

УДК 629.463.1

**И.С. Бочаров<sup>1</sup>, Л.Б. Цвик<sup>1</sup>**

<sup>1</sup>Иркутский государственный университет путей сообщения, г. Иркутск, Российская Федерация

## **ЧИСЛЕННЫЙ АНАЛИЗ И ОСОБЕННОСТИ ДЕФОРМИРОВАНИЯ ЭЛЕМЕНТОВ БУКСОВОГО УЗЛА**

**Аннотация.** Рассматриваются геометрические модели деталей буксового узла и математическая модель упругого деформирования его элементов. Численный анализ соответствующих математических моделей осуществлялся в программной среде NX NASTRAN, реализующей метод конечных элементов (МКЭ). Изучаются особенности объёмного напряжённо-деформированного состояния (НДС) буксового узла с цилиндрическими роликами. Анализируется причина локализации концентрации напряжений вблизи края ролика подшипника. Отмечается, что контур профиля ролика описывается плавной кривой, имеющей, в то же время, разрыв кривизны в зоне фаски цилиндрического ролика. Отмечается также то, что расположение контактно-усталостных раковин на поверхностях ролика и колец подшипника совпадает с линией перехода фаски ролика в его цилиндрическую поверхность и, одновременно, соответствует зоне контакта ролика и внутреннего кольца подшипника, в которой возникает максимальный уровень интенсивности напряжений. Проанализировано различие в степени загрузки заднего и переднего подшипников, указываются причины этого различия.

**Ключевые слова:** напряжённое деформированное состояние, метод конечных элементов (МКЭ), контакт, буксовый узел, интенсивность напряжений.

**I.S. Bocharov<sup>1</sup>, L.B. Tsvik<sup>1</sup>**

<sup>1</sup>Irkutsk state transport University, Irkutsk, the Russian Federation

## **NUMERICAL ANALYSIS AND PECULIARITIES OF DEFORMATION OF ELEMENTS OF THE AXLE BOX**

### **Abstract.**

We consider the geometric models of parts of the axle box and a mathematical model of the elastic deformation of its elements. The numerical analysis of the corresponding mathematical models was carried out in the NX NASTRAN software environment, which implements the finite element method (FEM). The features of the volumetric stress-strain state (SSS) of the axle box with cylindrical rollers are studied. The reason for the localization of stress concentration near the edge of the bearing roller is analyzed. It is noted that the contour of the profile of the roller is described by a smooth curve, having, at the same time, a discontinuity of curvature in the chamfer area of the cylindrical roller. It is also noted that the location of the contact-fatigue shells on the surfaces of the roller and bearing rings coincides with the transition line of the chamfer of the roller into its cylindrical surface and, simultaneously, corresponds to the zone of contact between the roller and the inner ring of the bearing, in which the maximum level of stress intensity occurs. Analyzed the difference in the degree of congestion of the rear and front bearings, indicating the reasons for this difference.

**Keywords:** stress strain state, finite element method (FEM), contact, axle box, stress intensity.

### **Актуальность работы**

В настоящее время согласно «Стратегии развития железнодорожного транспорта в РФ до 2030 года» [1] грузоподъёмность, массу и скорость движения поездов необходимо увеличивать, что в свою очередь приведет к повышению нагрузки на детали и узлы подвижного состава, в частности на буксовый узел. В связи с этим необходим анализ влияния вышеперечисленных факторов на работу буксового узла, его напряжённо-деформированное состояние и долговечность.

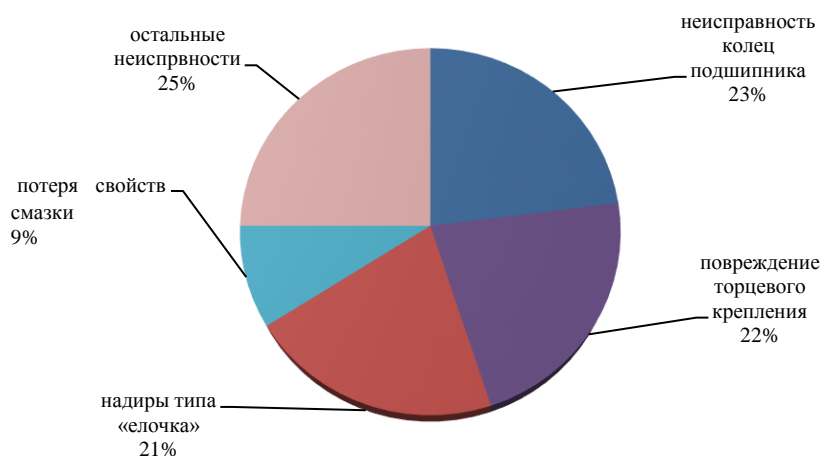
При движении вагона буксовый узел воспринимает динамические нагрузки от рельсов, а также центробежные силы при следовании в кривых участках. Указанные нагрузки могут существенно возрастать при наличии на колесе ползунов, а также других дефектов колеса или рельса (рис. 1, [2, 3]). В данной работе для анализа влияния конструктивных параметров

элементов буксового узла на максимальный уровень интенсивности механических напряжений, возникающих при действии на буксовый узел эксплуатационных нагрузок, использовались результаты численного моделирования соответствующего НДС.



