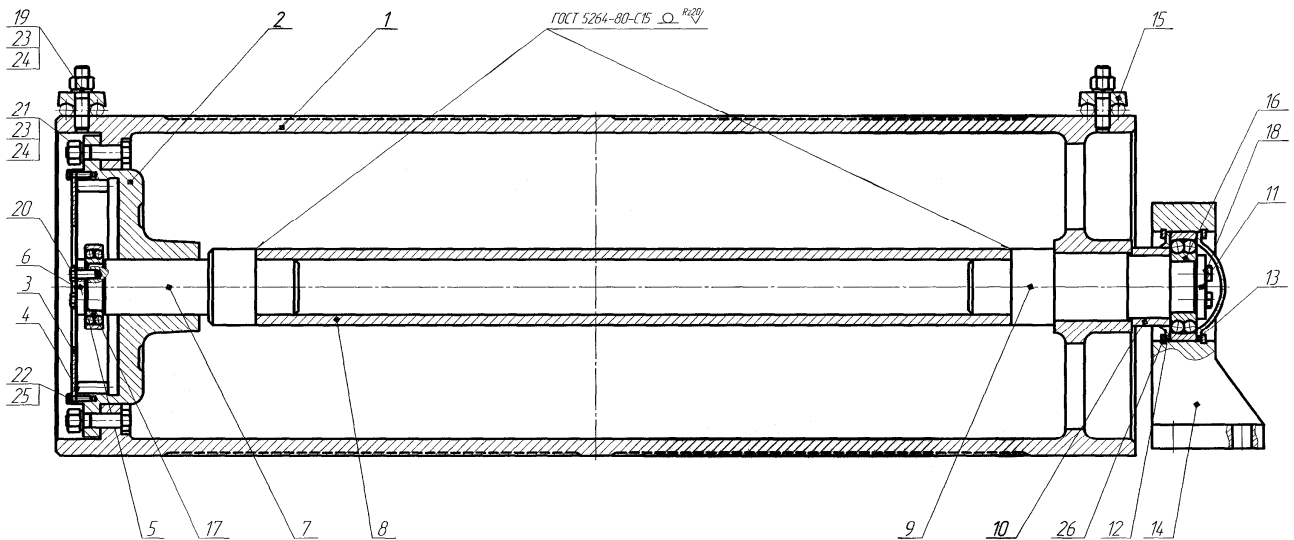


Рис. 6. Эскиз барабана:

- 1 – корпус; 2 – колесо зубчатое; 3 – полукрышка; 4 – прокладка; 5 – шайба торцевая; 6 – планка стопорная; 7 – ось; 8 – втулка; 9 – ось; 10 – втулка распорная; 11 – шайба торцевая; 12 – крышка подшипника; 13 – крышка подшипника; 14 – опора; 15 – прижимная накладка; 16 – подшипник 1312; 17 – подшипник 1211; 18 – планка стопорная; 19, 23, 24 – крепёжное соединение; 20 – болт М10×25; 21, 23, 24 – крепёжное соединение; 22, 25 – крепёжное соединение

Каждый элемент имеет наименование, индекс и количество, обозначение согласно рис. 4.

Эскиз барабана (блок А₈) представлен на рис. 6.

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

- Б_{8.1} – колесо зубчатое;
- Б_{8.2} – прокладка;
- Б_{8.3} – полукрышка;
- Б_{8.4} – крепёжное соединение, соединяющее полукрышки и зубчатое колесо;
- Б_{8.5} – ось;
- Б_{8.6} – подшипник 1211;
- Б_{8.7} – шайба торцевая;
- Б_{8.8} – планка стопорная;
- Б_{8.9} – крепёжное соединение;
- Б_{8.10} – втулка;
- Б_{8.11} – ось;
- Б_{8.12} – крепёжное соединение, соединяющее

ющее колесо зубчатое и корпус;

- Б_{8.13} – корпус;
- Б_{8.14} – втулка распорная;
- Б_{8.15} – подшипник 1312;
- Б_{8.16} – шайба торцевая;
- Б_{8.17} – планка стопорная;
- Б_{8.18} – крышка подшипника;
- Б_{8.19} – кольцо;
- Б_{8.20} – крышка подшипника;
- Б_{8.21} – опора;
- Б_{8.22} – крепёжное соединение (крепление каната на барабане);
- Б_{8.23} – накладка.

Для связи между элементами используются следующие виды соединений:

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

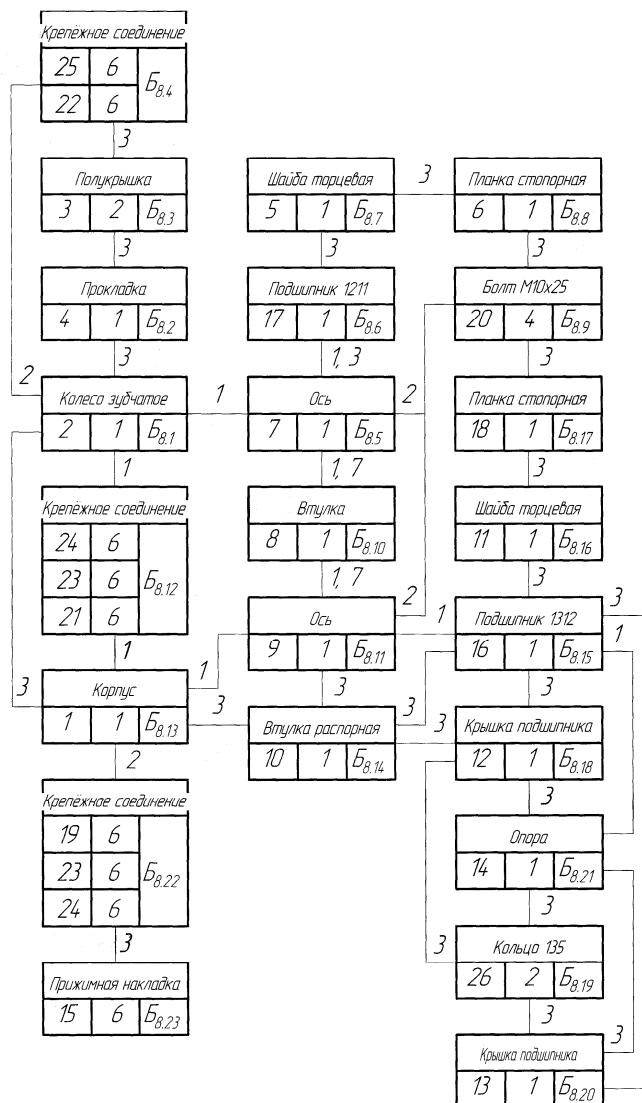


Рис. 7. Функциональная схема барабана – блок А₈

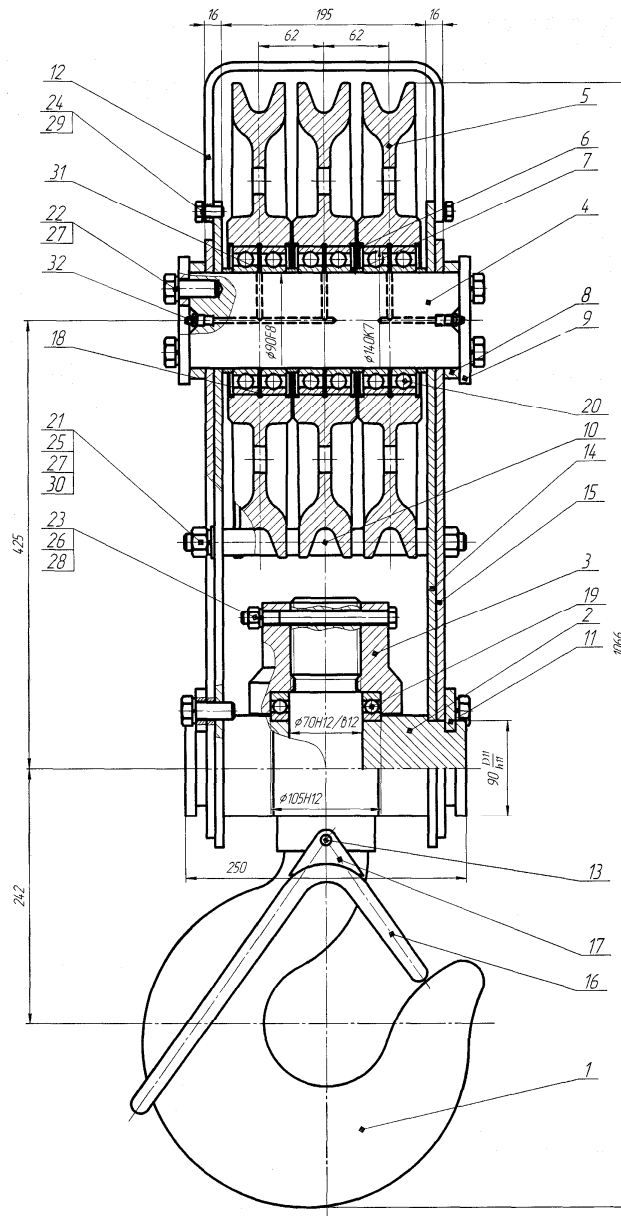


Рис. 8. Эскиз крюковой подвески

1 – крюк однорогий; 2 – траверса; 3 – гайка; 4 – ось; 5 – блок; 6 – крышка; 7 – втулка; 8 – кольцо; 9 – шайба; 10 – втулка; 11 – оседержатель; 12 – скоба; 13 – ось; 14 – щека; 15 – накладка; 16 – скоба; 17 – держатель; 18 – кольцо; 19 – подшипник; 20 – подшипник 118; 21, 25, 27, 30 – крепёжное соединение; 22, 27 – крепёжное соединение; 23, 26, 28 – крепёжное соединение; 24, 29 – крепёжное соединение.

Эскиз крюковой подвески (блок А₁₁) представлен на рис. 8.

Функциональная схема блока А₁₁ (рис. 9) состоит из следующих элементов:

Б_{11.1} – блок;
 Б_{11.2} – кольцо; Б_{11.3} – подшипник 118;
 Б_{11.4} – крышка;
 Б_{11.5} – втулка;
 Б_{11.6} – кольцо;
 Б_{11.7} – ось;
 Б_{11.8} – масленка 1.2.Кд 6;

Б_{11.9} – крепёжное соединение;
 Б_{11.10} – шайба;
 Б_{11.11} – кольцо;
 Б_{11.12} – накладка;
 Б_{11.13} – щека;
 Б_{11.14} – скоба;
 Б_{11.15} – крепёжное соединение;
 Б_{11.16} – втулка;
 Б_{11.17} – крепёжное соединение;
 Б_{11.18} – оседержатель;
 Б_{11.19} – траверса;
 Б_{11.20} – подшипник 8214;

Б_{11.21} – крюк однорогой;
 Б_{11.22} – гайка;
 Б_{11.23} – болтовое соединение;
 Б_{11.24} – ось;
 Б_{11.25} – держатель;
 Б_{11.26} – скоба.

Используемые виды соединений:
 1 – прессовое;
 2 – резьбовое;
 3 – механическое;
 7 – сварное.

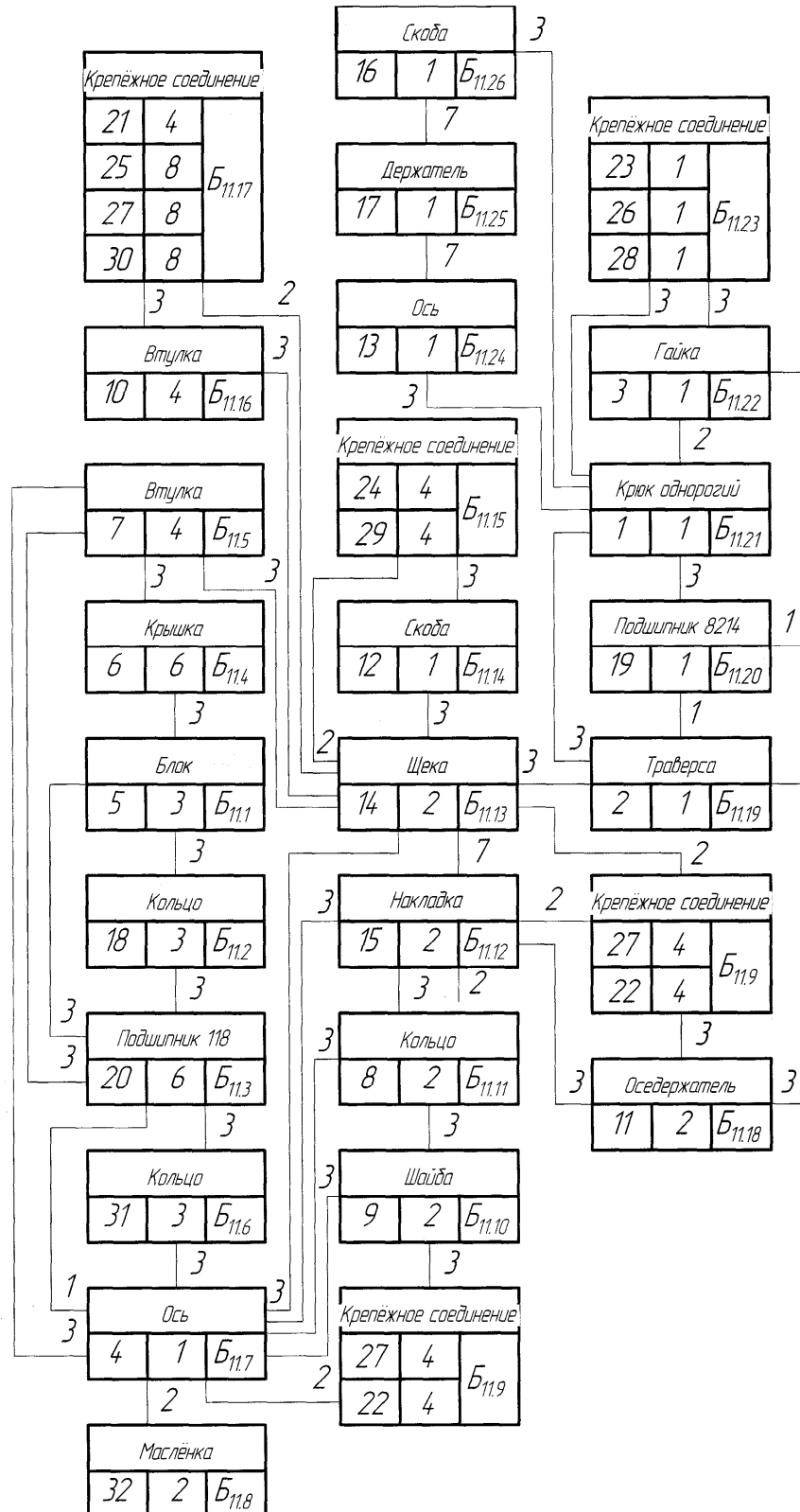


Рис. 9. Функциональная схема крюковой подвески – блок А₁₁

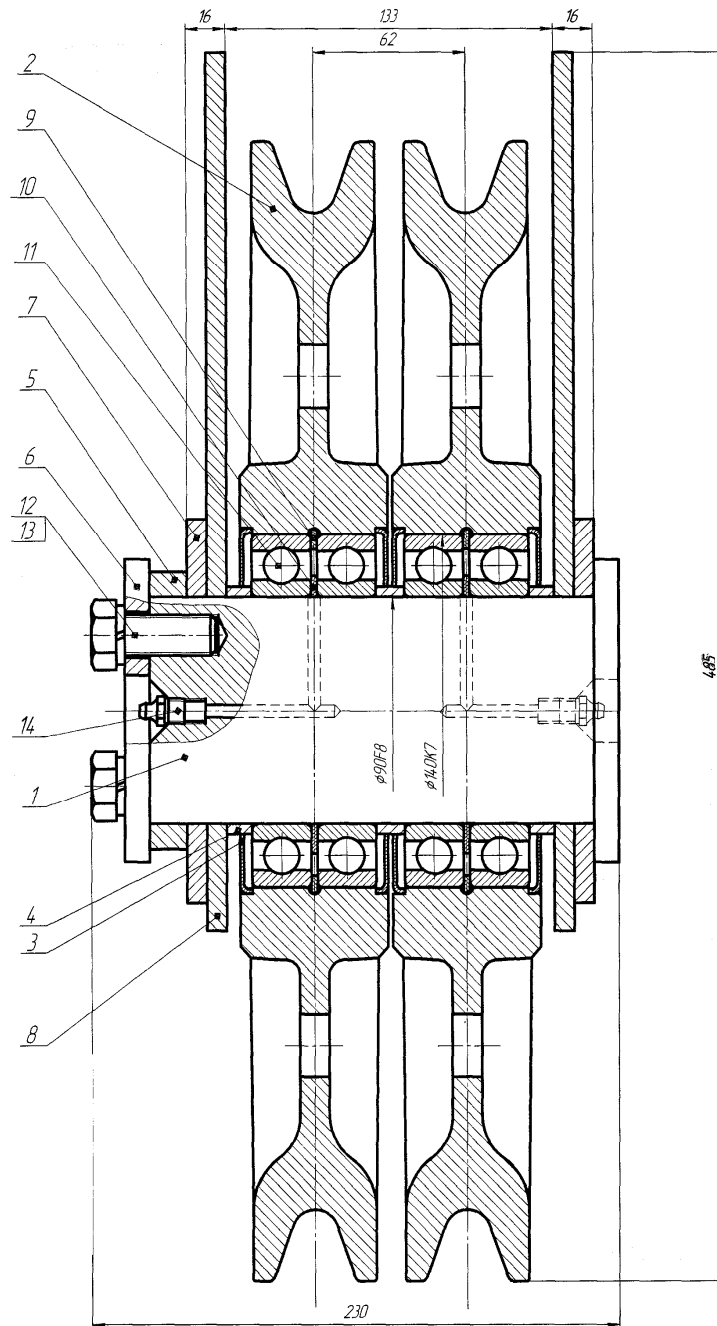


Рис. 10. Эскиз верхних блоков

1 – ось; 2 – блок; 3 – крышка; 4 – втулка; 5 – кольцо; 6 – шайба; 7 – накладка; 8 – щека; 9 – кольцо; 10 – кольцо; 11 – подшипник 118; 12, 13 – крепёжное соединение; 14 – маслѐнка

Эскиз верхних блоков (блок A_{12}) представлен на рис. 10.

Функциональная схема блока A_{12} (рис. 11) состоит из следующих элементов:

- Б_{12.1} – блок;
- Б_{12.2} – кольцо;
- Б_{12.3} – подшипник 118;
- Б_{12.4} – крышка;
- Б_{12.5} – втулка;
- Б_{12.6} – кольцо;
- Б_{12.7} – ось;

- Б_{12.8} – маслѐнка;
- Б_{12.9} – крепёжное соединение;
- Б_{12.10} – шайба;
- Б_{12.11} – кольцо;
- Б_{12.12} – накладка;
- Б_{12.13} – щека.

Используемые виды соединений:

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

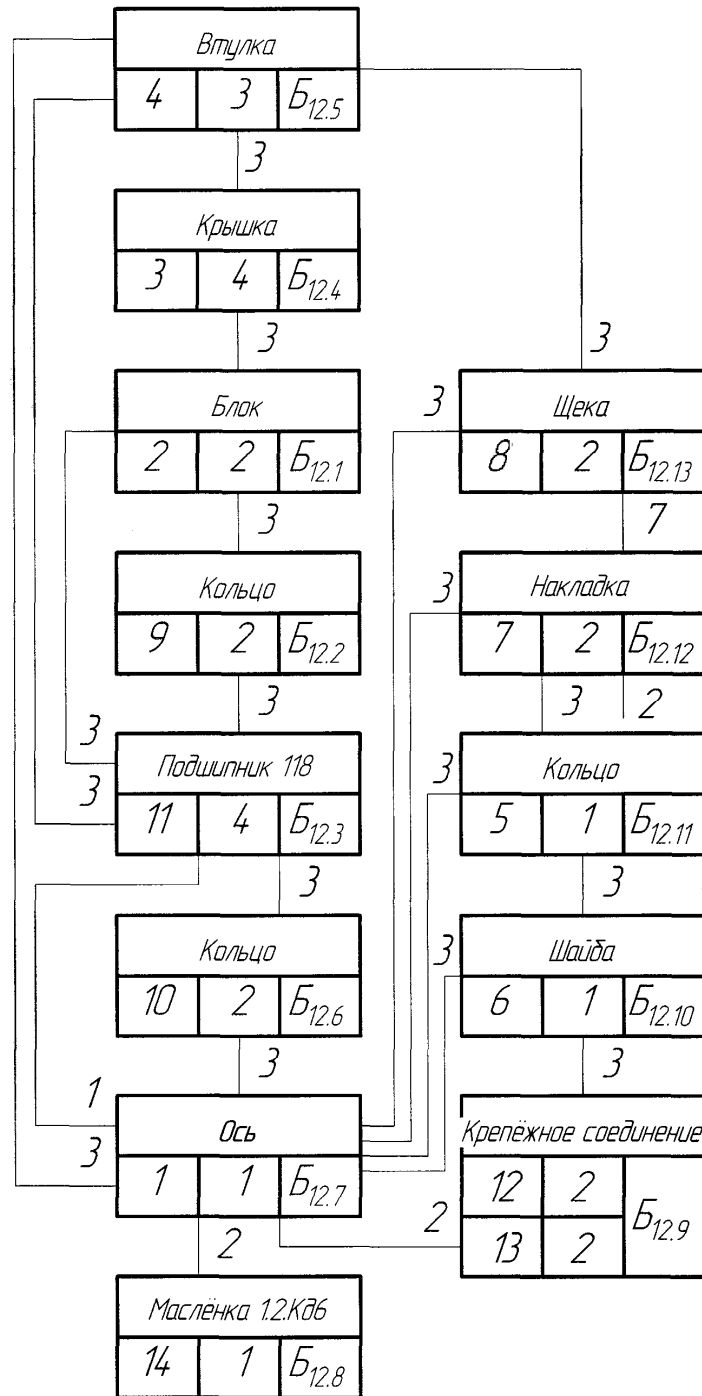


Рис. 11. Функциональная схема верхних блоков – блок А₁₂

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 подъема крюкового электрического мостового крана на основе анализа функциональных и физических параметров приведены в табл. 1.

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.

Таблица 1

Возможные причины отказов блоков и элементов механизма подъема крюкового электрического мостового крана

| 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} | Полумуфта 2-10000-100 | - износ шпоночного паза | С ₇ |
| | | - износ зубьев | С ₈ |
| | | - отсутствие смазки | С ₉ |
| | | - отсутствие деталей | С ₁₀ |
| Б _{3.3} | Крепёжное соединение | - отсутствие элемента | С ₁₁ |
| | | - дефект резьбы | С ₁₂ |
| Б _{3.4} | Вал | - наличие осевого хода | С ₁₃ |
| | | - износ шеек, скручивание | С ₁₄ |
| Б _{3.5} | Крепёжное соединение | - отсутствие элемента | С ₁₅ |
| | | - дефект резьбы | С ₁₆ |
| Б _{3.6} | Шкив Ш1-300/59-215 | - износ поверхности | С ₁₇ |
| | | - износ шпоночного паза | С ₁₈ |
| | | - трещины, обломы | С ₁₉ |
| Б _{3.7} | Шпонка | - срез, смятие | С ₂₀ |
| А ₄ | Тормоз | - не отрегулирован | С ₂₁ |
| | | - состояние пружины | С ₂₂ |
| | | - отсутствуют детали | С ₂₃ |
| | | - состояние толкателя | С ₂₄ |
| | | - износ колодок, трещины | С ₂₅ |
| А ₅ | Крепёжное соединение | - отсутствие элемента | С ₂₆ |
| | | - потеря резьбы | С ₂₇ |
| А ₆ | Редуктор | - отсутствие смазки | С ₂₈ |
| | | - износ зубьев | С ₂₉ |
| | | - износ шеек валов | С ₃₀ |
| | | - износ подшипников | С ₃₁ |
| А ₇ | Крепёжное соединение | - отсутствие элемента | С ₃₂ |
| | | - дефект резьбы | С ₃₃ |
| Б _{8.1} | Колесо зубчатое | - износ зубьев | С ₃₄ |
| | | - отсутствие смазки | С ₃₅ |
| | | - дефект резьбы | С ₃₆ |
| Б _{8.2} | Прокладка | - отсутствие | С ₃₇ |
| Б _{8.3} | Полукрышка | - отсутствие | С ₃₈ |
| Б _{8.4} | Крепёжное соединение | - отсутствие элемента | С ₃₉ |
| | | - дефект резьбы | С ₄₀ |
| Б _{8.5} | Ось | - износ шеек | С ₄₁ |
| | | - дефект резьбы | С ₄₂ |
| Б _{8.6} | Подшипник 1211 | - отсутствие смазки | С ₄₃ |
| | | - наличие дефектов | С ₄₄ |
| Б _{8.7} | Шайба торцевая | - отсутствие | С ₄₅ |

Продолжение табл. 1

| Индекс | Блок, элемент | Возможные причины отказов | Индекс отказа |
|--------------------|----------------------|---------------------------|-----------------|
| Б _{8.8} | Планка стопорная | - отсутствие | С ₄₆ |
| Б _{8.9} | Крепёжное соединение | - отсутствие | С ₄₇ |
| Б _{8.10} | Втулка | - скручивание, изгиб | С ₄₈ |
| Б _{8.11} | Ось | - износ шеек | С ₄₉ |
| | | - дефект резьбы | С ₅₀ |
| Б _{8.12} | Крепёжное соединение | - отсутствие элемента | С ₅₁ |
| | | - дефект резьбы | С ₅₂ |
| Б _{8.13} | Корпус | - трещины | С ₅₃ |
| | | - износ ручья | С ₅₄ |
| | | - деформация | С ₅₅ |
| | | - износ отверстий | С ₅₆ |
| | | - дефект резьбы | С ₅₇ |
| Б _{8.14} | Втулка | - износ | С ₅₈ |
| Б _{8.15} | Подшипник 1312 | - отсутствие смазки | С ₅₉ |
| | | - наличие дефектов | С ₆₀ |
| Б _{8.16} | Шайба торцевая | - отсутствие | С ₆₁ |
| Б _{8.17} | Планка стопорная | - наличие дефектов | С ₆₂ |
| Б _{8.18} | Крышка | - износ отверстия | С ₆₃ |
| Б _{8.19} | Кольцо 135 | - деформация, поломка | С ₆₄ |
| Б _{8.20} | Крышка | - износ отверстия | С ₆₅ |
| Б _{8.21} | Опора | - износ отверстия | С ₆₆ |
| Б _{8.22} | Крепёжное соединение | - отсутствие элемента | С ₆₇ |
| | | - дефект резьбы | С ₆₈ |
| Б _{8.23} | Прижим | - отсутствие | С ₆₉ |
| А ₉ | Крепёжное соединение | - отсутствие элемента | С ₇₀ |
| | | - дефект резьбы | С ₇₁ |
| А ₁₀ | Канат | - поверхностные дефекты | С ₇₂ |
| | | - внутренние дефекты | С ₇₃ |
| | | - отсутствие смазки | С ₇₄ |
| Б _{11.1} | Блок | - трещины, сколы | С ₇₅ |
| | | - износ ручья | С ₇₆ |
| Б _{11.2} | Кольцо 140 | - деформация, поломка | С ₇₇ |
| Б _{11.3} | Подшипник 118 | - отсутствие смазки | С ₇₈ |
| | | - наличие дефектов | С ₇₉ |
| Б _{11.4} | Крышка | - износ отверстия | С ₈₀ |
| Б _{11.5} | Втулка | - износ | С ₈₁ |
| Б _{11.6} | Кольцо 98 | - деформация, поломка | С ₈₂ |
| Б _{11.7} | Ось | - износ поверхности | С ₈₃ |
| | | - дефект резьбы | С ₈₄ |
| Б _{11.8} | Масленка 1.2.Кд 6 | - наличие дефектов | С ₈₅ |
| Б _{11.9} | Крепёжное соединение | - отсутствие элемента | С ₈₆ |
| | | - дефект резьбы | С ₈₇ |
| Б _{11.10} | Шайба | - отсутствие | С ₈₈ |
| Б _{11.11} | Кольцо | - отсутствие | С ₈₉ |
| Б _{11.12} | Накладка | - трещины | С ₉₀ |
| | | - износ отверстия | С ₉₁ |
| | | - дефект резьбы | С ₉₂ |

Продолжение табл. 1

| Индекс | Блок, элемент | Возможные причины отказов | Индекс отказа |
|--------------------|----------------------|---------------------------|------------------|
| Б _{11.13} | Щека | - трещины | С ₉₃ |
| | | - деформация | С ₉₄ |
| | | - износ отверстия | С ₉₅ |
| | | - дефект резьбы | С ₉₆ |
| Б _{11.14} | Скоба | - деформация | С ₉₇ |
| | | - отсутствие | С ₉₈ |
| Б _{11.15} | Крепёжное соединение | - отсутствие элемента | С ₉₉ |
| | | - дефект резьбы | С ₁₀₀ |
| Б _{11.16} | Втулка | - деформация | С ₁₀₁ |
| | | - износ | С ₁₀₂ |
| Б _{11.17} | Крепёжное соединение | - отсутствие элемента | С ₁₀₃ |
| | | - дефект резьбы | С ₁₀₄ |
| | | - деформация | С ₁₀₅ |
| Б _{11.18} | Оседержатель | - отсутствие | С ₁₀₆ |
| Б _{11.19} | Траверса | - трещины | С ₁₀₇ |
| | | - износ шеек | С ₁₀₈ |
| Б _{11.20} | Подшипник 8214 | - отсутствие смазки | С ₁₀₉ |
| | | - наличие дефектов | С ₁₁₀ |
| Б _{11.21} | Крюк однорогий | - износ зева | С ₁₁₁ |
| | | - трещины волосовины | С ₁₁₂ |
| | | - дефект резьбы | С ₁₁₃ |
| Б _{11.22} | Гайка | - дефект резьбы | С ₁₁₄ |
| Б _{11.23} | Крепёжное соединение | - отсутствие элемента | С ₁₁₅ |
| | | - дефект резьбы | С ₁₁₆ |
| Б _{11.24} | Ось | - отсутствие | С ₁₁₇ |
| | | - деформация | С ₁₁₈ |
| Б _{11.25} | Держатель | - отсутствие | С ₁₁₉ |
| | | - деформация | С ₁₂₀ |
| Б _{11.26} | Скоба | - отсутствие | С ₁₂₁ |
| | | - деформация | С ₁₂₂ |
| Б _{12.1} | Блок | - трещины, сколы | С ₁₂₃ |
| | | - износ ручья | С ₁₂₄ |
| Б _{12.2} | Кольцо 140 | - деформация, поломка | С ₁₂₅ |
| Б _{12.3} | Подшипник 118 | - отсутствие смазки | С ₁₂₆ |
| | | - наличие дефектов | С ₁₂₇ |
| Б _{12.4} | Крышка | - износ отверстия | С ₁₂₈ |
| Б _{12.5} | Втулка | - износ | С ₁₂₉ |
| Б _{12.6} | Кольцо 98 | - деформация, поломка | С ₁₃₀ |
| Б _{12.7} | Ось | - износ поверхности | С ₁₃₁ |
| | | - дефект резьбы | С ₁₃₂ |
| Б _{12.8} | Масленка 1.2.Кд 6 | - наличие дефектов | С ₁₃₃ |
| Б _{12.9} | Крепёжное соединение | - отсутствие элемента | С ₁₃₄ |
| | | - дефект резьбы | С ₁₃₅ |
| Б _{12.10} | Шайба | - отсутствие | С ₁₃₆ |
| Б _{12.11} | Кольцо | - отсутствие | С ₁₃₇ |
| Б _{12.12} | Накладка | - трещины | С ₁₃₈ |
| | | - износ отверстия | С ₁₃₉ |

Окончание табл. 1

| Индекс | Блок, элемент | Возможные причины отказов | Индекс отказа |
|--------------------|---------------|---------------------------|------------------|
| Б _{12.13} | Щека | - трещины | С ₁₄₀ |
| | | - деформация | С ₁₄₁ |
| | | - износ отверстия | С ₁₄₂ |

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

Вопрос 1 (ранг S): Вероятность диагностики возможных причин отказов в зависимости от специальных процедур контроля на ПС ОПО?

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 при-

меняет для обнаружения возможных причин отказов?

Бланк для ответов содержал информацию обо всех возможных причинах отказов блоков и элементов объекта и таблицы с критериями оценки по рангам S, O, D.

Критерии оценки диагностики возможных причин отказов специальными процедурами контроля на ПС ОПО по рангу S приведены в табл. 2.

Критерии оценки вероятности появления каждого вида потенциального отказа от класса использования элементов объекта по рангу O приведены в таблицах 3 и 4.

Таблица 2

Критерии оценки диагностики возможных причин отказов

| Значимость последствия | Уровень регламентных работ | Ранг (S) |
|----------------------------|--|----------|
| Опасная без предупреждения | Разрушение элемента конструкции ТУ, 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 | ТУ находится в работоспособном состоянии | 2 |
| Отсутствует | ТУ находится в исправном состоянии | 1 |

Таблица 3

| Вероятность отказа | Значение вероятности отказа Р | Класс использования | Продолжительность использования, час | Ранг (О) |
|--------------------|-------------------------------|---------------------|--------------------------------------|----------|
| Очень большая | $P > 0,5$ | T_0 | 200 | 10 |
| | $0,33 < P < 0,5$ | T_1 | 400 | 9 |
| Большая | $0,125 < P < 0,33$ | T_2 | 800 | 8 |
| | $0,05 < P < 0,125$ | T_3 | 1600 | 7 |
| Небольшая | $0,0125 < P < 0,05$ | T_4 | 3200 | 6 |
| | $0,0025 < P < 0,0125$ | T_5 | 6300 | 5 |
| | $0,0005 < P < 0,0025$ | T_6 | 12500 | 4 |
| Малая | $0,00007 < P < 0,0005$ | T_7 | 25000 | 3 |
| | $0,000007 < P < 0,00007$ | T_8 | 50000 | 2 |
| Очень малая | $P < 0,000007$ | T_9 | 100000 | 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 |

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:

$$O_i = K_i T_i$$

где: O_i - продолжительность использования элемента конструкции в часах; K_i - коэффициент использования элемента конструкции; T_i - класс использования объекта в часах.

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].

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 (КПР), определяется произведением рангов S, O, D и нормируется от 1 до 1000. Результаты количественной оценки критичности (КПР) блоков и элементов объекта приведены в табл. 6.

Таблица 5

Критерии оценки по способу обнаружения отказа и средств для обнаружения возможных причин отказов по рангу D

| Полнота контроля, производительность, оперативность, безопасность и до- стоверность 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 |

Таблица 6

Результаты статистической обработки ответов экспертов на вопросы опросного листа по рангам S, O, D

| Индекс | Блок, элемент | Возможные отказы | Индекс отказа | Ранги | | | КПР | |
|------------------|---------------------------|--------------------------------|------------------|-------|-----|-----|------|-------|
| | | | | (S) | (O) | (D) | Кол. | Сумма |
| A ₁ | Электродвигатель | - замыкание обмотки | C ₁ | 6 | 7 | 1 | 42 | 248 |
| | | - износ щеток | C ₂ | 5 | 8 | 2 | 80 | |
| | | - износ шеек вала | C ₃ | 6 | 7 | 3 | 126 | |
| A ₂ | Крепёжное со- единение | - отсутствие элемента | C ₄ | 3 | 6 | 1 | 18 | 54 |
| | | - дефект резьбы | C ₅ | 6 | 6 | 1 | 36 | |
| B _{3.1} | Шпонка | - срез, смятие | C ₆ | 6 | 6 | 1 | 36 | 36 |
| B _{3.2} | Полумуфта 2- 10000-100 | - износ шпоночного паза | C ₇ | 6 | 7 | 1 | 42 | 234 |
| | | - износ зубьев | C ₈ | 6 | 8 | 3 | 144 | |
| | | - отсутствие смазки | C ₉ | 5 | 6 | 1 | 30 | |
| | | - отсутствие деталей | C ₁₀ | 3 | 6 | 1 | 18 | |
| B _{3.3} | Крепёжное со- единение | - отсутствие элемента | C ₁₁ | 3 | 6 | 1 | 18 | 54 |
| | | - дефект резьбы | C ₁₂ | 6 | 6 | 1 | 36 | |
| B _{3.4} | Вал | - наличие осевого хода | C ₁₃ | 5 | 7 | 2 | 70 | 196 |
| | | - износ шеек, скручи- вание | C ₁₄ | 6 | 7 | 3 | 126 | |
| B _{3.5} | Крепёжное со- единение | - отсутствие элемента | C ₁₅ | 3 | 6 | 1 | 18 | 54 |
| | | - дефект резьбы | C ₁₆ | 6 | 6 | 1 | 36 | |
| B _{3.6} | Шкив Ш1-300/59- 215 | - износ поверхности | C ₁₇ | 5 | 9 | 3 | 135 | 222 |
| | | - износ шпоночного паза | C ₁₈ | 6 | 7 | 1 | 42 | |
| | | - трещины, обломы | C ₁₉ | 5 | 9 | 1 | 45 | |
| B _{3.7} | Шпонка | - срез, смятие | C ₂₀ | 6 | 6 | 1 | 36 | 36 |

Продолжение табл. 6

| | | | | | | | | |
|-------------------|----------------------|-------------------------|-----------------|---|----|---|-----|-----|
| А ₄ | Тормоз | - не отрегулирован | С ₂₁ | 3 | 7 | 1 | 21 | 309 |
| | | - состояние пружины | С ₂₂ | 5 | 7 | 1 | 35 | |
| | | - отсутствуют детали | С ₂₃ | 3 | 6 | 1 | 18 | |
| | | - состояние толкателя | С ₂₄ | 5 | 7 | 1 | 35 | |
| | | - износ колодок трещины | С ₂₅ | 5 | 10 | 4 | 200 | |
| А ₅ | Крепёжное соединение | - отсутствие элемента | С ₂₆ | 3 | 6 | 1 | 18 | 54 |
| | | - потеря резьбы | С ₂₇ | 6 | 6 | 1 | 36 | |
| А ₆ | Редуктор | - отсутствие смазки | С ₂₈ | 5 | 7 | 1 | 35 | 461 |
| | | - износ зубьев | С ₂₉ | 6 | 9 | 4 | 216 | |
| | | - износ шеек валов | С ₃₀ | 6 | 7 | 4 | 168 | |
| | | - износ подшипников | С ₃₁ | 6 | 8 | 1 | 42 | |
| А ₇ | Крепёжное соединение | - отсутствие элемента | С ₃₂ | 3 | 6 | 1 | 18 | 54 |
| | | - дефект резьбы | С ₃₃ | 6 | 6 | 1 | 36 | |
| Б _{8.1} | Колесо зубчатое | - износ зубьев | С ₃₄ | 6 | 8 | 3 | 144 | 204 |
| | | - отсутствие смазки | С ₃₅ | 5 | 6 | 1 | 30 | |
| | | - дефект резьбы | С ₃₆ | 5 | 6 | 1 | 30 | |
| Б _{8.2} | Прокладка | - отсутствие | С ₃₇ | 5 | 6 | 1 | 30 | 30 |
| Б _{8.3} | Полукрышка | - отсутствие | С ₃₈ | 4 | 6 | 1 | 24 | 24 |
| Б _{8.4} | Крепёжное соединение | - отсутствие элемента | С ₃₉ | 3 | 6 | 1 | 18 | 36 |
| | | - дефект резьбы | С ₄₀ | 3 | 6 | 1 | 18 | |
| Б _{8.5} | Ось | - износ шеек | С ₄₁ | 6 | 7 | 0 | 0 | 0 |
| | | - дефект резьбы | С ₄₂ | 6 | 7 | 0 | 0 | |
| Б _{8.6} | Подшипник 1211 | - отсутствие смазки | С ₄₃ | 5 | 8 | 1 | 40 | 88 |
| | | - наличие дефектов | С ₄₄ | 6 | 8 | 1 | 48 | |
| Б _{8.7} | Шайба торцевая | - отсутствие | С ₄₅ | 6 | 6 | 0 | 0 | 0 |
| Б _{8.8} | Планка стопорная | - отсутствие | С ₄₆ | 6 | 6 | 0 | 0 | 0 |
| Б _{8.9} | Крепёжное соединение | - отсутствие | С ₄₇ | 6 | 6 | 0 | 0 | 0 |
| Б _{8.10} | Втулка | - скручивание, изгиб | С ₄₈ | 6 | 6 | 0 | 0 | 0 |
| Б _{8.11} | Ось | - износ шеек | С ₄₉ | 6 | 7 | 3 | 126 | 162 |
| | | - дефект резьбы | С ₅₀ | 6 | 6 | 1 | 36 | |
| Б _{8.12} | Крепёжное соединение | - отсутствие элемента | С ₅₁ | 4 | 6 | 1 | 24 | 60 |
| | | - дефект резьбы | С ₅₂ | 6 | 6 | 1 | 36 | |
| Б _{8.13} | Корпус | - трещины | С ₅₃ | 8 | 6 | 7 | 336 | 780 |
| | | - износ ручья | С ₅₄ | 6 | 9 | 4 | 216 | |
| | | - деформация | С ₅₅ | 6 | 6 | 3 | 108 | |
| | | - износ отверстий | С ₅₆ | 6 | 6 | 0 | 0 | |
| | | - дефект резьбы | С ₅₇ | 5 | 6 | 4 | 120 | |
| Б _{8.14} | Втулка | - износ | С ₅₈ | 6 | 6 | 0 | 0 | 0 |
| Б _{8.15} | Подшипник 1312 | - отсутствие смазки | С ₅₉ | 5 | 8 | 1 | 40 | 88 |
| | | - наличие дефектов | С ₆₀ | 6 | 8 | 1 | 48 | |
| Б _{8.16} | Шайба торцевая | - отсутствие | С ₆₁ | 6 | 6 | 0 | 0 | 0 |
| Б _{8.17} | Планка стопорная | - наличие дефектов | С ₆₂ | 6 | 6 | 1 | 36 | 36 |

Продолжение табл. 6

| | | | | | | | | |
|--------------------|----------------------|-------------------------|------------------|---|----|---|-----|------|
| Б _{8.18} | Крышка | - износ отверстия | С ₆₃ | 6 | 6 | 0 | 0 | 0 |
| Б _{8.19} | Кольцо 135 | - деформация, поломка | С ₆₄ | 5 | 6 | 1 | 30 | 30 |
| Б _{8.20} | Крышка | - износ отверстия | С ₆₅ | 4 | 6 | 0 | 0 | 0 |
| Б _{8.21} | Опора | - износ отверстия | С ₆₆ | 6 | 6 | 3 | 108 | 108 |
| Б _{8.22} | Крепёжное соединение | - отсутствие элемента | С ₆₇ | 3 | 6 | 1 | 18 | 48 |
| | | - дефект резьбы | С ₆₈ | 5 | 6 | 1 | 30 | |
| Б _{8.23} | Прижим | - отсутствие | С ₆₉ | 3 | 6 | 1 | 18 | 18 |
| А ₉ | Крепёжное соединение | - отсутствие элемента | С ₇₀ | 3 | 6 | 1 | 18 | 54 |
| | | - дефект резьбы | С ₇₁ | 6 | 6 | 1 | 36 | |
| А ₁₀ | Канат | - поверхностные дефекты | С ₇₂ | 5 | 10 | 4 | 200 | 1020 |
| | | - внутренние дефекты | С ₇₃ | 8 | 10 | 9 | 720 | |
| | | - отсутствие смазки | С ₇₄ | 5 | 10 | 2 | 100 | |
| Б _{11.1} | Блок | - трещины, сколы | С ₇₅ | 5 | 9 | 4 | 180 | 396 |
| | | - износ ручья | С ₇₆ | 6 | 9 | 4 | 216 | |
| Б _{11.2} | Кольцо 140 | - деформация, поломка | С ₇₇ | 6 | 6 | 0 | 0 | 0 |
| Б _{11.3} | Подшипник 118 | - отсутствие смазки | С ₇₈ | 5 | 8 | 1 | 40 | 88 |
| | | - наличие дефектов | С ₇₉ | 6 | 8 | 1 | 48 | |
| Б _{11.4} | Крышка | - износ отверстия | С ₈₀ | 6 | 6 | 1 | 36 | 36 |
| Б _{11.5} | Втулка | - износ | С ₈₁ | 6 | 6 | 0 | 0 | 0 |
| Б _{11.6} | Кольцо 98 | - деформация, поломка | С ₈₂ | 6 | 6 | 0 | 0 | 0 |
| Б _{11.7} | Ось | - износ поверхности | С ₈₃ | 6 | 7 | 3 | 126 | 147 |
| | | - дефект резьбы | С ₈₄ | 3 | 7 | 1 | 21 | |
| Б _{11.8} | Масленка 1.2.Кд 6 | - наличие дефектов | С ₈₅ | 5 | 6 | 1 | 30 | 30 |
| Б _{11.9} | Крепёжное соединение | - отсутствие элемента | С ₈₆ | 3 | 6 | 1 | 18 | 36 |
| | | - дефект резьбы | С ₈₇ | 3 | 6 | 1 | 18 | |
| Б _{11.10} | Шайба | - отсутствие | С ₈₈ | 3 | 6 | 1 | 18 | 18 |
| Б _{11.11} | Кольцо | - отсутствие | С ₈₉ | 3 | 6 | 1 | 18 | 18 |
| Б _{11.12} | Накладка | - трещины | С ₉₀ | 5 | 6 | 4 | 120 | 234 |
| | | - износ отверстия | С ₉₁ | 5 | 6 | 3 | 90 | |
| | | - дефект резьбы | С ₉₂ | 4 | 6 | 1 | 24 | |
| Б _{11.13} | Щека | - трещины | С ₉₃ | 5 | 6 | 4 | 120 | 258 |
| | | - деформация | С ₉₄ | 4 | 6 | 1 | 24 | |
| | | - износ отверстия | С ₉₅ | 5 | 6 | 3 | 90 | |
| | | - дефект резьбы | С ₉₆ | 4 | 6 | 1 | 24 | |
| Б _{11.14} | Скоба | - деформация | С ₉₇ | 3 | 6 | 1 | 18 | 36 |
| | | - отсутствие | С ₉₈ | 3 | 6 | 1 | 18 | |
| Б _{11.15} | Крепёжное соединение | - отсутствие элемента | С ₉₉ | 3 | 6 | 1 | 18 | 36 |
| | | - дефект резьбы | С ₁₀₀ | 3 | 6 | 1 | 18 | |
| Б _{11.16} | Втулка | - деформация | С ₁₀₁ | 3 | 6 | 2 | 36 | 36 |
| | | - износ | С ₁₀₂ | 4 | 6 | 0 | 0 | |
| Б _{11.17} | Крепёжное соединение | - отсутствие элемента | С ₁₀₃ | 3 | 6 | 1 | 18 | 54 |
| | | - дефект резьбы | С ₁₀₄ | 3 | 6 | 1 | 18 | |
| | | - деформация | С ₁₀₅ | 3 | 6 | 1 | 18 | |
| Б _{11.18} | Оседержатель | - отсутствие | С ₁₀₆ | 3 | 6 | 1 | 18 | 18 |
| Б _{11.19} | Траверса | - трещины | С ₁₀₇ | 8 | 6 | 8 | 384 | 492 |
| | | - износ шеек | С ₁₀₈ | 6 | 6 | 3 | 108 | |
| Б _{11.20} | Подшипник 8214 | - отсутствие смазки | С ₁₀₉ | 5 | 8 | 1 | 40 | 88 |
| | | - наличие дефектов | С ₁₁₀ | 6 | 8 | 1 | 48 | |

Окончание табл. 6

| | | | | | | | | |
|--------------------|-------------------------|-----------------------|------------------|---|---|---|-----|-----|
| Б _{11.21} | Крюк одно- рогий | - износ зева | C ₁₁₁ | 4 | 6 | 3 | 72 | 492 |
| | | - трещины волосоины | C ₁₁₂ | 8 | 6 | 8 | 384 | |
| | | - дефект резьбы | C ₁₁₃ | 6 | 6 | 1 | 36 | |
| Б _{11.22} | Гайка | - дефект резьбы | C ₁₁₄ | 6 | 6 | 1 | 36 | 36 |
| Б _{11.23} | Крепёжное соединение | - отсутствие элемента | C ₁₁₅ | 3 | 6 | 1 | 18 | 36 |
| | | - дефект резьбы | C ₁₁₆ | 3 | 6 | 1 | 18 | |
| Б _{11.24} | Ось | - отсутствие | C ₁₁₇ | 3 | 6 | 1 | 18 | 36 |
| | | - деформация | C ₁₁₈ | 3 | 6 | 1 | 18 | |
| Б _{11.25} | Держатель | - отсутствие | C ₁₁₉ | 3 | 6 | 1 | 18 | 36 |
| | | - деформация | C ₁₂₀ | 3 | 6 | 1 | 18 | |
| Б _{11.26} | Скоба | - отсутствие | C ₁₂₁ | 3 | 6 | 1 | 18 | 36 |
| | | - деформация | C ₁₂₂ | 3 | 6 | 1 | 18 | |
| Б _{12.1} | Блок | - трещины, сколы | C ₁₂₃ | 5 | 9 | 4 | 180 | 396 |
| | | - износ ручья | C ₁₂₄ | 6 | 9 | 4 | 216 | |
| Б _{12.2} | Кольцо 140 | - деформация, поломка | C ₁₂₅ | 6 | 6 | 0 | 0 | 0 |
| Б _{12.3} | Подшипник 118 | - отсутствие смазки | C ₁₂₆ | 5 | 8 | 1 | 40 | 88 |
| | | - наличие дефектов | C ₁₂₇ | 6 | 8 | 1 | 48 | |
| Б _{12.4} | Крышка | - износ отверстия | C ₁₂₈ | 6 | 6 | 1 | 36 | 36 |
| Б _{12.5} | Втулка | - износ | C ₁₂₉ | 6 | 6 | 0 | 0 | 0 |
| Б _{12.6} | Кольцо 98 | - деформация, поломка | C ₁₃₀ | 6 | 6 | 0 | 0 | 0 |
| Б _{12.7} | Ось | - износ поверхности | C ₁₃₁ | 6 | 7 | 3 | 126 | 162 |
| | | - дефект резьбы | C ₁₃₂ | 6 | 6 | 1 | 36 | |
| Б _{12.8} | Масленка 1.2.Кд 6 | - наличие дефектов | C ₁₃₃ | 5 | 6 | 1 | 30 | 30 |
| Б _{12.9} | Крепёжное соединение | - отсутствие элемента | C ₁₃₄ | 5 | 6 | 1 | 30 | 60 |
| | | - дефект резьбы | C ₁₃₅ | 5 | 6 | 1 | 30 | |
| Б _{12.10} | Шайба | - отсутствие | C ₁₃₆ | 5 | 6 | 1 | 30 | 30 |
| Б _{12.11} | Кольцо | - отсутствие | C ₁₃₇ | 5 | 6 | 1 | 30 | 30 |
| Б _{12.12} | Накладка | - трещины | C ₁₃₈ | 5 | 6 | 4 | 120 | 120 |
| | | - износ отверстия | C ₁₃₉ | 6 | 6 | 0 | 0 | |
| Б _{12.13} | Щека | - трещины | C ₁₄₀ | 5 | 6 | 4 | 120 | 120 |
| | | - деформация | C ₁₄₁ | 5 | 6 | 1 | 0 | |
| | | - износ отверстия | C ₁₄₂ | 6 | 6 | 0 | 0 | |

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 «каната» и заканчивая «оседержатель» и подсчитывается общее значение 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 заполняем по аналогии с графой «накопленный итог, сумма».

Для построения диаграммы Парето (рис. 12) 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 сторона 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 подъема мостового крюкового электрического крана.

Таблица 7

Результаты ранжирования значения коэффициента приоритетного риска

| Индекс | Блок, элемент | Возможные отказы | КПР | | Доля % | Накопленный итог | |
|--------------------|------------------|-------------------------|------|-------|--------|------------------|-------|
| | | | Кол. | Сумма | | Сумма | % |
| А ₁₀ | Канат | - поверхностные дефекты | 200 | 1020 | 11,91 | 1020 | 11,91 |
| | | - внутренние дефекты | 720 | | | | |
| | | - отсутствие смазки | 100 | | | | |
| Б _{8.13} | Корпус | - трещины | 336 | 780 | 9,11 | 1800 | 21,02 |
| | | - износ ручья | 216 | | | | |
| | | - деформация | 108 | | | | |
| | | - износ отверстия | 0 | | | | |
| | | - дефект резьбы | 120 | | | | |
| Б _{11.19} | Траверса | - трещины | 384 | 492 | 5,75 | 2292 | 26,77 |
| | | - износ шеек | 108 | | | | |
| Б _{11.21} | Крюк однорогий | - износ зева | 72 | 492 | 5,75 | 2784 | 32,52 |
| | | - трещины волосявины | 384 | | | | |
| | | - дефект резьбы | 36 | | | | |
| А ₆ | Редуктор | - отсутствие смазки | 35 | 461 | 5,38 | 3245 | 37,9 |
| | | - износ зубьев | 216 | | | | |
| | | - износ шеек валов | 168 | | | | |
| | | - износ подшипников | 42 | | | | |
| Б _{11.1} | Блок | - трещины, сколы | 180 | 396 | 4,63 | 3641 | 42,53 |
| | | - износ ручья | 216 | | | | |
| Б _{12.1} | Блок | - трещины, сколы | 180 | 396 | 4,63 | 4037 | 47,16 |
| | | - износ ручья | 216 | | | | |
| А ₄ | Тормоз | - не отрегулирован | 21 | 309 | 3,61 | 4346 | 50,77 |
| | | - состояние пружины | 35 | | | | |
| | | - отсутствуют детали | 18 | | | | |
| | | - состояние толкателя | 35 | | | | |
| | | - износ колодок трещины | 200 | | | | |
| Б _{11.13} | Щека | - трещины | 120 | 258 | 3,01 | 4604 | 53,78 |
| | | - деформация | 24 | | | | |
| | | - износ отверстия | 90 | | | | |
| | | - дефект резьбы | 24 | | | | |
| А ₁ | Электродвигатель | - замыкание обмотки | 42 | 248 | 2,9 | 4852 | 56,68 |
| | | - износ щеток | 80 | | | | |
| | | - износ шеек вала | 126 | | | | |

Продолжение табл. 7

| Индекс | Блок, элемент | Возможные отказы | КПР | | Доля % | Накопленный итог | |
|--------------------|-----------------------|-------------------------|------|-------|--------|------------------|-------|
| | | | Кол. | Сумма | | Сумма | % |
| Б _{3.2} | Полумуфта 2-10000-100 | - износ шпоночного паза | 42 | 234 | 2,73 | 5086 | 59,41 |
| | | - износ зубьев | 144 | | | | |
| | | - отсутствие смазки | 30 | | | | |
| | | - отсутствие деталей | 18 | | | | |
| Б _{11.12} | Накладка | - трещины | 120 | 234 | 2,73 | 5320 | 62,14 |
| | | - износ отверстия | 90 | | | | |
| | | - дефект резьбы | 24 | | | | |
| Б _{3.6} | Шкив Ш1-300/59-215 | - износ поверхности | 135 | 222 | 2,59 | 5542 | 64,73 |
| | | - износ шпоночного паза | 42 | | | | |
| | | - трещины, обломы | 45 | | | | |
| Б _{8.1} | Колесо зубчатое | - износ зубьев | 144 | 204 | 2,38 | 5746 | 67,11 |
| | | - отсутствие смазки | 30 | | | | |
| | | - дефект резьбы | 30 | | | | |
| Б _{3.4} | Вал | - наличие осевого хода | 70 | 196 | 2,29 | 5942 | 69,4 |
| | | - износ скручивание | 126 | | | | |
| Б _{8.11} | Ось | - износ поверхности | 126 | 162 | 1,89 | 6104 | 71,29 |
| | | - дефект резьбы | 36 | | | | |
| Б _{12.7} | Ось | - износ поверхности | 126 | 162 | 1,89 | 6266 | 73,18 |
| | | - дефект резьбы | 36 | | | | |
| Б _{11.7} | Ось | - износ поверхности | 126 | 147 | 1,72 | 6413 | 74,9 |
| | | - дефект резьбы | 21 | | | | |
| Б _{12.12} | Накладка | - трещины | 120 | 120 | 1,4 | 6533 | 76,3 |
| | | - износ отверстия | 0 | | | | |
| Б _{12.13} | Щека | - трещины | 120 | 120 | 1,4 | 6653 | 77,7 |
| | | - деформация | 0 | | | | |
| | | - износ отверстия | 0 | | | | |
| Б _{8.21} | Опора | - износ отверстия | 108 | 108 | 1,26 | 6761 | 78,96 |
| Б _{8.6} | Подшипник 1211 | - отсутствие смазки | 40 | 88 | 1,03 | 6849 | 79,99 |
| | | - наличие дефектов | 48 | | | | |
| Б _{8.15} | Подшипник 1312 | - отсутствие смазки | 40 | 88 | 1,03 | 6937 | 81,02 |
| | | - наличие дефектов | 48 | | | | |

Продолжение табл. 7

| Индекс | Блок, элемент | Возможные отказы | КПР | | Доля % | Накопленный итог | |
|--------------------|----------------------|-----------------------|------|-------|--------|------------------|-------|
| | | | Кол. | Сумма | | Сумма | % |
| Б _{11.3} | Подшипник 118 | - отсутствие смазки | 40 | 88 | 1,03 | 7025 | 82,05 |
| | | - наличие дефектов | 48 | | | | |
| Б _{11.20} | Подшипник 8214 | - отсутствие смазки | 40 | 88 | 1,03 | 7113 | 83,08 |
| | | - наличие дефектов | 48 | | | | |
| Б _{12.3} | Подшипник 118 | - отсутствие смазки | 40 | 88 | 1,03 | 7201 | 84,11 |
| | | - наличие дефектов | 48 | | | | |
| Б _{8.12} | Крепёжное соединение | - отсутствие элемента | 24 | 60 | 0,7 | 7261 | 84,81 |
| | | - дефект резьбы | 36 | | | | |
| Б _{12.9} | Крепёжное соединение | - отсутствие элемента | 30 | 60 | 0,7 | 7321 | 85,51 |
| | | - дефект резьбы | 30 | | | | |
| А ₂ | Крепёжное соединение | - отсутствие элемента | 18 | 54 | 0,63 | 7375 | 86,14 |
| | | - дефект резьбы | 36 | | | | |
| Б _{3.3} | Крепёжное соединение | - отсутствие элемента | 18 | 54 | 0,63 | 7429 | 86,77 |
| | | - дефект резьбы | 36 | | | | |
| Б _{3.5} | Крепёжное соединение | - отсутствие элемента | 18 | 54 | 0,63 | 7483 | 87,4 |
| | | - дефект резьбы | 36 | | | | |
| А ₅ | Крепёжное соединение | - отсутствие элемента | 18 | 54 | 0,63 | 7537 | 88,03 |
| | | - дефект резьбы | 36 | | | | |
| А ₇ | Крепёжное соединение | - отсутствие элемента | 18 | 54 | 0,63 | 7591 | 88,66 |
| | | - дефект резьбы | 36 | | | | |
| А ₉ | Крепёжное соединение | - отсутствие элемента | 18 | 54 | 0,63 | 7645 | 89,29 |
| | | - дефект резьбы | 36 | | | | |
| Б _{11.17} | Крепёжное соединение | - отсутствие элемента | 18 | 54 | 0,63 | 7699 | 89,92 |
| | | - дефект резьбы | 18 | | | | |
| | | - деформация | 18 | | | | |
| Б _{8.22} | Крепёжное соединение | - отсутствие элемента | 18 | 48 | 0,56 | 7747 | 90,48 |
| | | - дефект резьбы | 30 | | | | |
| Б _{3.1} | Шпонка | - срез, смятие | 36 | 36 | 0,42 | 7783 | 90,9 |
| Б _{3.7} | Шпонка | - срез, смятие | 36 | 36 | 0,42 | 7819 | 91,32 |
| Б _{8.4} | Крепёжное соединение | - отсутствие элемента | 18 | 36 | 0,42 | 7855 | 91,74 |
| | | - дефект резьбы | 18 | | | | |

Окончание табл. 7

| Индекс | Блок, элемент | Возможные отказы | КПР | | Доля % | Накопленный итог | |
|--------------------|----------------------|-----------------------|------|-------|--------|------------------|-------|
| | | | Кол. | Сумма | | Сумма | % |
| Б _{8.17} | Планка стопорная | - наличие дефектов | 36 | 36 | 0,42 | 7891 | 92,16 |
| Б _{11.4} | Крышка | - износ отверстия | 36 | 36 | 0,42 | 7927 | 92,58 |
| Б _{11.9} | Крепёжное соединение | - отсутствие элемента | 18 | 36 | 0,42 | 7963 | 93 |
| | | - дефект резьбы | 18 | | | | |
| Б _{11.14} | Скоба | - деформация | 18 | 36 | 0,42 | 7999 | 93,42 |
| | | - отсутствие | 18 | | | | |
| Б _{11.15} | Крепёжное соединение | - отсутствие элемента | 18 | 36 | 0,42 | 8035 | 93,84 |
| | | - дефект резьбы | 18 | | | | |
| Б _{11.16} | Втулка | - деформация | 36 | 36 | 0,42 | 8071 | 94,26 |
| | | - износ | 0 | | | | |
| Б _{11.22} | Гайка | - дефект резьбы | 36 | 36 | 0,42 | 8107 | 94,68 |
| Б _{11.23} | Крепёжное соединение | - отсутствие элемента | 18 | 36 | 0,42 | 8143 | 95,1 |
| | | - дефект резьбы | 18 | | | | |
| Б _{11.24} | Ось | - отсутствие | 18 | 36 | 0,42 | 8179 | 95,52 |
| | | - деформация | 18 | | | | |
| Б _{11.25} | Держатель | - отсутствие | 18 | 36 | 0,42 | 8215 | 95,94 |
| | | - деформация | 18 | | | | |
| Б _{11.26} | Скоба | - отсутствие | 18 | 36 | 0,42 | 8251 | 96,36 |
| | | - деформация | 18 | | | | |
| Б _{12.4} | Крышка | - износ отверстия | 36 | 36 | 0,42 | 8287 | 96,78 |
| Б _{8.2} | Прокладка | - отсутствие | 30 | 30 | 0,35 | 8317 | 97,13 |
| Б _{8.19} | Кольцо 135 | - деформация, поломка | 30 | 30 | 0,35 | 8347 | 97,48 |
| Б _{11.8} | Масленка 1.2.Кд 6 | - наличие дефектов | 30 | 30 | 0,35 | 8377 | 97,83 |
| Б _{12.8} | Масленка 1.2.Кд 6 | - наличие дефектов | 30 | 30 | 0,35 | 8407 | 98,18 |
| Б _{12.10} | Шайба | - отсутствие | 30 | 30 | 0,35 | 8437 | 98,53 |
| Б _{12.11} | Кольцо | - отсутствие | 30 | 30 | 0,35 | 8467 | 98,88 |
| Б _{8.3} | Полукрышка | - отсутствие | 24 | 24 | 0,28 | 8491 | 99,16 |
| Б _{8.23} | Прижим | - отсутствие | 18 | 18 | 0,21 | 8509 | 99,37 |
| Б _{11.10} | Шайба | - отсутствие | 18 | 18 | 0,21 | 8527 | 99,58 |
| Б _{11.11} | Кольцо | - отсутствие | 18 | 18 | 0,21 | 8545 | 99,79 |
| Б _{11.18} | Оседержатель | - отсутствие | 18 | 18 | 0,21 | 8563 | 100 |

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 подъема мостового кранового 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.

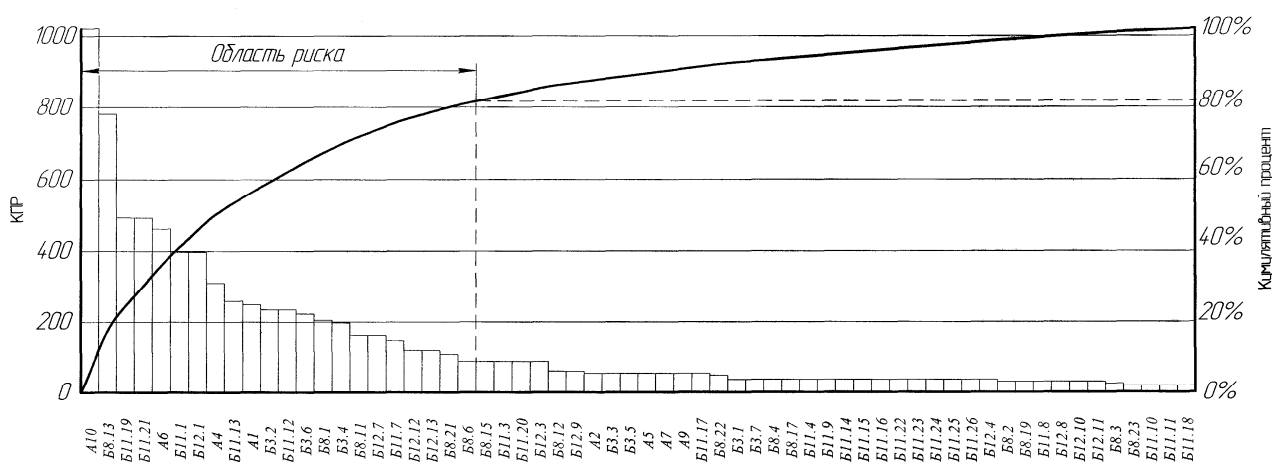


Рис. 12. Диаграмма Парето механизма подъема грузовой тележки мостового крана

Из построенной диаграммы Парето (рис. 12) видно, что в области риска оказались элементы конструкции, как:

| | | |
|--------------------|-----------------------|----------|
| A ₁₀ | Канат | - 11,91% |
| Б _{8.13} | Корпус | - 9,11% |
| Б _{11.19} | Траверса | - 5,75% |
| Б _{11.21} | Крюк однорогий | - 5,75% |
| A ₆ | Редуктор | - 5,38% |
| Б _{11.1} | Блок | - 4,63% |
| Б _{12.1} | Блок | - 4,63% |
| A ₄ | Тормоз | - 3,61% |
| Б _{11.13} | Щека | - 3,01% |
| A ₁ | Электродвигатель | - 2,9% |
| Б _{3.2} | Полумуфта 2-10000-100 | - 2,73% |
| Б _{11.12} | Накладка | - 2,73% |
| Б _{3.6} | Шкив Ш1-300/59-215 | - 2,59% |
| Б _{8.1} | Колесо зубчатое | - 2,38% |
| Б _{3.4} | Вал | - 2,29% |
| Б _{8.11} | Ось | - 1,89% |
| Б _{12.7} | Ось | - 1,89% |
| Б _{11.7} | Ось | - 1,72% |
| Б _{12.12} | Накладка | - 1,4% |
| Б _{12.13} | Щека | - 1,4% |
| Б _{8.21} | Опора | - 1,26% |
| Б _{8.6} | Подшипник 1211 | - 1,03% |

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. 13).

Анализируя причинно-следственную диаграмму (рис. 13), можно сделать вывод, что наибольший риск возникновения потенциальных отказов вносят дефекты каната. Этот факт подтверждается значением коэффициента приоритетного риска, равного 1020. По сравнению с остальными рисками потенциальных отказов блоков и элементов объекта: корпус – 780, траверса – 492, крюк однорогий – 492, редуктор – 461, блок – 396, блок – 396, тормоз – 309, щека – 258, электродвигатель – 248, полумуфта 2-10000-100 – 234, накладка – 234, шкив Ш1-300/59-215 – 222, колесо зубчатое – 204, вал – 196, щека – 168, ось – 162, ось – 162, ось – 147, накладка – 120, щека – 120, опора – 108, подшипник 1211 – 88. Возможные причины отказов блоков и элементов объекта из области риска и значимость последствий приведены в табл. 8.

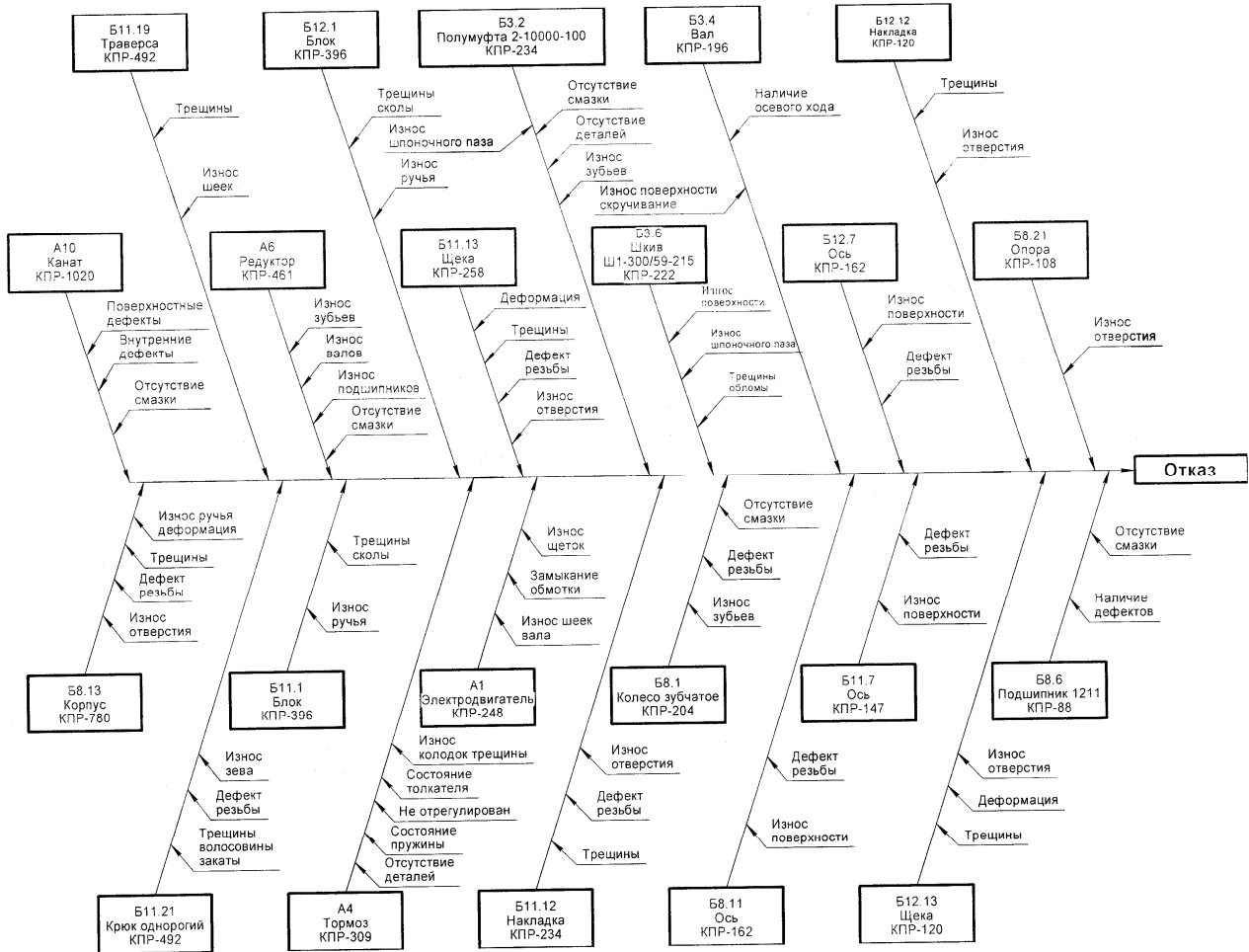


Рис. 13. Диаграмма Исикавы для элементов механизма подъема мостового крана, оказавшихся в зоне риска

Таблица 8

Возможные причины отказов блоков и элементов объекта из области риска и значимость последствий

| Элемент конструкции | Возможные отказы | Значимость последствия |
|---------------------|-------------------------|------------------------|
| Канат | - поверхностные дефекты | Слабая |
| | - внутренние дефекты | Очень важная |
| | - отсутствие смазки | Слабая |
| Корпус | - трещины | Очень важная |
| | - износ ручья | Умеренная |
| | - деформация | Умеренная |
| | - износ отверстия | Умеренная |
| | - дефект резьбы | Слабая |
| Траверса | - трещины | Очень важная |
| | - износ шеек | Умеренная |
| Крюк однорогий | - износ зева | Очень слабая |
| | - трещины волосовины | Очень важная |
| | - дефект резьбы | Умеренная |
| Редуктор | - отсутствие смазки | Слабая |
| | - износ зубьев | Умеренная |
| | - износ шеек валов | Умеренная |
| | - износ подшипников | Умеренная |

| Элемент конструкции | Возможные отказы | Значимость последствия |
|-----------------------|-------------------------|------------------------|
| Блок | - трещины, сколы | Слабая |
| | - износ ручья | Умеренная |
| Блок | - трещины, сколы | Слабая |
| | - износ ручья | Умеренная |
| Тормоз | - не отрегулирован | Незначительная |
| | - состояние пружины | Слабая |
| | - отсутствуют детали | Незначительная |
| | - состояние толкателя | Слабая |
| | - износ колодок трещины | Слабая |
| Щека | - трещины | Слабая |
| | - деформация | Очень слабая |
| | - износ отверстия | Слабая |
| | - дефект резьбы | Очень слабая |
| Электродвигатель | - замыкание обмотки | Умеренная |
| | - износ щеток | Слабая |
| | - износ шеек вала | Умеренная |
| Полумуфта 2-10000-100 | - износ шпоночного паза | Умеренная |
| | - износ зубьев | Умеренная |
| | - отсутствие смазки | Слабая |
| | - отсутствие деталей | Незначительная |
| Накладка | - трещины | Слабая |
| | - износ отверстия | Слабая |
| | - дефект резьбы | Очень слабая |
| Шкив Ш1-300/59-215 | - износ поверхности | Слабая |
| | - износ шпоночного паза | Умеренная |
| | - трещины, обломы | Слабая |
| Колесо зубчатое | - износ зубьев | Умеренная |
| | - отсутствие смазки | Слабая |
| | - дефект резьбы | Слабая |
| Вал | - наличие осевого хода | Слабая |
| | - износ скручивание | Умеренная |
| Ось | - износ поверхности | Умеренная |
| | - дефект резьбы | Умеренная |
| Ось | - износ поверхности | Умеренная |
| | - дефект резьбы | Умеренная |
| Ось | - износ поверхности | Умеренная |
| | - дефект резьбы | Незначительная |
| Накладка | - трещины | Слабая |
| | - износ отверстия | Умеренная |
| Щека | - трещины | Слабая |
| | - деформация | Слабая |
| | - износ отверстия | Умеренная |
| Опора | - износ отверстия | Умеренная |
| Подшипник 1211 | - отсутствие смазки | Слабая |
| | - наличие дефектов | Умеренная |

Выводы. Исследование показывает, что:

1. Лимитирующими элементами в конструкции механизма подъема крюкового электрического мостового крана являются: канат, корпус, траверса, крюк однорогий, редуктор, блок, блок, тормоз, щека, электродвигатель, полумуфта 2-10000-100, накладка, шкив Ш1-300/59-215, колесо зубчатое, вал, ось, ось, ось, накладка, щека, опора, подшипник 1211. Из них по значимости последствия (очень важными) являются: канат, корпус, траверса и крюк однорогий.

2. 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.

3. Для уменьшения риска возникновения потенциальных отказов необходимо:

- соблюдать паспортный режим работы крана и условия эксплуатации;

- проводить диагностику возможных причин отказов специальными процедурами контроля;

- 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 техническо-

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

Список литературы

1. Анализ видов и последствий потенциальных отказов. FMEA: 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 / К. Исикава. – 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 N 263 (ред. от 10.12.2016) «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 магнито-порошкового 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, О.О. Шигин. – Красноярск: СФУ, 2008. - 252 с.

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» (г. Карачев, Брянская область), *vlad.ritenman@mail.ru*.

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

THE LIKELIHOOD OF FAILURES IN THE OPERATION OF THE LIFTING MECHANISM ELECTRICAL HOOK BRIDGE CRANE

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: 10.22281/2413-9920-2017-03-03-303-332

References

1. Analysis of the types and consequences of potential failures. FMEA: right. N. Novgorod: NITs KD; Priority, 1997. 67 p. (In Russian)
2. Ishikawa K. *Yaponskie metody upravleniya kachestvom* [Japanese quality management methods]. Moscow, Economics, 1988. 216 p. (In Russian)
3. Aleksandrov M.P. *Gruzopodemnye mashiny* [Lifting-transport machines]. Moscow, MGTU imeni N.E. Bauman, 2000. 552 p. (In Russian)
4. Kanevsky I.N., Salnikova E.N. Non-destructive methods of control. Vladivostok, Publishing House FESTU, 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 (ed. by 10.12.2016) "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. SO 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.A., Stovbunenko A.Yu., Shigin A.O. *Metallurgicheskie podyemno-transportnye mashiny* [Metallurgical lifting-transport machines]. Krasnoyarsk, Siberian Federal University, 2008. 252 p. (In Russian)

Authors' information

Ilya L. Ritenman – Expert in the field of industrial safety, 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 публикации
(Date of publication):
25.09.2017



УДК 621.867

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ОТКАЗА ПРИВодОВ ВЕДУЩИХ 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 моделированием отказов приводных подвесок конвейера с подвесной лентой и распределенным приводом. Разработана математическая модель отказа индивидуальных приводов подвесок вследствие заклинивания приводного ролика. Для базового варианта конвейера с подвесной лентой выполнено моделирование динамических характеристик.

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

DOI: 10.22281/2413-9920-2017-03-03-333-343

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

Конвейеры с подвесной лентой и распределенным приводом (рис. 1) относятся к многоприводным конвейерам. Кроме трассы неограниченной протяженности и широкой вариативности пространственной конфигурации такие транспортирующие установки выделяются возможностью безперегрузочно-го транспортирования. Отмеченные преимущества обуславливаются особенностью кинематической схемы [1-3], заключающейся в том, что удерживание и перемещение грузонесущей ленты осуществляется роликовыми подвесками, расположенными по обе стороны и свободно перемещающимися

по бесконечно-замкнутому вдоль трассы направляющим качения. Приводные подвески (рис. 2), оборудованные индивидуальным мотор-редукторным приводом, не только обеспечивают минимальное натяжение конвейерной ленты [2, 4, 5], но также позволяют использовать нагруженный резерв из приводных подвесок для повышения надежности конвейера [6].

Главным достоинством конвейерного транспорта является возможность непрерывного перемещения груза. Ввиду большого количества приводных механизмов, используемых в конструкции конвейера, и общей

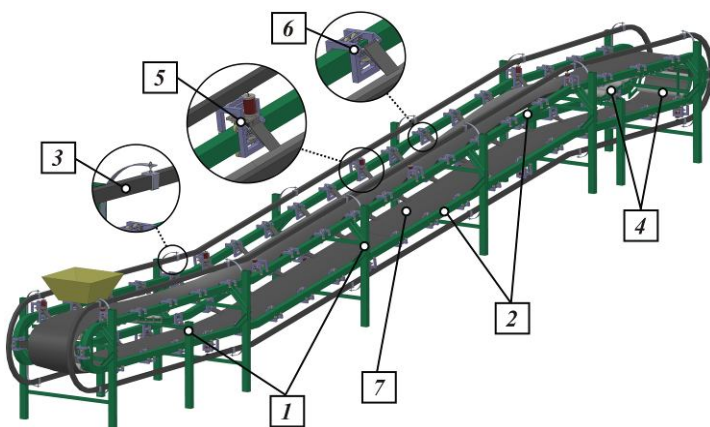


Рис. 1. Общий вид конвейера с подвесной лентой и распределенным приводом: 1 – став; 2 – направляющие качения; 3 – токоведущий тролейный шинопровод; 4 – стационарные роликоопоры; 5 – приводные подвески; 6 – неприводные подвески; 7 – лента

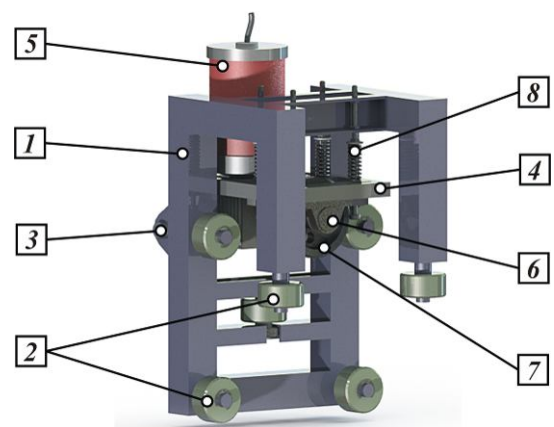


Рис. 2. Приводная подвеска: 1, 4 – металлоконструкции несущей и прижимной секции; 2, 7 – холостые и приводной ролики; 3 – ось; 5 – мотор-редуктор; 6 – подшипниковые опоры; 8 – прижимное устройство)

сложности механической системы, вопросы, связанные с возникновением отказов в работе конвейера с подвесной лентой и распределенным приводом несомненно обладают актуальностью и требуют проведения научных исследований.

В одной из ранних публикаций [7] приведена математическая модель, служащая для анализа динамических характеристик конвейера с подвесной лентой и распределенным приводом при возникновении отказов ведущих подвесок, связанных с разрывом электрической цепи. В моделируемой ситуации считалось, что вышедшие из строя приводные подвески продолжают движение на холостом ходу. Однако в случае, когда мотор-редукторный привод ведущих подвесок оборудован встроенными тормозами нормально-замкнутого типа или выходной вал привода заклинен в результате разрушения элементов составных частей редуктора или электродвигателя, то перемещение ведущей подвески сопровождается скольжением (юзом) приводного ролика. В данном случае крутящий момент на валу мотор-редуктора обращается в ноль, а сопротивление движению от силы трения качения изменяется на сопротивление от сил трения скольжения.

Для моделирования динамических процессов, протекающих при отказе приводов ведущих подвесок вследствие заклинивания приводных роликов, предлагается использовать следующую математическую модель.

Величина, характеризующая работоспособное состояние ведущей подвески подобно изложенному в [7] записывается в общем виде в виде вектор-столбца, количество элементов которого соответствует количеству приводных подвесок на одном контуре направляющих качения трассы конвейера:

$$N_{omk} = (n_{a,b}),$$

где n – показатель работоспособного состояния i -й ведущей подвески ($n=0$ – приводной ролик свободно вращается, $n=1$ – приводной ролик заклинил); a – количество строк матрицы, равное количеству приводных подвесок (n_n); b – количество столбцов матрицы, равное единице.

Связь отказа приводных подвесок со временем выполнена путем формулирования следующего условия:

$$N_{omk}(t) = \begin{cases} k_{pc}, & \text{если } t \leq t_{omk}; \\ \text{иначе } N_{om}, & \end{cases}$$

где t_{omk} – время наступления отказа; $k_{pc} = (1_{a,b})$ – величина, отражающая работоспособное состояние всех ведущих подвесок.

Коэффициент сопротивления движению при моделировании заклинивания приводного ролика ведущей подвески может быть записан в виде:

$$k_{comp}(t) = N_{omk}(t) \cdot f_{np} + (1 - N_{omk}(t)) \cdot \mu_{np} r_{np},$$

где f_{np} – коэффициент трения качения приводного ролика ведущей подвески; μ_{np} – коэффициент трения скольжения приводного ролика ведущей подвески; r_{np} – радиус приводного ролика.

Для исключения самопроизвольного перемещения механической системы под действием сил сопротивлений в обратном направлении, в математическую модель также вводится функция знака $\text{sgn}(x)$ [8-10]. Таким образом, с учетом выше перечисленных особенностей уравнения движения приводного (рис. 3, а) и холостого (рис. 3, б) роликов [3, 11] при моделировании отказа записываются в виде следующих выражений:

$$\begin{cases} m_{ni}^{np} \ddot{x}_i = F_{cu_i} + (G_{ni} + T_i \sin \beta_i) \sin \alpha_i + c(x_{i-1} - 2x_i + x_{i+1}) + k_i(\dot{x}_{i-1} - 2\dot{x}_i + \dot{x}_{i+1}); \\ m_{ni}^{np} \ddot{y}_i = N_{np_i} - G_{nc_i} \cos \alpha_i - F_{np}; \\ J_{ni}^{np} \ddot{\phi}_i = N_{omk}(t) \cdot M_{kp_i} - F_{cu_i} r_{np} - N_{np_i} f_{np} \text{sgn}(\dot{x}_i) - M_{ni}^{np} \text{sgn}(\dot{x}_i), \end{cases}$$

где $F_{cu_i} = F_{cu}(x_i, x_{i+1}, x_{i-1}, \dot{x}_i, \dot{x}_{i+1}, \dot{x}_{i-1}, \phi_i)$ – сила сцепления приводного ролика ведущей подвески; G_{ni} , G_{nc_i} – силы тяжести ведущей подвески и прижимной секций ведущей подвески; $T_i = T_i(x_i)$ – усилие, передаваемое че-

рез узел крепления к ленте подвеске со стороны ленты и транспортируемого груза; N_{np_i} – нормальная реакция опоры приводного ролика ведущей подвески; F_{np} – усилие со стороны прижимного устройства; $M_{kp_i} = M_{kp}(\phi_i)$

– крутящий момент на выходном валу привода ведущей подвески; M_{ni}^{np} – приведенный момент сопротивления, приложенный к приводному ролику ведущей подвески; $m_{ni}^{np} = m_{ni}^{np}(x_i)$, $J_{ni}^{np} = J_{ni}^{np}(x_i)$ – суммарные приведенные масса и момент инерции ведущей подвески [2, 12]; c – приведенная жесткость упругого элемента (ленты); k_i – коэффициент сопротивления демпфирующе-

го элемента; \dot{x}_i , \dot{x}_{i-1} , \dot{x}_{i+1} – линейные скорости исходного, предыдущего и последующего роликов; x_i , x_{i-1} , x_{i+1} – перемещения исходного, предыдущего и последующего роликов; $\alpha_i = \alpha_i(x_i)$ – угол поворота ведущей подвески в вертикальной плоскости; $\beta_i = \beta_i(x_i)$ – угол наклона к горизонту бортов ленты [13].

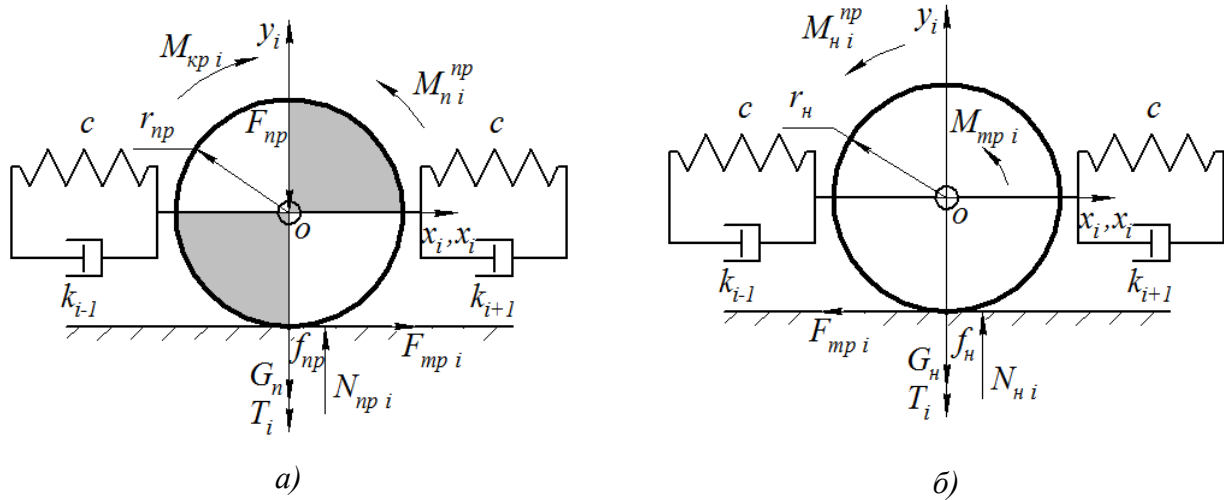


Рис. 3. Расчетные схемы роликов: а – приводного; б – холостого

Движение неприводного ролика ведомой подвески описывается следующими дифференциальными отношениями:

$$\begin{cases} m_{ni}^{np} \ddot{x}_i = -F_{cu_i} + (G_{ni} + T_i \sin \beta_i) \sin \gamma_i + c(x_{i-1} - 2x_i + x_{i+1}) + k_i(\dot{x}_{i-1} - 2\dot{x}_i + \dot{x}_{i+1}); \\ m_{ni}^{np} \ddot{y}_i = N_{ni} - (G_{ni} + T_i \sin \beta_i) \cos \gamma_i; \\ J_{ni}^{np} \ddot{\varphi}_i = F_{cu_i} r_n - N_{ni} f_{np} \operatorname{sign}(\dot{x}_i) - M_{mp_i} \operatorname{sgn}(\dot{x}_i) - M_{ni}^{np} \operatorname{sgn}(\dot{x}_i), \end{cases}$$

где G_{ni} – сила тяжести ведомой подвески; N_{np_i} – нормальная реакция опоры неприводного ролика ведомой подвески; $M_{mp_i} = \mu_{np_o} r_{oi}$ – момент трения скольжения в оси неприводного ролика; M_{ni}^{np} – приведенный момент сопротивления, приложенный к неприводному ролику ведомой подвески; $m_{ni}^{np} = m_{ni}^{np}(x_i)$, $J_{ni}^{np} = J_{ni}^{np}(x_i)$ – суммарные приведенные масса и момент инерции ведомой подвески; $\gamma_i = \gamma_i(x_i)$ – угол поворота ведомой подвески в вертикальной плоскости.

Системы уравнений движения подвесок преобразованы с учетом возможности проскальзывания только приводных роликов модели. Движение всех подвесок одного контура направляющей качения конвейера с подвесной лентой и распределенным приводом согласно математической модели описывается системой дифференциальных уравнений первого порядка, количество которых определяется числом и типом подвесок [2, 3, 11]. Общий вид системы уравнений выглядит как

$$\left. \begin{aligned}
 \frac{dx_1}{d\tau} &= \dot{x}_1; \\
 \frac{d\dot{x}_1}{d\tau} &= \frac{1}{m_{n1}^{np}} \left[F_{cu_1} + (G_{n_1} + T_1 \sin \beta_1) \cdot \sin \alpha(x_1) + c \cdot (x_n - 2x_1 + x_2 - L_{mp}) + k_1 (\dot{x}_n - 2\dot{x}_1 + \dot{x}_2) \right]; \\
 \frac{d\varphi_1}{d\tau} &= \dot{\varphi}_1; \\
 \frac{d\dot{\varphi}_1}{d\tau} &= \frac{1}{J_{n1}^{np}} \left[N_{омк}(t)_1 \cdot M_{kp_1} - F_{cu_1} r_n - M_{n1}^{np} \cdot \operatorname{sgn}(\dot{x}_1) - k_{comp}(t)_1 (G_{nc_1} \cos \alpha_1 + F_{np}) \cdot \operatorname{sgn}(\dot{x}_1) \right]; \\
 \frac{dx_2}{d\tau} &= \dot{x}_2; \\
 \frac{d\dot{x}_2}{d\tau} &= \frac{r_n}{J_{n2}^{np} + m_{n2}^{np} r_n^2} \left\{ -M_{n2}^{np} \cdot \operatorname{sgn}(\dot{x}_2) + r_n \left[(G_{n_2} + T_2 \sin \beta_2) \sin \gamma_2 + c(x_1 - 2x_2 + x_3) + \right. \right. \\
 &\quad \left. \left. + k_2 (\dot{x}_1 - 2\dot{x}_2 + \dot{x}_3) \right] - (f_{np} + \mu_{np_o} r_o) (G_{n_2} + T_2 \sin \beta_2) \cos \gamma_2 \cdot \operatorname{sgn}(\dot{x}_2) \right\}; \\
 \frac{dx_3}{d\tau} &= \dot{x}_3; \\
 \frac{d\dot{x}_3}{d\tau} &= \frac{r_n}{J_{n3}^{np} + m_{n3}^{np} r_n^2} \left\{ -M_{n3}^{np} \cdot \operatorname{sgn}(\dot{x}_3) + r_n \left[(G_{n_3} + T_3 \sin \beta_3) \sin \gamma_3 + c(x_2 - 2x_3 + x_4) + \right. \right. \\
 &\quad \left. \left. + k_2 (\dot{x}_2 - 2\dot{x}_3 + \dot{x}_4) \right] - (f_{np} + \mu_{np_o} r_o) (G_{n_3} + T_3 \sin \beta_3) \cos \gamma_3 \cdot \operatorname{sgn}(\dot{x}_3) \right\}; \\
 \dots \\
 \frac{dx_i}{d\tau} &= \dot{x}_i; \\
 \frac{d\dot{x}_i}{d\tau} &= \frac{1}{m_{ni}^{np}} \left[F_{cu_i} + (G_{n_i} + T_i \sin \beta_i) \sin \alpha_i + c(x_{i-1} - 2x_i + x_{i+1}) + k_i (\dot{x}_{i-1} - 2\dot{x}_i + \dot{x}_{i+1}) \right]; \\
 \frac{d\varphi_i}{d\tau} &= \dot{\varphi}_i; \\
 \frac{d\dot{\varphi}_i}{d\tau} &= \frac{1}{J_{ni}^{np}} \left[N_{омк}(t)_i \cdot M_{kp_i} - F_{cu_i} r_n - M_{ni}^{np} \cdot \operatorname{sgn}(\dot{x}_i) - k_{comp}(t)_i (G_{nc_i} \cos \alpha_i + F_{np}) \cdot \operatorname{sgn}(\dot{x}_j) \right]; \\
 \dots \\
 \frac{dx_n}{d\tau} &= \dot{x}_n; \\
 \frac{d\dot{x}_n}{d\tau} &= \frac{r_n}{J_{nn}^{np} + m_{nn}^{np} r_n^2} \left\{ -M_{nn}^{np} \cdot \operatorname{sgn}(\dot{x}_n) + r_n \left[(G_{n_n} + T_n \sin \beta_n) \sin \gamma_n + c(x_{n-1} - 2x_n + x_{n+1} + L_{mp}) + \right. \right. \\
 &\quad \left. \left. + k_n (\dot{x}_{n-1} - 2\dot{x}_n + \dot{x}_{n+1}) \right] - (f_{np} + \mu_{np_o} r_o) (G_{n_n} + T_n \sin \beta_n) \cos \gamma_n \cdot \operatorname{sgn}(\dot{x}_n) \right\}.
 \end{aligned} \right.$$

где

$$F_{cy}(x_1, x_2, x_n, \dot{x}_1, \dot{x}_2, \dot{x}_n, \dot{\varphi}_1, t_1) = \begin{cases} \mu_{np}(G_{nc1} \cos \alpha_1 + F_{np}), & \text{если } \dot{\varphi}_1 r_{np} - \dot{x}_1 > 0; \\ -\mu_{np}(G_{nc1} \cos \alpha_1 + F_{np}), & \text{если } \dot{\varphi}_1 r_{np} - \dot{x}_1 < 0; \\ \frac{1}{J_{n1}^{np} + m_{n1}^{np} r_{np}^2} \left\{ m_{n1}^{np} r_{np} (N_{омк}(t)_1 \cdot M_{кр1} - M_{n1}^{np} \cdot \text{sgn}(\dot{x}_1) - N_{np1} k_{comp}(t)_1 \cdot \text{sgn}(\dot{x}_1)) - \right. \\ \left. - J_{n1}^{np} [(G_{n1} + T_1 \sin \beta_1) \sin \alpha_1 + c(x_n - 2x_1 + x_2 - L_{mp}) + k_1(\dot{x}_n - 2\dot{x}_1 + \dot{x}_2)] \right\}. \end{cases}$$

при начальных условиях

$$x_i(\tau = 0) = -h_n(i - 1), \dot{x}_i(\tau = 0) = 0, \varphi_i(\tau = 0) = 0, \dot{\varphi}_i(\tau = 0) = 0.$$

Для решения системы дифференциальных уравнений используется численный метод Рунге-Кутты 4-го порядка.

В качестве объекта для проведения расчета и демонстрации результатов реализации разработанной математической модели отказа ведущих подвесок при заклинивании приводных роликов ведущих подвесок принят

конвейер-питатель с подвесной лентой и распределенным приводом [7, 11] (рис. 4), технические характеристики которого приведены в таблице. Моделирование динамических характеристик конвейера осуществлялось при условии наступления отказа приводной подвески № 1.

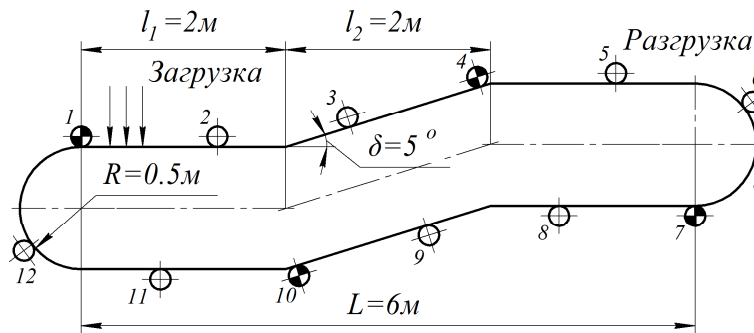


Рис. 4. Схема конфигурации трассы и расположения подвесок конвейера-питателя с подвесной лентой и распределенным приводом

Технические характеристики конвейера-питателя

Таблица

| Обозначение | Технические характеристики | Значение | Единица измерения |
|----------------------|---|----------|-------------------|
| Общие характеристики | | | |
| L | Длина горизонтальной проекции конвейера | 6 | м |
| R | Радиус концевой поворотной секции | 0,5 | м |
| α | Угол наклона конвейера | 5 | град |
| Q_p | Производительность расчетная | 100 | т/ч |
| ρ | Объемная плотность транспортируемого груза | 1,4 | т/м ³ |
| φ | Угол естественного откоса груза | 45 | град |
| $v_{сп}$ | Скорость транспортирования расчетная | 0,5 | м/с |
| n | Общее количество подвесок | 12 | шт. |
| n_n | Количество приводных подвесок (дискретных участков) | 4 | шт. |
| $n_{од}$ | Количество подвесок в дискретном участке | 3 | шт. |
| h_n | Шаг размещения подвесок | 1,26 | м |

Окончание таблицы

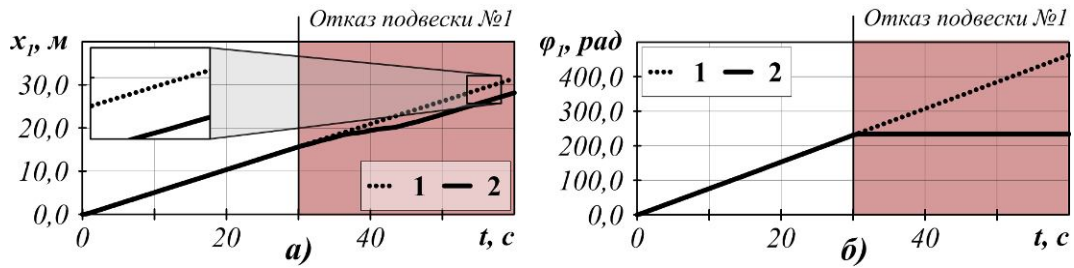
| Обозначение | Технические характеристики | Значение | Единица измерения |
|--------------------------------|--|-----------|-------------------|
| Характеристики подвесок | | | |
| F_{np} | Сила прижатия ведущего ролика приводной подвески | 195 | Н |
| c | Номинальный крутящий момент на валу привода ведущей подвески | 5,5 | Н·м |
| n_n | Номинальная скорость вращения | 70,0 | об/мин |
| n_x | Скорость вращения без нагрузки | 80,0 | об/мин |
| $m_{мкнс}$ | Масса металлоконструкции прижимной секции | 1,5 | кг |
| m_{np} | Масса приводного ролика | 2,0 | кг |
| $m_{мр}$ | Масса мотор-редуктора | 3,5 | кг |
| $m_{мкнс}$ | Масса металлоконструкции несущей секции | 7 | кг |
| $m_{нр}$ | Масса неприводного ролика | 0,07 | кг |
| $m_{мкнп}$ | Масса металлоконструкции неприводной подвески | 5,0 | кг |
| r_{np} | Наружный радиус приводного ролика | 0,07 | м |
| $r_{нр}$ | Наружный радиус холостого ролика | 0,025 | м |
| r_o | Внутренний радиус ролика | 0,006 | м |
| f_{np} | Коэффициент трения качения (резина-сталь) | 0,0077 | м |
| μ_{np} | Коэффициент трения скольжения (резина-сталь) | 0,5 | - |
| $f_{нр}$ | Коэффициент трения качения (сталь-сталь) | 0,001 | м |
| $\mu_{нрo}$ | Коэффициент трения скольжения в осях | 0,02 | - |
| $k_{п}$ | Количество холостых роликов в приводной подвеске | 6 | шт. |
| $k_{н}$ | Количество холостых роликов в неприводной подвеске | 4 | шт. |
| Характеристики ленты | | | |
| B | Ширина ленты | 0,4 | м |
| i_0 | Число прокладок ленты | 2 | шт. |
| δ_1 / δ_2 | Толщина верхней обкладки / нижней обкладки | 3,0 / 1,0 | мм |
| u_{max} | Толщина тягового каркаса ленты | 2,4 | мм |
| k | Коэффициент жесткости | 210 | кН/м |
| ξ | Коэффициент затухания колебаний | 0,05 | - |

Моделирование выполнялось в интервале времени от 0 до 65 секунд с шагом 0,01 секунды. Время наступления отказа приводной подвески № 1 принято равным 30 с.

Результаты расчета динамических характеристик приводных подвесок при отказе ведущей подвески № 1 представлены на рис. 6-8.

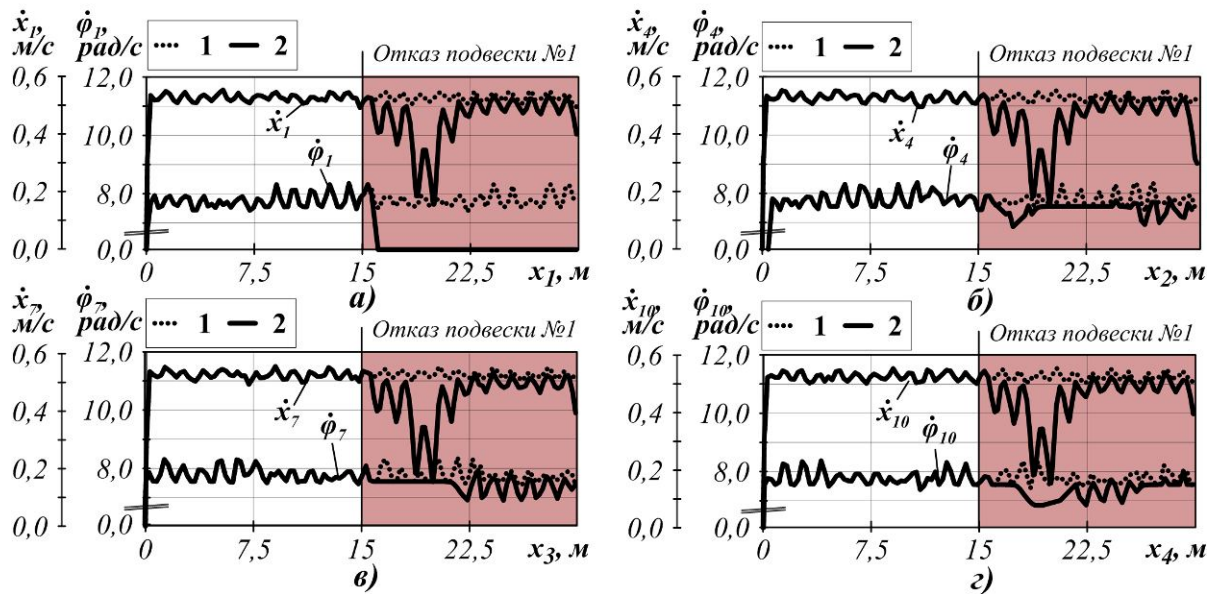
В период времени от 0 до 30 с, когда конвейер работает в стационарном режиме,

перемещение приводной подвески № 1 и вращение ее ведущего ролика происходят по линейным зависимостям (рис. 5). При этом скорости имеют некоторую амплитуду колебаний: линейные в пределах 10...12%, угловые порядка 10%, изменяющуюся в зависимости от участка трассы (рис. 6).



1 – штатный режим работы; 2 – работы при наступлении отказа

Рис. 5. Изменение динамических характеристик приводного ролика от времени при наступлении отказа привода подвески № 1:
а – линейного перемещения; б – углового перемещения



1 – штатный режим работы; 2 – работы при наступлении отказа

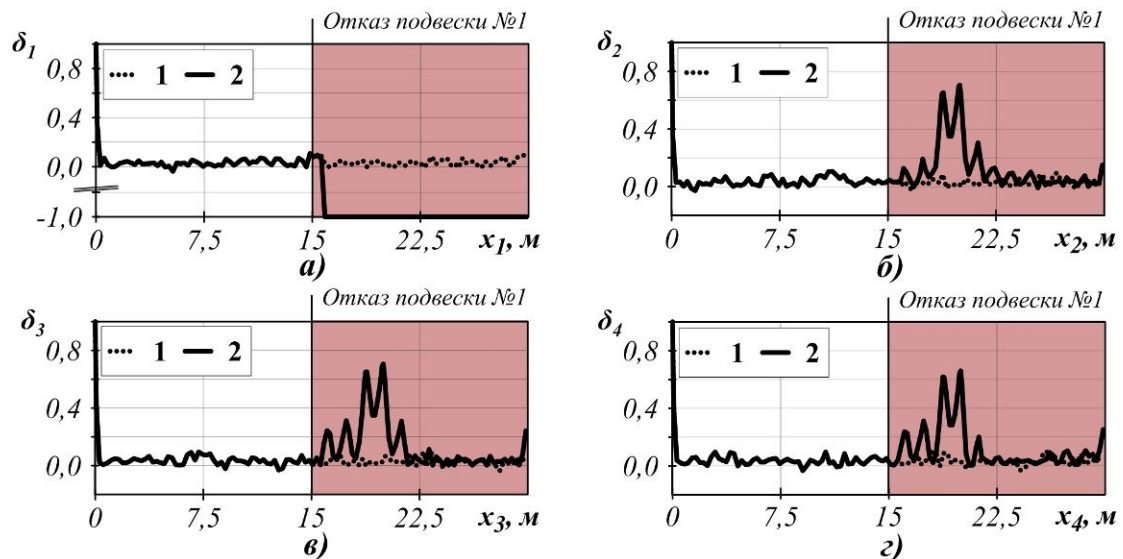
Рис. 6. Изменение динамических характеристик приводных роликов ведущих подвесок от перемещения при наступлении отказа привода подвески № 1:
а – подвеска № 1; б – подвеска № 4; в – подвеска № 7; г – подвеска № 10

При наступлении отказа приводной подвески № 1 в пределах 0,5 с ее угловая скорость падает до нуля (рис. 6, а), а угловое перемещение ведущего ролика остается неизменным (рис. 5, б). После чего в интервале времени от 30 до 50 с возрастает амплитуда колебаний линейных скоростей приводных подвесок № 1, 4, 7, 10 и образуется провал значений порядка 71% (рис. 6). Необходимо отметить, что в указанный период времени приводная подвеска № 1 преодолевает криволинейный участок подъема с холостой ветви на грузовую (рис. 4, рис. 5, а).

По графикам изменения коэффициента буксования (рис. 7) видно, что после момента времени наступления отказа, коэффициент буксования приводной подвески № 1 (рис. 7, а) падает до значения -1 и остается неизменным. Значение -1 соответствует полному

скольжению (юз), при котором угловая скорость отсутствует, а перемещение обеспечивается только в линейном направлении. В то же время на графиках изменения коэффициента буксования остальных приводных подвесок № 4, 7, 10 (рис. 7, б-г) наблюдается 70% всплеск значений. Следовательно, в рассматриваемый период времени происходит резкое увеличение пробуксовывания ведущих роликов приводных подвесок на трассе.

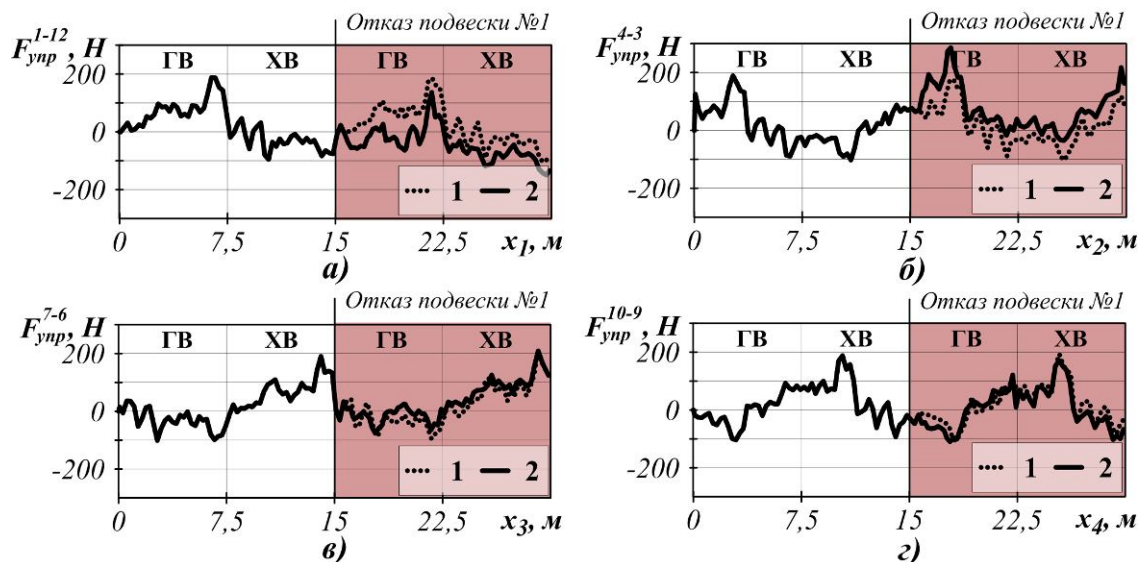
Последующее перемещение приводных подвесок происходит на несколько сниженной скорости движения в пределах 7-12 % (рис. 6), пока приводная подвеска № 1 не вернется на криволинейный участок подъема с холостой ветви на грузовую (рис. 4, рис. 5, а). Затем скачки динамических характеристик подвесок повторяются аналогичным образом.



1 – штатный режим работы; 2 – работы при наступлении отказа

Рис. 7. Изменение коэффициентов буксования приводных роликов ведущих подвесок от перемещения при наступлении отказа привода подвески № 1:

а – подвеска № 1; б – подвеска № 4; в – подвеска № 7; г – подвеска № 10



1 – штатный режим работы; 2 – работы при наступлении отказа

ГВ – грузовая ветвь; ХВ – холостая ветвь

Рис. 8. Изменение продольных усилий в ленте в местах крепления ведущих подвесок от перемещения при наступлении отказа привода подвески № 1:

а – подвеска № 1; б – подвеска № 4; в – подвеска № 7; г – подвеска № 10

На графиках распределения продольных усилий (рис. 8) в ленте ярко выраженных всплесков не отмечается. Силы в ленте вблизи отказавшей приводной подвески № 1 уменьшились незначительно, в то время как вблизи оставшихся приводных подвесок несколько возросли.

Представленная в статье математическая модель позволяет осуществлять расчет динамических характеристик элементов конвейера с подвесной лентой и распределен-

ным приводом при отказе вследствие заклинивания приводных роликов ведущих подвесок. В результате проведенного анализа небольшого конвейера-питателя с подвесной лентой и распределенным приводом установлено, что отказ приводной подвески проявляется в резких провалах или всплесках скоростей движения приводных подвесок при перемещении отказавшей подвески по криволинейному участку с холостой ветви на грузовую. Ранее также отмечалось, что дан-

ный участок является наиболее сложным для преодоления приводными подвесками [2, 14]. В последующей работе планируется реализовать математические модели прочих видов отказов. После чего уже для протяженного многоприводного конвейера с подвесной лентой будет проведено исследование влияния отказов приводных подвесок на технические характеристики конвейера при различном количестве вышедших из строя подвесок, их взаимного расположения, а также размещения на трассе.

Список литературы

1. Лагерев, А.В. Конвейеры с подвесной грузонесущей лентой – инновационный вид машин непрерывного транспорта / А.В. Лагерев, В.П. Дунаев // Справочник. Инженерный журнал, 2009. – № 10. – С. 9-14.
2. Лагерев, А.В. Проектирование и исследования конвейеров с подвесной грузонесущей лентой / А.В. Лагерев, Е.Н. Толкачев, П.В. Бословяк. – Брянск: РИО БГУ, 2016. – 303 с.
3. 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. - № 4. – P. 271-279.
4. Лагерев, А.В. Математическая модель конвейера с подвесной лентой, распределенным приводом и вертикально замкнутой трассой / А.В. Лагерев, Е.Н. Толкачев // Вестник Брянского государственного технического университета. – 2014. – № 3. – С. 44-52.
5. Лагерев, А.В. Определение рационального количества подвесок конвейера с подвесной лентой и распределенным приводом / А.В. Лагерев, Е.Н. Толкачев // Вестник СибАДИ. – 2016. – № 4. – С. 25-34.
6. Гончаров, К.А. Сравнительный анализ эффективности применения специального конвейера с подвесной лентой, распределенным приводом и вертикально замкнутой трассой / К.А. Гончаров, Е.Н. Толкачев // Достижения молодых ученых в развитии инновационных процессов в экономике, науке, образовании: материалы V междунар. научно-практ. конф. 21–23 октября 2013 г. – Брянск: БГТУ, 2013. – С. 11-13.
7. Толкачев, Е.Н. Математическая модель отказа приводов ведущих подвесок конвейера с подвесной лентой и распределенным приводом при разрыве электроцепи / Е.Н. Толкачев // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. – 2017. – № 2. – С. 178-189. – Режим доступа: <http://ntv-brgu.ru/wp-content/arhiv/2017-N2/2017-02-07.pdf>.
8. Дмитриева, В.В. Разработка математической модели ленточного конвейера с двухдвигательным приводом / В.В. Дмитриева, С.В. Гершун // Горный информационно-аналитический бюллетень. – 2008. – № 8. – С. 295-303.
9. Дмитриева, В.В. Моделирование пуска-тормозных режимов ленточного конвейера / В.В. Дмитриева // Горные науки и технологии. - 2014. – № 3. – С. 50-56.
10. Никитин, С.В. Динамическая модель ленточного конвейера / С.В. Никитин // Современное машиностроение. Наука и образование. – 2014. – № 4. – С. 722-731.
11. Лагерев, А.В. Моделирование режимов движения ведущих роликов приводных подвесок в математической модели конвейера с подвесной лентой и распределенным приводом / А.В. Лагерев, Е.Н. Толкачев // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. – 2016. – № 1. – С. 55-65. – Режим доступа: <http://ntv-brgu.ru/wp-content/arhiv/2016-N1/2016-01-06.pdf>.
12. Толкачев, Е.Н. Определение условий работоспособности дискретного участка конвейера с подвесной лентой и распределенным приводом / Е.Н. Толкачев // Научные исследования и разработки молодых ученых: сб. материалов XII Междунар. мол. науч.-практ. конф. – Новосибирск: Издательство ЦРНС, 2016. – С. 81-89.
13. Толкачев, Е.Н. Особенности определения усилий, приложенных к подвескам конвейера с подвесной лентой и распределенным приводом, в зависимости от их пространственной конфигурации на трассе / Е.Н. Толкачев // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. – 2015. – № 2. – С. 44-51. – Режим доступа: <http://ntv-brgu.ru/wp-content/arhiv/2015-N2/2015-02-06.pdf>.

14. Лагереv, А.В. Исследование движения подвесок дискретного участка конвейера с подвесной лентой, распределенным приводом и вертикально замкнутой трассой с помощью одномассовой динамической модели / А.В. Лагереv, Е.Н. Толкачев // Вестник

Брянского государственного технического университета. – 2013. – № 4. – С. 33-40.

Сведения об авторе

Толкачев Евгений Николаевич – инженер-конструктор ЗАО «Брянский Арсенал», tolkachev_en@mail.ru.

MATHEMATICAL MODEL OF FAILURE THE DRIVES 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 simulation of the failures of drives suspensions of the conveyor with suspended belt and distributed drive. A mathematical model of the failure of individual drives of suspensions due to the jamming of the rollers has been developed. Dynamic characteristics of the basic version of a conveyor with suspended belt were simulated.

Key words: conveyor belt, distributed drive, failure, jamming roller, mathematical model, suspended belt, suspension.

DOI: 10.22281/2413-9920-2017-03-03-333-343

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. Lagerev A.V., Dunaev V.P. Conveyors with suspension carrying belt – new type of continuous transport mashines. *Inzhenerniy zhurnal. Spravochnik*, 2009, No.10, pp. 9-14. (In Russian)

2. Lagerev A.V., Tolkachev E.N., Boslovjak P.V. *Proektirovaniye i issledovaniya konveyerov s podvesnoy gruzonesushchey lentoy* [Design and research of the hanging ribbon]. Bryansk: RIO BGU, 2016. 303 p. (In Russian)

3. Lagerev A.V., Tolkachev E.N. 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. (In Russian)

4. Lagerev A.V., Tolkachev E.N. Mathematical model of a special conveyor with suspended belt and distributed drive. *Vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta*, 2014, No.3, pp. 44-52. (In Russian)

5. Lagerev A.V., Tolkachev E.N. Determination of rational number suspensions of conveyor with suspended belt and distributed drive. *Vestnik SibADI*, 2016, No. 5. pp. 25-34. (In Russian)

6. Goncharov K.A., Tolkachev E.N. Comparative analysis of the efficiency of using a special conveyor with suspended belt and distributed drive // *Dostizheniya molodykh uchenykh v razvitii innovatsionnykh protsessov v ekonomike, nauke, obrazovanii: materialy V mezhdunarodnoy nauchno-prakticheskoy konferentsii*. Bryansk, BGTU, 2013. pp. 11-13. (In Russian)

7. Tolkachev E.N. Mathematical model of failure the drives suspensions of the conveyor with suspended belt and distributed drive at break in the electric chain. *Nauchno-tekhnicheskiiy vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta*, 2017, No.2, pp. 178-189. Available at: <http://ntv-brgu.ru/wp-content/arhiv/2017-N2/2017-02-07.pdf>. (In Russian)

8. Dmitrieva V.V., Gershun S.V. Development of a mathematical model of a belt conveyor with a two-motor drive. *Gornyy informatsionno-analiticheskiy byulleten*, 2008, No. 8, pp. 295-303. (In Russian)

9. Dmitrieva V.V. Modeling of starting-brake modes of the belt conveyor. *Gornye nauki i tekhnologii*, 2014, No. 3, pp. 50-56. (In Russian)

10. Nikitin S.V. Dynamic model of belt conveyor. *Sovremennoe mashinostroenie. Nauka i obrazovanie*, 2014, No. 4, pp.722-731. (In Russian)

11. Lagerev A.V., Tolkachev E.N. Simulation Modes of Movement the Drive Rollers of Suspension of Conveyor with Suspended Belt and Distributed Drive. *Nauchno-tekhnicheskiy vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta*, 2016, No. 1, pp. 55-65. Available at: <http://ntv-brgu.ru/wp-content/arhiv/2016-N1/2016-01-06.pdf>. (In Russian)

12. Tolkachev E.N. Definition of conditions working ability discrete section of the conveyor with suspended belt and distributed drive. *Nauchnye issledovaniya i razrabotki molodyh uchenykh: sb. materialov XII Mezhdunar. mol.*

nauch.-prakt. konf. [Proceedings of the XII International Youth Scientific and Practical Conference]. Novosibirsk, CRNS, 2016, pp. 81-89. (In Russian)

13. Tolkachev E.N. Specifics of determining the forces are applied to the suspensions of conveyor with suspended belt and distributed drive, depending on their spatial configuration on the route. *Nauchno-tekhnicheskiy vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta*, 2015, No. 2, pp. 44-51. Available at: <http://ntv-brgu.ru/wp-content/arhiv/2015-N2/2015-02-06.pdf>. (In Russian)

14. Lagerev A.V., Tolkachev E.N. The study of the motion of suspensions of discrete section of a conveyor with suspended belt, distributed drive, and the vertically-closed track with the singlemass dynamic model. *Vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta*, 2013, No.4, pp. 33–40. (In Russian)

Author' information

Evgeniy N. Tolkachev - engineer- constructor at CJSC "Bryanskiy Arsenal", tolkachev_en@mail.ru.

Дата публикации
(Date of publication):
25.09.2017



УДК 699.85

О ПОДХОДЕ К ОПРЕДЕЛЕНИЮ ПОКАЗАТЕЛЯ И ПОСТРОЕНИЕ ШКАЛЫ ОЦЕНКИ ЗАЩИЩЕННОСТИ ОПАСНОГО ПРОИЗВОДСТВЕННОГО ОБЪЕКТА

Рыбаков А.В., Иванов Е.В., Седов Д.С., Овсянников Р.Е.

Академия гражданской защиты Министерства Российской Федерации по делам гражданской обороны, чрезвычайным ситуациям и ликвидации последствий стихийных бедствий, Химки, Россия

В статье представлен подход к определению значений показателя защищенности подвергшихся ударно-волновому воздействию опасных производственных объектов. Подход основан на энергетических методах. Дается геометрическая интерпретация определения значений показателя защищенности, для основных случаев разрушений. Приведен алгоритм градуировки условной шкалы защищенности для конкретного опасного производственного объекта с использованием численного эксперимента в программе SolidWorks Simulation. Полученные значения показателя применимы для разработки инженерно-технических мероприятий гражданской обороны, при количественной оценке мероприятий повышающих устойчивость функционирования объектов экономики.

Ключевые слова: ударная волна, импульс, давление, защищенность, обычные средства поражения, опасный производственный объект.

DOI: 10.22281/2413-9920-2017-03-03-344-352

Перед силами гражданской обороны в соответствии с Федеральным законом № 28 «О гражданской обороне» стоит задача по обеспечению устойчивости функционирования организаций, необходимых для выживания населения при военных конфликтах или вследствие этих конфликтов, а также при чрезвычайных ситуациях природного и техногенного характера [1]. В соответствии с СП 165.1325800.2014 «Инженерно-технические мероприятия по гражданской обороне» инженерно-технические мероприятия по гражданской обороне в совокупности с организационными мероприятиями составляют комплекс мероприятий, осуществляемых в целях решения задач гражданской обороны (далее - мероприятия по гражданской обороне) при проектировании, строительстве и эксплуатации, в том числе, и опасных производственных объектов [2]. Перечень и объем инженерно-технических мероприятий по гражданской обороне может планироваться только после проведения расчетов по наиболее возможным вариантам развития событий.

Для прогнозирования состояния опасных производственных объектов подвергшихся воздействию обычных средств поражения вероятного противника в ГОСТ Р 42.2.01-2014 «Гражданская оборона. Оценка состояния потенциально опасных объектов, объектов обороны и безопасности в условиях воздействия поражающих факторов обычных средств поражения» предложена методика

для проведения оперативных расчетов. Однако данная методика обладает рядом недостатков, указанных в [3], в том числе:

- учет действия на объект только избыточного давления воздушной ударной волны, при отсутствии рассмотрения вклада импульса в разрушение объектов;
- определение значений избыточного давления ударной волны без учета вида применяемых обычных средств поражения;
- отсутствие методик расчета степеней разрушения применительно к конкретным опасным производственным объектам, учитывающим особенности их проектных решений.

В качестве подхода, который позволит учесть эти недостатки, применим энергетические методы. Сущность энергетических методов состоит в анализе данных о максимальных напряжениях и деформациях при изгибе и сдвиге, которые может претерпеть конструктивный элемент в результате ударно-волновой нагрузки. Достоинством энергетических методов будет являться их проверка результатами экспериментальных данных, а также относительная простота в использовании. Кроме того, результаты расчетов могут быть представлены графически (рис. 1), что позволяет наглядно показать реакцию конструкций на ударно-волновую нагрузку.

В главе 4 источника [4] приводится подробный алгоритм решения задач энергетическим методом. Там же говорится и о предель-

ном упрощении и эмпирических формулах (будут представлены ниже). С помощью энергетических методов оцениваются механизмы квазистатического приложения нагрузки (приведенное давление - $\langle P \rangle$) и импульсной нагрузки (приведенный импульс $\langle i \rangle$).

По рассчитанным для каждого конструктивного элемента значениям приведенного давления и импульса строится точка на $\langle P \rangle$, $\langle i \rangle$ - диаграмме (рис. 1) и на основании ее положения относительно гиперболической кривой делают вывод о состоянии конструктивного элемента, подвергнутого ударно-волновой нагрузке.

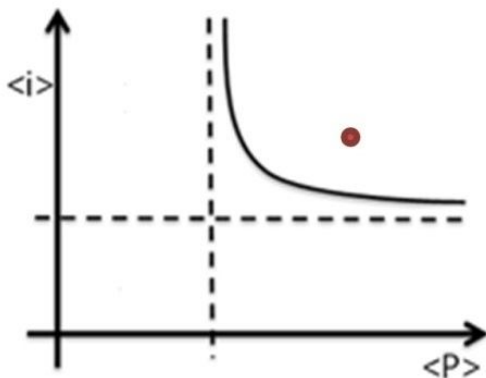


Рис. 1. $\langle P \rangle$, $\langle i \rangle$ - диаграмма с точкой, характеризующей состояние элемента

На рис. 1 представлена гиперболическая кривая, которая представляет собой линию равной степени повреждения конструкции (линию равновероятного поражения). Эта линия определяет комбинацию значений амплитуды приложенной нагрузки избыточного давления и импульса, необходимую для получения заданной деформации. Если на конструкцию действует нагрузка с такими значениями амплитуды и импульса, что изображающая точка находится выше кривой (рис. 1), то конструкция будет повреждена, поскольку в этом случае деформация превысит критическое значение [4].

Для упрощения анализа состояния конструктивного элемента по $\langle P \rangle$, $\langle i \rangle$ - диаграмме разбиваем ее на четверти (на рис. 1 – штриховые линии), как это сделано в [5]. При такой разбивке:

верхняя правая четверть - $\langle P \rangle_{ac} > \langle P \rangle$ и $\langle i \rangle_{ac} > \langle i \rangle$ разрушения конструктивного элемента будут значительными;

верхняя левая четверть - $\langle P \rangle_{ac} < \langle P \rangle$ и $\langle i \rangle_{ac} > \langle i \rangle$ будут незначительные разрушения конструктивного элемента, вызванные импульсным воздействием;

нижняя левая четверть - $\langle P \rangle_{ac} < \langle P \rangle$ и $\langle i \rangle_{ac} < \langle i \rangle$ разрушений конструктивных элементов не будет;

нижняя правая четверть - $\langle P \rangle_{ac} > \langle P \rangle$ и $\langle i \rangle_{ac} < \langle i \rangle$ будут незначительные разрушения конструктивного элемента, вызванные действием избыточного давления.

Для опасного производственного объекта в целом найти значения приведенного давления и импульса нельзя, оценка состояния возможна только при разбивке объекта на конструктивные элементы: плита, колонна, балка, лента (формулы расчета представлены в табл. 1) [5].

Кроме вывода о состоянии конструктивного элемента с помощью $\langle P \rangle$, $\langle i \rangle$ - диаграммы можно определить степень его защищенности от воздействия ударной волны, как это показано в [6]. Мерой степени защищенности будет являться показатель защищенности.

Под показателем защищенности понимается величина, позволяющая характеризовать способность объекта противостоять угрозам с сохранением возможности выполнять свои основные функции и задачи в условиях воздействия обычных средств поражения. Показатель защищенности определяется как отношение характеристик текущего состояния объекта к характеристикам его желаемого состояния - устойчивого функционирования объекта (нижняя левая четверть на рис. 1). Применительно к $\langle P \rangle$, $\langle i \rangle$ - диаграмме (рис. 2) значения показателя могут быть найдены по соотношению площадей:

$$k = \frac{S_1}{S_2}. \quad (1)$$

В качестве характеристик состояния объекта в предлагаемом подходе будут использоваться две величины – приведенное давление и приведенный импульс, которые будут являться функциями от параметров конструктивных элементов и характеристик воздушной ударной волны (давления и импульса), что в совокупности с разбивкой объекта на конструктивные элементы позволит избежать недостатков методики изложенной в ГОСТ Р 42.2.01-2014.

Таблица 1

Формулы расчета приведенных давления и импульса для основных типов конструктивных элементов

| Конструктивный элемент | Формулы расчета | |
|------------------------|---|---|
| | безразмерного давления | безразмерного импульса |
| Плита | $\langle P \rangle = \frac{\Phi_p \sigma_y h^2}{X^2}$ | $\langle i \rangle = \frac{\Phi_i \sigma_y h \sqrt{\rho}}{\sqrt{E}}$ |
| Колонна | $\langle P \rangle = \frac{\alpha_p E I}{A_1 L^2}$ | $\langle i \rangle = \frac{\alpha_i \sqrt{m L I \sigma_y}}{A_1 \sqrt{E} h}$ |
| Балка | $\langle P \rangle = \frac{\Psi_p \sigma_y Z}{b L^2}$ | $\langle i \rangle = \frac{\Psi_i \sigma_y Z \sqrt{\rho A}}{b \sqrt{E} I}$ |
| Лента | $\langle P \rangle = \frac{A \sigma_y \sqrt{\sigma_y^3}}{b L \sqrt{E}}$ | $\langle i \rangle = \frac{A \sigma_y \sqrt{\rho}}{b \sqrt{E}}$ |

Примечание: X – половина короткого пролета плиты, м; E – модуль Юнга, Па; h – полная толщина, м; σ_y – предел текучести, напряжение, Па; ρ – плотность материала, кг/м³; A – площадь поперечного сечения балки, м²; b – ширина балки, м; I – момент инерции поперечного сечения, м⁴; L – длина балки, м; Z – модуль пластического сопротивления, м³; $\Phi_p, \Phi_i, \alpha_p, \alpha_i, \Psi_p, \Psi_i$ – безразмерные коэффициенты.

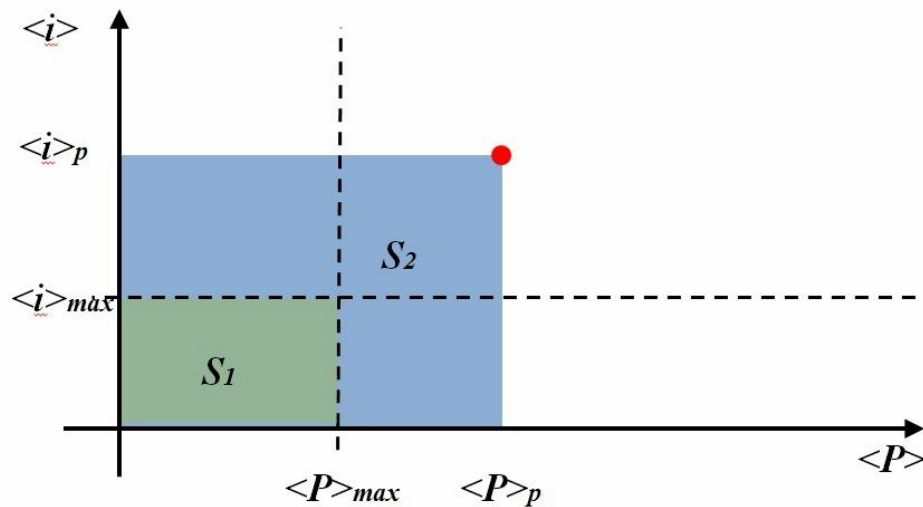


Рис. 2. Интерпретация формулы нахождения показателя защищенности

Формулы для расчета значений показателя защищенности в зависимости от области, характеризующей особенности разрушения объекта представлены на рис. 3.

Полученные значения показателя защищенности необходимо интерпретировать с точки зрения применения его на практике. Для этого требуются разработать шкалу оценки. За основу шкалы примем степени разрушений, определяемые согласно СП 165.1325800.2014.

Разрушения зданий и сооружений можно характеризовать четырьмя степенями:

- полные разрушения;
- сильные разрушения;
- средние разрушения;
- слабые разрушения.

Полное разрушение характеризуется обрушением зданий и сооружений, от которых могут сохраниться только поврежденные или неповрежденные подвалы, а также незначительная часть прочных конструктивных эле-

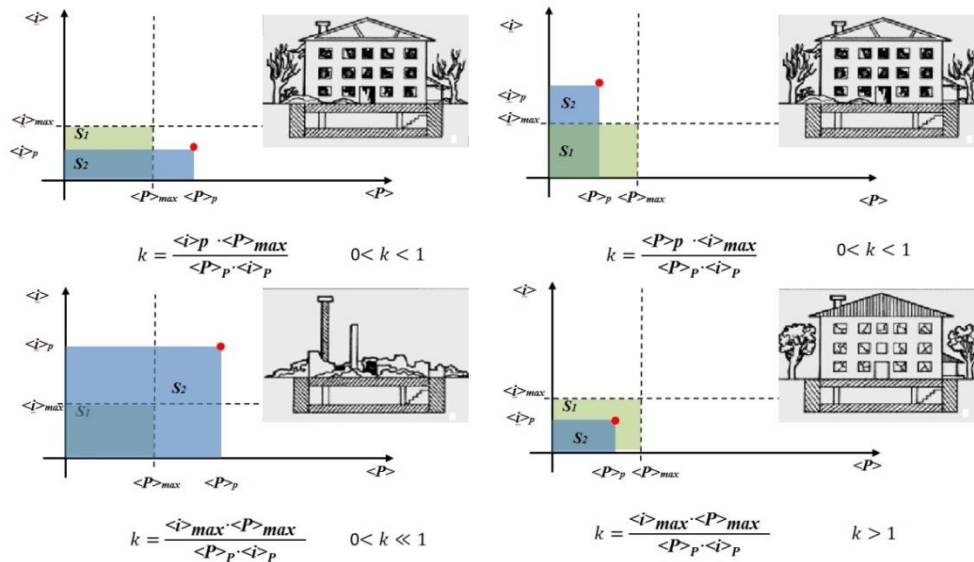


Рис. 3. $\langle P \rangle$, $\langle i \rangle$ - диаграмма с возможным положением точек характеризующих состояние элемента и формулы для расчета показателя защищенности

ментов. При полном разрушении образуется завал (левая нижняя схема рис. 3).

Для сильных разрушений характерно сплошное разрушение несущих конструкций зданий и сооружений. При сильных разрушениях могут сохраняться наиболее прочные конструктивные элементы здания и сооружения, элементы каркасов, ядра жесткости, частично стены и перекрытия нижних этажей. При сильном разрушении образуется завал.

Средние разрушения характеризуются снижением эксплуатационной пригодности зданий и сооружений. Несущие конструкции сохраняются и лишь частично деформируются, при этом снижается их несущая способность. Опасность обрушения отсутствует (верхние схемы рис. 3).

Для слабых разрушений характерно частичное разрушение внутренних перегородок, кровли, дверных и оконных коробок, легких пристроек и др. Основные несущие конструкции сохраняются (правая нижняя схема рис. 3) [2].

С целью разработки шкалы, для оценки значений показателя защищенности, было проведено сопоставление его значений со степенями разрушений конструкций, рассчитанных в ходе машинного эксперимента на основании прочностных испытаний конструктивных элементов зданий методом конечных элементов в программной среде Solid Works Simulation. Данный программный

продукт позволяет симулировать условия работы виртуальной модели в реальном масштабе, увидеть ее поведение в условиях нагрузки, напряжения и смещения. Программный комплекс систем автоматизированного проектирования (САПР) обеспечивает разработку изделий любой сложности и назначения. Его надежность подтверждается применением в различных сферах производства: от производства Олимпийских медалей (на Олимпийских Играх в Сочи в 2014 г.) [7] до проектирования и создания военно-морской техники [8].

Анализ реакций конструктивных элементов и сопоставление их со степенями разрушения осуществляется на положениях СП 63.13330.2012 Бетонные и железобетонные конструкции. Основные положения.

Используемый метод конечных элементов применяется для различных задач механики деформируемого твердого тела [9]. Конечной задачей определения нагруженного деформированного состояния является отслеживание в каждой точке конструкции напряжений, деформаций и перемещений, возникающих в ней в результате воздействий на конструкцию механических нагрузок в процессе ее реальной работы. В трехмерной постановке определение поля перемещений заключается в определении компонентов перемещений по осям координат X, Y, Z во всех точках конструкции.

Метод конечных элементов заключается в том, что любая сложная пространственная реальная конструкция заменяется структурной моделью, состоящих из простейших компонентов, таких как стержни, пластины с известными упругими свойствами.

Затем на элементах фиксируется конечное число узлов и считается, что конечные элементы соединяются между собой в этих узлах. Нумеруются узлы и элементы. Эта операция часто называется генерацией конечноэлементной сетки.

По принятым законам аппроксимации определяются перемещения внутри элементов. Из перемещений на основе уравнений определяется деформация в каждом элементе. По деформациям в каждом элементе определяются напряжения [10].

В качестве примера для проведения численного эксперимента рассмотрим здание компрессорного цеха компрессорной станции (рис. 4) с характеристиками конструктивных элементов, представленными в табл. 2.

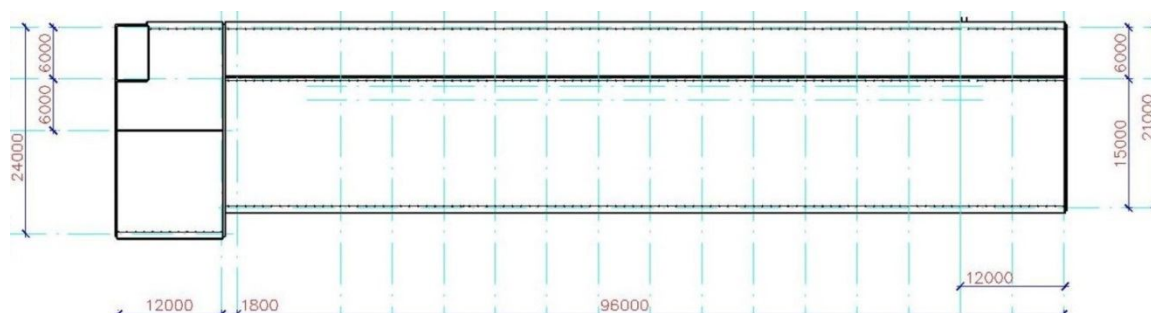


Рис. 4. Схема компрессорного цеха

Таблица 2

Характеристики конструктивных элементов компрессорного цеха

| Наименование объекта | Размеры | | | Характеристики конструкции | | | | |
|---------------------------------|----------|-----------|-----------|------------------------------------|-----------------------|----------------------|-----------------------|-----------------------|
| | Длина, м | Ширина, м | Высота, м | Материал и толщина стен | Модуль упругости, МПа | Коэффициент Пуассона | Предел текучести, МПа | Предел прочности, МПа |
| Конструкция компрессорного цеха | 108 | 21,0 | 16,8 | Трехслойные стеновые панели 120 мм | $0,08 \cdot 10^5$ | 0,2 | – | 7,23 |
| Компрессорный цех и ГЩУ | | | | | | | | |
| Колонны | 0,5 | 0,5 | 16,8 | Двугавр 60, 50Б1 | $2,06 \cdot 10^5$ | 0,3 | 345 | 490 |
| Балки | 15 | 0,3 | 0,3 | Двугавр 60, 40Б1 | $2,06 \cdot 10^5$ | 0,3 | 345 | 490 |
| Перекрытия | 15 | 12 | 0,25 | Сборные пустотные ж/б плиты | | 0,2 | | |

На основании схемы конструктивных элементов с заданными характеристиками в среде Solid Works Simulation создается модель компрессорного цеха. Далее проводится расчет реакции модели на ударно-волновое воздействие, вызванное применением определенного вида обычных средств поражения (в рассматриваемом примере – авиабомба М-110). Реакция модели на ударно-волновое воздействие рассчитывается для нескольких расстояний до

эпицентра взрыва авиабомбы (пример одного из расчетов представлен на рис. 5).

Для соотнесения значений максимальной деформации полученной в численном эксперименте, со значениями показателя защищенности, построили таблицу (табл. 3) для каждого сценария воздействия обычных средств поражения. При этом значения избыточного давления и импульса для расчетов определяли по формулам [11].

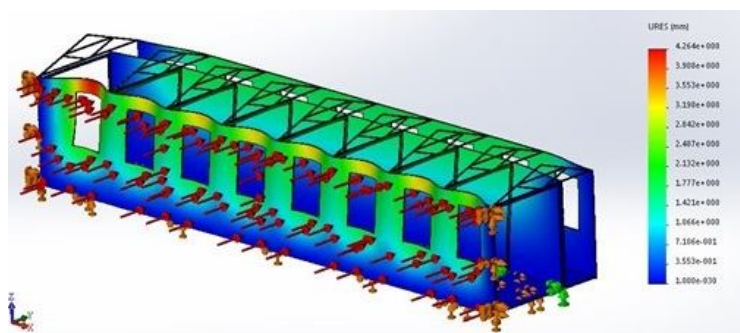


Рис. 5. Пример расчета состояния объекта воздействия ударно-волновой нагрузки в программе Solid Works Simulation

Таблица 3

Результаты расчета машинного эксперимента и соответствующих им значений показателя защищенности (для авиабомбы М-110)

| Расстояние от центра взрыва, м | Давление | Импульс, кг*м/с | Перемещение U, мм | Показатель защищенности |
|--------------------------------|----------|-----------------|-------------------|-------------------------|
| 5 | 108446 | 54,87 | 2696 | 0,00011 |
| 10 | 14646 | 27,43 | 407 | 0,0017 |
| 15 | 4695 | 18,29 | 128,5 | 0,081 |
| 20 | 2144 | 13,71 | 58,7 | 0,23 |
| 21 | 1882 | 13,06 | 51,53 | 0,28 |
| 22 | 1664 | 12,47 | 45,6 | 0,33 |
| 23 | 1479 | 11,92 | 40,49 | 0,39 |
| 24 | 1322 | 11,43 | 36,2 | 1,04 |
| 40 | 367 | 6,86 | 10,1 | 3,08 |
| 68 | 1571 | 4,73 | 4,30 | 9,39 |

По результатам численного эксперимента построим шкалу (рис. 6), характеризующую степень разрушения здания (конструктивного элемента), по уже ранее перечисленным параметрам.

За «0» значение показателя защищенности принимается полная потеря несущей способности всех конструктивных элементов рассматриваемого объекта, что соответствует его полному разрушению. За значение показателя защищенности равное «1» принимается упругая деформация всех конструктивных элементов объекта, за исключением остекления, что соответствует слабому разрушению. При дальнейшем уменьшении значений приведенного давления и импульса можно говорить о вырождении ударной волны в акустическую и отсутствию разрушений, что будет соответствовать значениям показателя защищенности больше «9,39» в рассматриваемом примере.

В работе приведен подход к нахождению комплексного показателя, характеризующего

защищенность объекта и позволяющего учитывать особенности сценария применения обычных средств поражения и конструктивных особенностей объекта. Построена шкала соответствия степеней разрушения и значений показателя защищенности, что позволит использовать значения показателя в целях проведения оперативной оценки последствий применения противником обычных средств поражений. Кроме того с помощью показателя защищенности возможно проведение количественной оценки мероприятий повышения защищенности основных производственных фондов при разработке инженерно-технических мероприятий гражданской обороны.

Список литературы

1. Федеральный закон от 12.02.1998 № 28-ФЗ «О гражданской обороне».
2. Свод правил СП 165.1325800.2014 «Инженерно-технические мероприятия по гражданской обороне» (утв. и введен в дей-

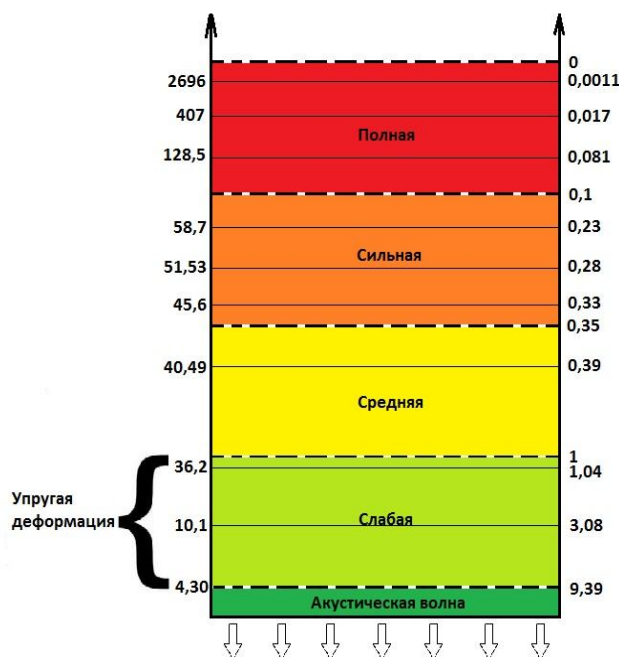


Рис. 6. Шкала соответствия значений численного эксперимента с рассчитанными значениями показателя защищенности

стве Приказом Минстроя России от 12.11.2014 № 705/пр).

3. Мухин, В.И. О методике оценки состояния потенциально опасных объектов при воздействии воздушной ударной волной от обычных средств поражения / В.И. Мухин, А.В. Рыбаков, Е.В. Иванов, Г.В. Панин // Научные и образовательные проблемы гражданской защиты. – 2017. - №1 - С.7-15.

4. Бейкер, У. Взрывные явления. Оценка и последствия: В 2-х кн. / У. Бейкер, П. Кокс, П. Уэстайн. - М.: Мир, 1986. – 319 с.

5. Рыбаков, А.В. Научно-методический аппарат обоснования системы прогнозирования чрезвычайных ситуаций техногенного характера на пожаровзрывоопасном объекте. Автореферат диссертации ... д-ра техн. наук / Рыбаков Анатолий Валерьевич. – Химки, 2015. - 48 с.

6. Рыбаков, А.В. О подходе к определению показателя защищенности зданий и сооружений опасного производственного объекта / А.В. Рыбаков, Е.В. Иванов, А.М. Савинов, И.Я. Геккель // Научные и образовательные проблемы гражданской защиты. – 2017. - №2 - С.33-40.

7. Олимпийское золото «куется» в SolidWorks // САПР и графика. – 2014. - №2 – С.80-84.

8. Аверин, И.В. Применение SolidWorks для создания военно-морской техники / И.В. Аверин, Н.С. Щербаков // Машиностроение и смежные отрасли. – 2013. - №1 – С. 1-3.

9. Фокин, В.Г. Метод конечных элементов в механике деформируемого твёрдого тела / В.Г.Фокин. – Самара: СГТУ, 2010. – 131 с.

10. Алямовский, А.А. SolidWorks / COSMOSWorks. Инженерный анализ методом конечных элементов / А.А. Алямовский. – М.: ДМК-Пресс, 2004. – 432 с.

11. Кочетков, К.Е. Аварии и катастрофы. Предупреждение и ликвидация последствий / К.Е. Кочетков, В.А. Котляревский, А.В. Забегаев. - М.: Ассоциация строительных ВУЗов. 1996. – 383 с.

Сведения об авторах

Рыбаков Анатолий Валерьевич - доктор технических наук, доцент, начальник лаборатории информационного обеспечения населения и технологий информационной поддержки РСЧС ФГБВОУ ВО «Академии

гражданской защиты МЧС России», *anatoll_rubakov@mail.ru*.

Иванов Евгений Вячеславович - адъюнкт научно-исследовательского центра ФГБВОУ ВО «Академии гражданской защиты МЧС России», *linia-zhizni@yandex.ru*.

Седов Дмитрий Сергеевич - оператор лаборатории информационного обеспечения населения и технологий информационной

поддержки РСЧС ФГБВОУ ВО «Академии гражданской защиты МЧС России», *agzsedov@yandex.ru*.

Овсянников Роман Евгеньевич - оператор лаборатории информационного обеспечения населения и технологий информационной поддержки РСЧС ФГБВОУ ВО «Академии гражданской защиты МЧС России», *re.ovsy@gmail.com*.

ABOUT THE APPROACH TO DETERMINING THE INDICATOR AND CONSTRUCTING THE SCALE OF EVALUATING THE PROTECTION OF A DANGEROUS PRODUCTION OBJECT

Rybakov A.V., Ivanov E.V., Sedov D.S., Ovsyannikov R.E.

Academy of Civil Defense of the Ministry of the Russian Federation for Civil Defense, Emergencies and Elimination of Consequences of Natural Disasters, Khimki, Russian Federation

The article presents an approach to determining the values of the protection index of hazardous industrial facilities exposed to shock-wave action. The approach is based on energy methods. A geometric interpretation of the definition of the values of the protection index is given, for the main cases of destruction. The algorithm for grading the conditional security scale for a specific hazardous production facility is presented using a numerical experiment in the SolidWorks Simulation program. The obtained values of the indicator are applicable to the development of engineering and technical measures of civil defense, with a quantitative evaluation of measures that increase the stability of the functioning of economic objects.

Keywords: *shock wave, impulse, pressure, security, conventional means of destruction, dangerous production facility.*

DOI: 10.22281/2413-9920-2017-03-03-344-352

References

1. Federal Law of 12.02.1988 No. 28-FZ "On Civil Defense". (In Russian)

2. Code of Regulations SP 165.1325800.2014 "Engineering and technical measures for civil defense" (approved and put into effect by Order of the Ministry of Construction of Russia from 12.11.2014 No. 705 / pr). (In Russian)

3. Mukhin V.I., Rybakov A.V., Ivanov E.V., Panin G.V. About a technique of an estimation of a condition of potentially dangerous objects at influence by an air shock wave from usual means of defeat. *Scientific and educational problems of a civil protection*, 2017, No.1, pp. 7-15. (In Russian)

4. Baker U., Cox P., Westin P. Explosive phenomena. Evaluation and consequences. Moscow, Mir, 1986. 319 p. (In Russian)

5. Rybakov A.V. Scientific and methodical apparatus for substantiating systems for forecasting emergency situations of a technogenic nature in a fire and explosion hazard facility. Khimki, 2015, 48 p. (In Russian)

6. Rybakov A.V., Ivanov E.V., Savinov A.M., Haeckel I.Ya. *On the science and education of the problem of civil protection*, 2017, No.2, pp.33-40. (In Russian)

7. Olympic gold is "forged" in SolidWorks. *CAD and graphics*, 2014, No.2, pp. 80-84. (In Russian)

8. Averin I.V., Shcherbakov N.S Application of SolidWorks for the creation of naval equipment. *Mechanical engineering and related industries*, 2013, No.1, pp. 1-3. (In Russian)

9. Fokin V.G. The finite element method in mechanics of a deformable solid body. Samara, SGTU, 2010. 131 p. (In Russian)

10. Alyamovsky A.A. SolidWorks / COSMOSWorks. Engineering analysis by the finite element method. Moscow, DMK-Press, 2004. 432 p. (In Russian)

11. Kochetkov K.E., Kotlyarevsky V.A., Zabegaev A.V. Accidents and disasters. Prevention and elimination of consequences. Moscow, Association of construction universities, 1996. 383 p. (In Russian)

Authors' information

Anatoliy V. Rybakov - Doctor of Technical Sciences, Associate Professor, Head of the Laboratory of Information Support for the Popula-

tion and Information Support Technologies of the ESIA FGGBU in the Academy of Civil Protection of the Ministry of Emergencies of Russia, anatoll_rubakov@mail.ru.

Evgeny V. Ivanov - adjunct of the FGGBUU research center in the Academy of Civil Protection of the Ministry of Emergencies of Russia, linia-zhizni@yandex.ru.

Dmitriy S. Sedov - operator of the laboratory of information support of the population and information support technologies of the EMERCOM of the FGBIU in the Academy of Civil Protection of the Ministry of Emergencies of Russia, agzsedov@yandex.ru.

Roman E. Ovsyannikov - operator of the laboratory of informational support of the population and information support technologies of the EMERCOM of the FGBIU in the "Academy of Civil Protection of the Ministry of Emergencies of Russia", re.ovsy@gmail.com.

Дата публикации
(Date of publication):
25.09.2017



УДК 629.78, 519.6

ГЕНЕТИЧЕСКИЙ АЛГОРИТМ МИНИМИЗАЦИИ ЭНЕРГОЗАТРАТ НА ПЕРЕОРИЕНТАЦИЮ ПЛОСКОСТИ ОРБИТЫ КОСМИЧЕСКОГО АППАРАТА

Панкратов И.А.^{1,2}

¹ - Саратовский национальный исследовательский государственный университет имени Н.Г. Чернышевского, Саратов, Россия

² - Институт проблем точной механики и управления РАН, Саратов, Россия

В кватернионной постановке рассмотрена задача оптимальной переориентации плоскости орбиты космического аппарата (КА). Управление (ускорение от вектора реактивной тяги, ортогональной плоскости орбиты) ограничено по модулю. Необходимо минимизировать затраты энергии на процесс переориентации плоскости орбиты КА. Рассмотрен актуальный частный случай задачи, когда орбита КА является круговой, а управление принимает постоянные значения на отдельных участках активного движения КА. Построен оригинальный генетический алгоритм нахождения траекторий оптимальных перелётов КА. При применении этого способа не требуется какая-либо информация о неизвестных начальных значениях сопряжённых переменных. Приведены примеры численного решения задачи для случая, когда отличие между начальной и конечной ориентациями орбиты КА составляет единицы градусов в угловой мере. При этом конечная ориентация плоскости орбиты КА соответствует ориентации плоскости орбиты спутников отечественной орбитальной группировки ГЛОНАСС.

Ключевые слова: космический аппарат, орбита, оптимизация, кватернион, ген.

DOI: 10.22281/2413-9920-2017-03-03-353-360

Введение.

Задачам управления движением КА посвящено большое число публикаций в нашей стране и за рубежом. Однако сложность стоящих здесь проблем, отсутствие общих аналитических решений и трудности численного решения дифференциальных краевых задач, к которым сводятся задачи оптимального управления пространственным движением КА, продолжают оставлять эту проблематику актуальной. Задача межорбитального перелета КА значительно упрощается, если начальная и конечная орбиты лежат в одной плоскости. Становится возможным аналитически (точно или приближенно) найти оптимальные траектории перехода. Несмотря на сложность решения задачи оптимизации (в смысле минимума некоторого функционала) пространственных межорбитальных перелетов, опубликовано некоторое количество работ по данной тематике, например, работы [1-4]. В отличие от управления угловым движением твердого тела, где уже довольно давно применяются кватернионные модели, в подавляющем большинстве работ, посвященных переориентации орбиты КА, используются уравнения движения в традиционных угловых элементах орбиты. В основном минимизируются затраты рабочего тела или характеристическая скорость.

В большинстве работ физическая задача сводится к численному решению нелиней-

ных краевых задач высокой размерности, полученных с помощью применения принципа максимума Л.С. Понтрягина [5]. Аналитическое исследование дифференциальных уравнений ориентации орбиты в классических угловых элементах (и получающихся краевых задач) – достаточно трудоемкое занятие. Продвижение (понижение размерности краевых задач, отыскание частных решений, аналитическое нахождение оптимальных траекторий) в этой области, по-видимому, может быть получено при введении в рассмотрение новых кватернионных оскулирующих элементов орбиты. В настоящей работе в кватернионной постановке исследуется задача оптимальной переориентации плоскости орбиты космического аппарата под действием реактивной тяги, ортогональной плоскости орбиты.

1. Постановка задачи.

Предположим, что вектор ускорения u от тяги реактивного двигателя во все время управляемого движения КА направлен ортогонально плоскости его орбиты. Тогда орбита КА в процессе управления движением центра масс КА не меняет своей формы и своих размеров, а поворачивается в пространстве под действием управления как неизменяемая (недеформируемая) фигура. Рассмотрим следующую задачу: пусть необхо-

дим перевернуть орбиту КА, движение центра масс которого описывается уравнениями [6]:

$$\begin{aligned} 2 \frac{d\lambda}{dt} &= \lambda \circ \omega_{\pi}, \quad \lambda = \lambda_0 + \lambda_1 i_1 + \lambda_2 i_2 + \lambda_3 i_3, \quad \omega_{\pi} = u \frac{r}{c} i_1 + \frac{c}{r^2} i_3, \\ \frac{d\varphi}{dt} &= \frac{c}{r^2}, \quad r = \frac{p}{1 + e \cos \varphi}, \quad c = \text{const}, \end{aligned} \quad (1)$$

из заданного начального состояния

$$t = t_0 = 0 \quad \varphi(0) = \varphi_0, \quad \lambda(0) = \lambda^H = \Lambda^H \circ \left(\cos \frac{\varphi_0}{2} + i_3 \sin \frac{\varphi_0}{2} \right) \quad (2)$$

в требуемое конечное состояние

$$\begin{aligned} t = t^* \quad \varphi(t^*) = \varphi^* = ? \\ \text{tg } \Omega_u^* = \frac{\lambda_1 \lambda_3 + \lambda_0 \lambda_2}{\lambda_0 \lambda_1 - \lambda_2 \lambda_3}, \quad \cos I^* = (\lambda_0^*)^2 - (\lambda_1^*)^2 - (\lambda_2^*)^2 + (\lambda_3^*)^2 \end{aligned} \quad (3)$$

с помощью ограниченного по модулю кусочно-постоянного управления ($|u(t)| \leq u_{\max}$)

$$u(t) = \begin{cases} u_1, & \text{если } 0 \leq t < h; \\ u_2, & \text{если } h \leq t < 2h; \\ \dots & \\ u_M, & \text{если } (M-1)h \leq t \leq Mh. \end{cases}$$

При этом необходимо минимизировать функционал, характеризующий затраты энергии

$$J = \int_0^{t^*} u^2 dt.$$

Отметим, что количество участков активного движения КА M полагается заданным, а конечное положение орбиты в её плоскости не фиксируется.

Здесь λ – нормированный кватернион ориентации орбитальной системы координат η в инерциальной системе координат X (ось η_1 этой системы координат направлена вдоль радиуса-вектора r центра масс КА, а ось η_3 перпендикулярна плоскости орбиты), i_1, i_2, i_3 – векторные мнимые единицы Гамильтона, \circ – символ кватернионного умножения; φ – истинная аномалия (угол между r и радиусом-вектором перицентра орбиты

КА), эта переменная характеризует положение КА на орбите; $r = |r|$; p и e – параметр и эксцентриситет орбиты, $c = \left| r \times \frac{dr}{dt} \right|$ – постоянная площадей; u – алгебраическая величина реактивного ускорения; $\Lambda = \Lambda_0 + \Lambda_1 i_1 + \Lambda_2 i_2 + \Lambda_3 i_3$ – кватернион ориентации орбиты КА; u_k – искомые величины (значения управления на участках активного движения КА).

Известно, что кватернион Λ получается из кватерниона ориентации орбитальной системы координат с помощью поворота

$$\Lambda = \lambda \circ \left(\cos \frac{\varphi}{2} - i_3 \sin \frac{\varphi}{2} \right).$$

В данной задаче известны c, p, e, φ_0 , необходимо найти величину управления на каждом участке активного движения КА. При этом начальное значение кватерниона ориентации орбиты КА можно найти через классические угловые элементы орбиты (Ω_u – долгота восходящего узла, I – наклон орбиты, ω_{π} – угловое расстояние перицентра от узла) по известным формулам

$$\begin{aligned} \Lambda_0 &= \cos \frac{I}{2} \cos \left(\frac{\Omega_u + \omega_{\pi}}{2} \right), & \Lambda_1 &= \sin \frac{I}{2} \cos \left(\frac{\Omega_u - \omega_{\pi}}{2} \right), \\ \Lambda_2 &= \sin \frac{I}{2} \sin \left(\frac{\Omega_u - \omega_{\pi}}{2} \right), & \Lambda_3 &= \cos \frac{I}{2} \sin \left(\frac{\Omega_u + \omega_{\pi}}{2} \right). \end{aligned}$$

Для численного решения задачи удобно ввести безразмерные переменные по форму-

лам $r = R \cdot r^b, t = T \cdot t^b, u = u_{\max} \cdot u^b$. Здесь R – характерное расстояние (величина, близкая

к длине большой полуоси орбиты управляемого КА); $T = R^2 / c$ – характерное время. Компоненты кватерниона ориентации орбитальной системы координат λ_j являются безразмерными. После элементарных преобразований система фазовых уравнений примет вид [7]

$$2 \frac{d\lambda}{dt^b} = \lambda \circ \omega^b, \quad \omega^b = Nu^b r^b \mathbf{i}_1 + \frac{1}{(r^b)^2} \mathbf{i}_3, \quad (4)$$

$$\frac{d\varphi}{dt^b} = \frac{1}{(r^b)^2}, \quad r^b = \frac{1}{1 + e \cos \varphi}.$$

Здесь $N = u_{\max} R^3 / c^2$ – характерный безразмерный параметр задачи.

Ограничение по управлению в безразмерном виде есть

$$-1 \leq u^b \leq 1.$$

В дальнейшем верхний индекс «b» у безразмерных переменных опускается.

2. Алгоритм решения задачи.

Ранее в работе [8] задача переориентации плоскости орбиты КА решалась с помощью принципа максимума Л.С. Понтрягина и кватернионного дифференциального уравнения ориентации орбиты КА. (Также отметим работы [7, 9, 10], в которых в кватернионной постановке численно решалась задача переориентации орбиты КА). В результате применения принципа максимума была получена краевая задача с подвижным правым концом, которая решалась численно с помощью итерационного метода [11]. К сожалению, в этой задаче не найдены формулы для нахождения неизвестных начальных значений сопряжённых переменных. При этом началь-

ные приближения для значений сопряжённых переменных плохо сходятся к тем значениям, которые доставляют нули функциям невязок. Итерационные методы постоянно попадают в локальные минимумы функций невязок. В настоящей статье построен генетический алгоритм решения этой задачи. При применении этого алгоритма не нужно искать начальные значения сопряжённых переменных. Подобные методы, основанные на искусственном интеллекте и машинном обучении, рассмотрены, например, в работах [12, 13]. Опишем основные этапы генетического алгоритма, следуя [14].

Далее будем рассматривать случай, когда орбита КА является круговой, при этом $e = 0$, а $r = 1$. Отметим, что орбиты спутниковых группировок ГЛОНАСС и GPS близки к круговым.

Вначале необходимо случайным образом сгенерировать популяцию из N_{\max} пробных решений (особей), каждое из которых представляет собой набор из M вещественных чисел. При этом вместо вещественного числа u_k в памяти хранится целое число u_k^{int} (ген), ($0 \leq u_k^{\text{int}} \leq 2^L - 1$). Связь между искомым вещественным числом и геном даётся следующей формулой

$$u_k = -1 + \frac{2u_k^{\text{int}}}{2^L - 1}.$$

На втором шаге алгоритма для каждой особи находится по известной формуле из работы [15]:

$$\lambda(k \cdot h) = \lambda((k-1) \cdot h) \circ \left[\cos\left(\frac{\omega \cdot h}{2}\right) + \frac{1}{\omega} \sin\left(\frac{\omega \cdot h}{2}\right) \cdot \omega \right], \quad \omega = |\omega| = |Nu_k \mathbf{i}_1 + \mathbf{i}_3|. \quad (5)$$

значение кватерниона ориентации орбитальной системы координат при $t = t^* = Mh$ с начальными условиями (2) (управление задаётся выбранной хромосомой). Отметим, что аналитическое решение уравнений (4) в случае, когда орбита КА является эллиптической, не известно. Ранее автором в работе [16] было получено решение этих уравнений

в виде разложения по малому параметру лишь для случая, когда орбита КА является околосредовой. В качестве значения функции приспособленности (целевой функции) берётся следующая величина (погрешность выполнения условий (3) на правом конце траектории)

$$t = t^* \quad err(t) = \sqrt{\left(\text{tg} \Omega_u^* - \frac{\lambda_1 \lambda_3 + \lambda_0 \lambda_2}{\lambda_0 \lambda_1 - \lambda_2 \lambda_3} \right)^2 + \left(\cos I^* - (\lambda_0^*)^2 + (\lambda_1^*)^2 + (\lambda_2^*)^2 - (\lambda_3^*)^2 \right)^2}.$$

Как известно, принцип естественного отбора заключается в том, что в конкурентной борьбе выживает наиболее приспособленная особь. В нашем случае, чем меньше значение целевой функции, тем более приспособленной является особь, т.е. пробное решение, использовавшееся в качестве аргумента целевой функции. Если на этом шаге для некоторой особи значение целевой функции меньше наперед заданного малого числа ε , то выполнение алгоритма заканчивается, а управление, соответствующее данной особи, выдаётся в качестве решения задачи. Если же превышено максимальное число итера-

ций N_{iter}^{max} , то в качестве решения задачи выдаётся управление, соответствующее особи с минимальным значением целевой функции.

На третьем шаге алгоритма отбрасывается половина особей, имеющих наибольшие (худшие) значения целевой функции (предполагается, что количество особей N_{max} является чётным). Затем производится скрещивание особи с наименьшим значением целевой функции со всеми остальными, в том числе и с самой собой. В качестве оператора скрещивания был выбран метод промежуточной рекомбинации [14]. Потомки создаются по следующему правилу:

$$\text{Потомок} = \text{Родитель1} + \alpha \cdot (\text{Родитель2} - \text{Родитель1}),$$

где α – случайное число на отрезке $[-0.25; 1.25]$.

Для каждого гена создаваемого потомка выбирается отдельный множитель α . Полученные гены потомка округляются до ближайших целых чисел, лежащих на отрезке $[0; 2^L - 1]$. В результате получается новая популяция из N_{max} особей.

На четвёртом шаге алгоритма вычисляется среднее значение целевой функции для популяции, полученной на третьем шаге. Если оно больше, чем среднее значение целевой функции, вычисленное на втором шаге, то производится мутация особей в популяции. Для этого гены всех особей записываются в двоичном виде (на каждый ген отводится ровно L бит) и с вероятностью $p_{mut} \in (0; 1]$ производится инвертирование случайным образом выбранного бита каждого гена. Затем осуществляется возврат ко второму шагу алгоритма.

$$\begin{aligned} \Omega_u^H &= 212.0 \text{ град}, & I^H &= 63.0 \text{ град}, \\ \Lambda_0^H &= -0.235019, & \Lambda_1^H &= -0.144020, \\ \lambda_0^H &= -0.663730, & \lambda_1^H &= 0.518734, \end{aligned}$$

- конечная ориентация плоскости орбиты КА (соответствует ориентации плоскости орбиты спутников орбитальной группировки ГЛОНАСС):

$$\Omega_u^* = 215.25 \text{ град}, \quad I^* = 64.8 \text{ град}.$$

Масштабирующие множители равны: $R = 26000000 \text{ м}$, $T = 9449.714506 \text{ сек}$. Они

Отметим, что описанный алгоритм необходимо применять неоднократно для разных начальных популяций. При этом будет получено несколько решений, из которых необходимо выбрать то, которое соответствует переориентации плоскости орбиты КА с меньшими затратами энергии.

3. Численное решение задачи.

Для численного решения поставленной задачи с помощью описанного выше алгоритма была составлена программа на языке Python.

Величины, характеризующие форму, размеры орбиты КА, начальное и конечное положения КА на орбите, начальную и конечную ориентации орбиты КА, полагались равными [17] (a_{or} – большая полуось орбиты):

$$\begin{aligned} a_{or} &= 25500000 \text{ м}, & u_{max} &= 0.101907 \text{ м/с}^2, \\ N &= 0.35, & \varphi_0 &= 3.940323 \text{ рад}; \end{aligned}$$

- начальная ориентация орбиты КА:

$$\begin{aligned} \omega_\pi^H &= 0.0 \text{ град}, \\ \Lambda_2^H &= 0.502258, & \Lambda_3^H &= 0.819610; \\ \lambda_2^H &= -0.062608, & \lambda_3^H &= -0.535217; \end{aligned}$$

соответствуют значениям декартовых координат и проекций вектора скорости центра масс КА, приведенным в [18].

Параметры генетического алгоритма полагались равными:

$$L = 100, \quad N_{max} = 10000, \quad p_{mut} = 0.9.$$

В табл. 1 приведены результаты численного решения задачи для различных значений времени окончания управляемого процесса t^* (количество активных участков движения КА было принято равным $M = 2$).

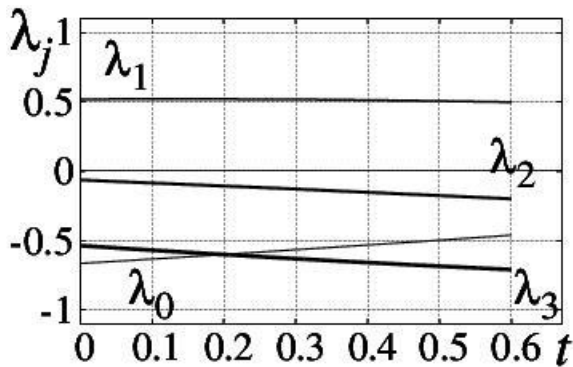
На рис. 1 приведены результаты решения задачи оптимальной переориентации плоскости круговой орбиты КА для $t^* = 0.6$ (долгота восходящего узла и наклонение орбиты даны в градусах, остальные величины являются безразмерными).

В ходе численного решения задачи было установлено, что при увеличении числа активных участков движения КА затраты энергии на переориентацию плоскости орбиты КА увеличиваются. Отметим, что использование аналитических формул (5) вместо численного интегрирования уравнений (4) методом Рунге-Кутты позволяет значительно ускорить работу алгоритма. При сохранении приемлемой длительности работы программы становится возможным на несколько порядков увеличить количество особей в популяции и быстрее найти решение задачи.

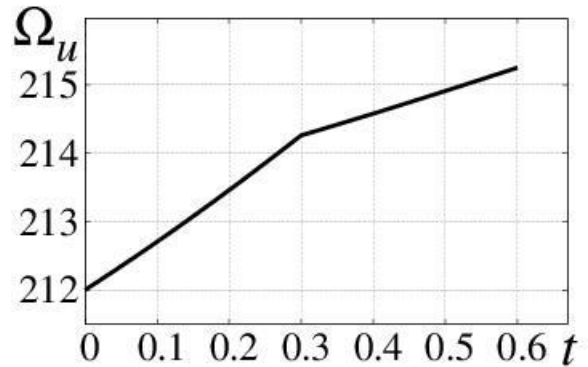
Таблица 1

Результаты работы генетического алгоритма

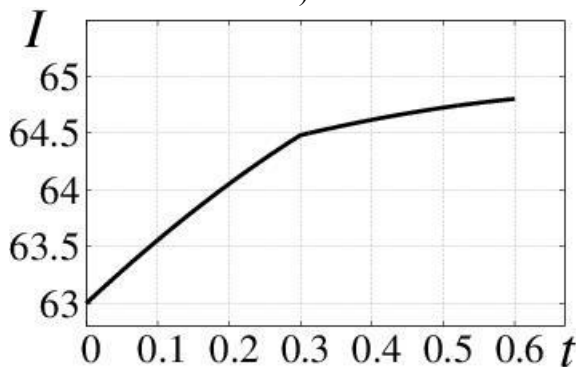
| t^* | u_1 | u_2 | J |
|-------|-----------|-----------|----------|
| 0.4 | -0.292848 | -0.567349 | 0.081529 |
| 0.5 | -0.395014 | -0.295981 | 0.060910 |
| 0.6 | -0.418703 | -0.158542 | 0.060134 |
| 0.7 | -0.413608 | -0.081564 | 0.062204 |
| 0.8 | -0.397543 | -0.035346 | 0.063716 |
| 0.9 | -0.377628 | -0.006163 | 0.064189 |
| 1.0 | -0.356882 | 0.012973 | 0.063767 |



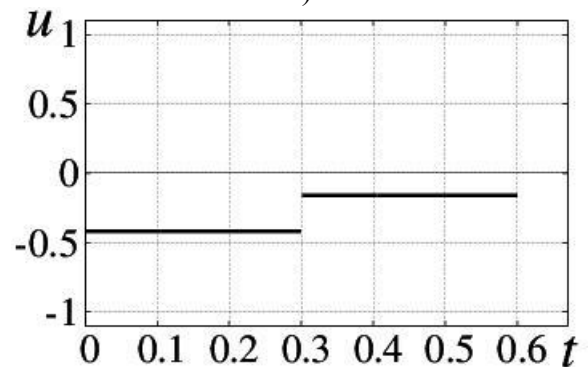
а)



б)



в)



г) Оптимальное управление

Рис. 1. Круговая орбита (при $t^* = 0.6$): а - компоненты кватерниона ориентации орбитальной системы координат; б - долгота восходящего узла; в - наклонение орбиты; г - оптимальное управление

Заключение.

В работе предложен оригинальный генетический алгоритм решения задачи переориентации плоскости орбиты КА для случая, когда время окончания управляемого процесса фиксировано. Построены примеры численного решения задачи, показывающие полезность применения данного алгоритма. В дальнейшем предполагается модифицировать описанный в статье генетический алгоритм так, чтобы оптимальное количество участков активного движения КА определялось в ходе решения задачи.

Список литературы

1. Салмин, В.В. Приближенный расчет маневров формирования орбиты спутника Земли с двигателем малой тяги / В.В. Салмин, В.О. Соколов // *Космические исследования*. – 1991. – Т. 29. – Вып. 6. – С. 872-888.
2. Ишков, С.А. Формирование и коррекция высокоэллиптической орбиты спутника Земли с двигателем малой тяги / С.А. Ишков, В.А. Романенко // *Космические исследования*. – 1997. – Т. 35. – Вып. 3. – С. 287-296.
3. Петухов, В.Г. Оптимизация межпланетных траекторий космических аппаратов с идеально-регулируемым двигателем методом продолжения / В.Г. Петухов // *Космические исследования*. – 2008. – Т. 46. – Вып. 3. – С. 224-237.
4. Fernandes, S. Optimum low-thrust limited power transfers between neighbouring elliptic non-equatorial orbits in a non-central gravity field / S. Fernandes // *Acta Astronautica*. – 1995. – Vol. 35. – № 12. – P. 763-770.
5. Понтрягин Л.С. Математическая теория оптимальных процессов / Л.С. Понтрягин, В.Г. Болтянский, Р.В. Гамкрелидзе, Е.Ф. Мищенко. – М.: Наука, 1983. – 393 с.
6. Челноков, Ю.Н. Применение кватернионов в задачах оптимального управления движением центра масс космического аппарата в ньютоновском гравитационном поле. I / Ю.Н. Челноков // *Космические исследования*. – 2001. – Т. 39. – Вып. 5. – С. 502-517.
7. Панкратов, И.А. Решение задачи оптимальной переориентации орбиты космического аппарата с использованием кватернионных уравнений ориентации орбитальной системы координат / И.А. Панкратов, Я.Г. Сапунков, Ю.Н. Челноков // *Изв. Саратов. ун-та. Нов. сер. Сер. Математика. Механика. Информатика*. – 2013. – Т. 13. – Вып. 1. – Ч. 1. – С. 84-92.
8. Козлов, Е.А. Решение задачи оптимальной коррекции угловых элементов орбиты космического аппарата с использованием кватернионного уравнения ориентации орбиты / Е.А. Козлов, Ю.Н. Челноков, И.А. Панкратов // *Изв. Саратов. ун-та. Нов. сер. Сер. Математика. Механика. Информатика*. – 2016. – Т. 16. – Вып. 3. – С. 336-344.
9. Панкратов, И.А. Об одной задаче оптимальной переориентации орбиты космического аппарата / И.А. Панкратов, Я.Г. Сапунков, Ю.Н. Челноков // *Изв. Саратов. ун-та. Нов. сер. Сер. Математика. Механика. Информатика*. – 2012. – Т. 12. – Вып. 3. – С. 87-95.
10. Chelnokov, Yu.N. Optimal reorientation of spacecraft orbit / Yu.N. Chelnokov, I.A. Pankratov, Ya.G. Sapunkov // *Archives of Control Sciences*. – 2014. – Vol. 24. – № 3. – P. 119-128.
11. Моисеев, Н.Н. Численные методы в теории оптимальных систем / Н.Н. Моисеев. – М.: Наука, 1971. – 424 с.
12. Dachwald, B. Optimization of very-low-thrust trajectories using evolutionary neurocontrol / B. Dachwald // *Acta Astronautica*. – 2005. – Vol. 57. – № 2-8. – P. 175-185.
13. Coverstone-Carrol, V. Optimal multi-objective low-thrust spacecraft trajectories / V. Coverstone-Carrol, J.W. Hartmann, W.J. Mason // *Computer methods in applied mechanics and engineering*. – 2000. – Vol. 186. – № 2-4. – P. 387-402.
14. Панченко, Т.В. Генетические алгоритмы / Т.В. Панченко. – Астрахань: Издательский дом «Астраханский университет», 2007. – 87 с.
15. Панкратов, И.А. Аналитическое решение дифференциальных уравнений ориентации круговой орбиты космического аппарата / И.А. Панкратов, Ю.Н. Челноков // *Изв. Саратов. ун-та. Нов. сер. Сер. Математика. Механика. Информатика*. – 2011. – Т. 11. – Вып. 1. – С. 84-89.
16. Панкратов, И.А. Аналитическое решение уравнений ориентации околокруговой орбиты космического аппарата / И.А. Панкратов // *Изв. Саратов. ун-та. Нов. сер. Сер.*

Математика. Механика. Информатика. – 2015. – Т. 15. – Вып. 1. – С. 97-105.

17. Челноков, Ю.Н. Применение кватернионов в задачах оптимального управления движением центра масс космического аппарата в ньютоновском гравитационном поле. III / Ю.Н. Челноков // Космические исследования. – 2003. – Т. 41. – Вып. 5. – С. 488-505.

18. Бордовицына, Т.В. Современные численные методы в задачах небесной механики / Т.В. Бордовицына. – М.: Наука, 1984. –136 с.

Об авторе

Панкратов Илья Алексеевич – кандидат технических наук, доцент кафедры математического и компьютерного моделирования ФГБОУ ВО «Саратовский национальный исследовательский государственный университет имени Н.Г. Чернышевского»; научный сотрудник лаборатории механики, навигации и управления движением ФГБУН «Институт проблем точной механики и управления РАН», PankratovIA@info.sgu.ru.

GENETIC ALGORITHM FOR MINIMIZING THE ENERGY COSTS FOR THE REORIENTATION OF THE PLANE OF THE SPACECRAFT ORBIT

Pankratov I.A.^{1,2}

¹ - National Research Saratov State University, Saratov, Russian Federation

² - Precision Mechanics and Control Problems Institute of RAS, Saratov, Russian Federation

In the quaternion formulation, the problem of optimal reorientation of the orbital plane of a spacecraft (SC) is considered. The control (acceleration from the vector of the jet thrust orthogonal to the plane of the orbit) is limited in magnitude. It is necessary to minimize energy costs for the reorientation of the plane of the spacecraft orbit. An actual special case of a problem when the spacecraft orbit is circular, and control assumes constant values in certain sections of the active motion of the spacecraft is considered. An original genetic algorithm for finding the trajectories of optimal spacecraft flights is constructed. No information about the unknown initial values of the conjugate variables is required when we apply this method. Examples of the numerical solution of the problem are given for the case when the difference between the initial and final orientations of the spacecraft orbit equals to a few degrees in angular measure. In this case, the final orientation of the plane of the spacecraft orbit corresponds to the orientation of the orbital plane of the satellites of the Russian GLONASS orbital grouping.

Keywords: spacecraft, orbit, optimization, quaternion, gen.

DOI: 10.22281/2413-9920-2017-03-03-353-360

References

1. Salmin V.V., Sokolov V.O. *Kosmicheskie issledovaniya*, 1991, Vol. 29, No. 6, pp. 872-888. (In Russian)

2. Ishkov S.A., Romanenko V.A. *Kosmicheskie issledovaniya*, 1997, Vol. 35, No. 3, pp. 287-296. (In Russian)

3. Petukhov V.G. *Kosmicheskie issledovaniya*, 2008, Vol. 46, No. 3, pp. 224-237. (In Russian)

4. Fernandes S. *Acta Astronautica*, 1995, Vol. 35, No. 12, pp. 763-770.

5. Pontryagin L.S., Boltyanskiy V.G., Gamkrelidze R.V., Mithenko E.F. *Matematicheskaya teoriya optimal'nykh processov* [Math-

ematical theory of optimal processes]. Moscow, Nauka, 1983. 393 p. (In Russian)

6. Chelnokov Yu.N. *Kosmicheskie issledovaniya*, 2001, Vol. 39, No. 5, pp. 502-517. (In Russian)

7. Pankratov I.A., Sapunkov Ya.G., Chelnokov Yu.N. *Izv. Sarat. un-ta. Nov. ser. Ser. Matematika. Mekhanika. Informatika*, 2013, Vol. 13, No. 1, pt. 1, pp. 84-92. (In Russian)

8. Kozlov E.A., Chelnokov Yu.N., Pankratov I.A. *Izv. Sarat. un-ta. Nov. ser. Ser. Matematika. Mekhanika. Informatika*, 2016, Vol. 16, No. 3, pp. 336-344. (In Russian)

9. Pankratov I.A., Sapunkov Ya.G., Chelnokov Yu.N. *Izv. Sarat. un-ta. Nov. ser.*

Ser. Matematika. Mekhanika. Informatika, 2012, Vol. 12, No. 3, pp. 87-95. (In Russian)

10. Chelnokov, Yu.N., Pankratov I.A., Sapunkov Ya.G. *Archives of Control Sciences*, 2014, Vol. 24, No. 3, pp. 119-128.

11. Moiseev N.N. *Chislenniye metodih v teorii optimal'nykh system* [Numerical methods in the theory Of optimal systems], Moscow, Nauka, 1971. 424 p. (In Russian)

12. Dachwald B. *Acta Astronautica*, 2005, Vol. 57, No. 2-8, pp. 175-185.

13. Coverstone-Carrol V., Hartmann J.W., Mason W.J. *Computer methods in applied mechanics and engineering*, 2000, Vol. 186, No. 2-4, pp. 387-402.

14. Panchenko T.V. *Geneticheskie algoritmi* [Genetic algorithms], Astrakhanj, Izdatelskiy dom «Astrakhanskiy universitet», 2007. 87 p. (In Russian)

15. Pankratov I.A., Chelnokov Yu.N. *Izv. Sarat. un-ta. Nov. ser. Ser. Matematika. Mekha-*

nika. Informatika, 2011, Vol. 11, No. 1, pp. 84-89. (In Russian)

16. Pankratov I.A. *Izv. Sarat. un-ta. Nov. ser. Ser. Matematika. Mekhanika. Informatika*, 2015, Vol. 15, No. 1, pp. 97-105. (In Russian)

17. Chelnokov Yu.N. *Kosmicheskie issledovaniya*. 2003, Vol. 41, No. 5, pp. 488-505. (In Russian)

18. Bordovichna T.V. *Sovremennye chislennye metody v zadachakh nebesnoy mekhaniki* [Modern numerical methods in problems of celestial mechanics]. Moscow, Nauka, 1984. 136 p. (In Russian)

Author's information

Ilya A. Pankratov – Candidate of Technical Sciences, Associate Professor of the Department of Mathematic and Computer Modeling at National Research Saratov State University; Researcher of the Laboratory of Mechanics, Navigation and Motion Control at Precision Mechanics and Control Problems Institute of RAS, PankratovIA@info.sgu.ru.

Дата публикации
(Date of publication):
25.09.2017



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> 25.09.2017 г.