**Рис. 1. Доля отказов буксового узла в работе технических средств всех категорий по вагоноремонтным компаниям**

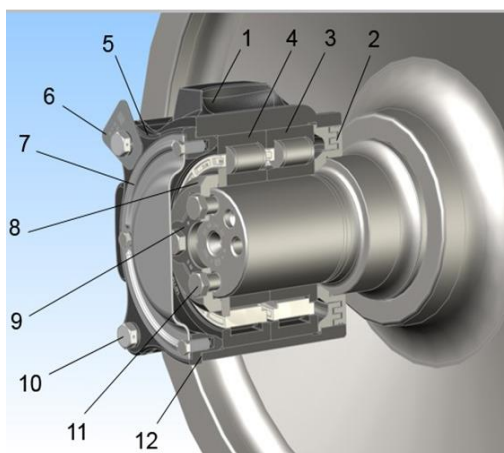
Причины, по которым происходит отказы, показаны на рис.2. На долю повреждений элементов конструкции буксового узла приходится более 60%.



**Рис. 2. Основные причины отказов буксовых узлов**

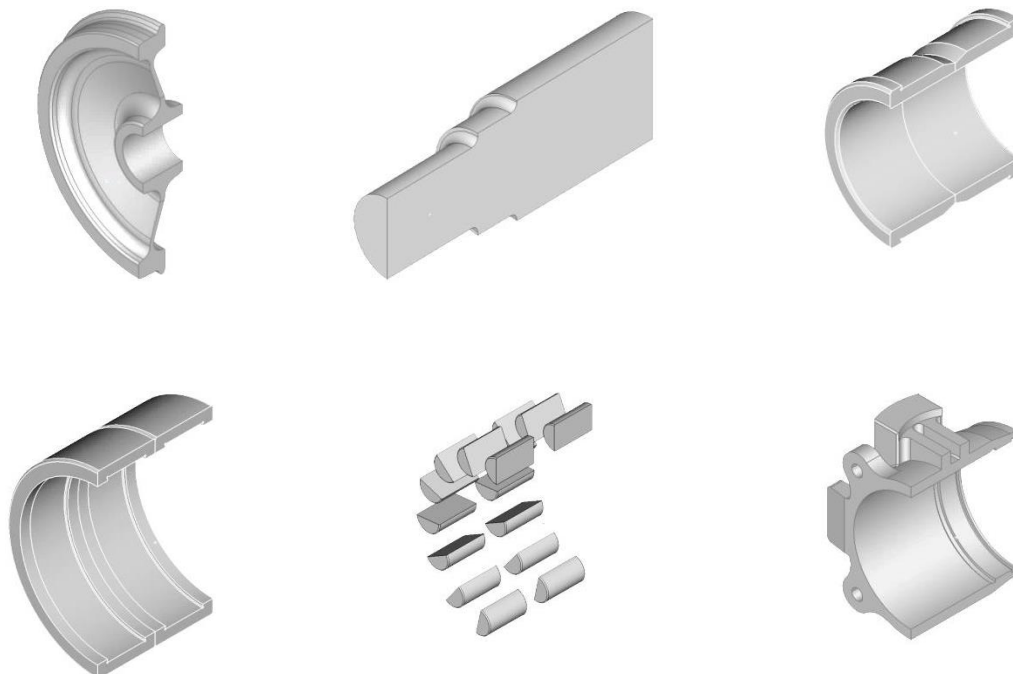
### Постановка задачи вычислительного моделирования

Рассмотрим НДС элементов конструкции буксового узла грузового вагона, конструктивная схема которого представлена на рис. 3.



**Рис. 3. Конструктивная схема типового буксового узла грузового вагона: 1 – корпус буксы; 2 – лабиринтное кольцо; 3 – задний подшипник; 4 – передний подшипник; 5 – крышка крепительная; 6 – бирка; 7 – крышка смотровая; 8 – шайба тарельчатая; 9 – шайба стопорная; 10 – болт M20 крышки крепительной; 11 – болт M20 шайбы тарельчатой; 12 – кольцо уплотнительное.**

Создание пространственных геометрических модели деталей буксового узла осуществлялось в системе трехмерного проектирования фирмы «Аскон» – программном комплексе «Компас». Рассматриваемые размеры деталей буксы (подшипников с цилиндрическими роликами и корпуса буксы) соответствовали действующим стандартам [4, 5]. Полученные модели, осевое сечение которых представлено на рис. 4, импортировались в программную среду NX NASTRAN в формате «Parasolid.x\_t».



**Рис. 4. Геометрические модели цельнокатаного колеса, оси колёсной пары, внутренних колец подшипника, наружных колец, роликов подшипников и корпуса буксы**

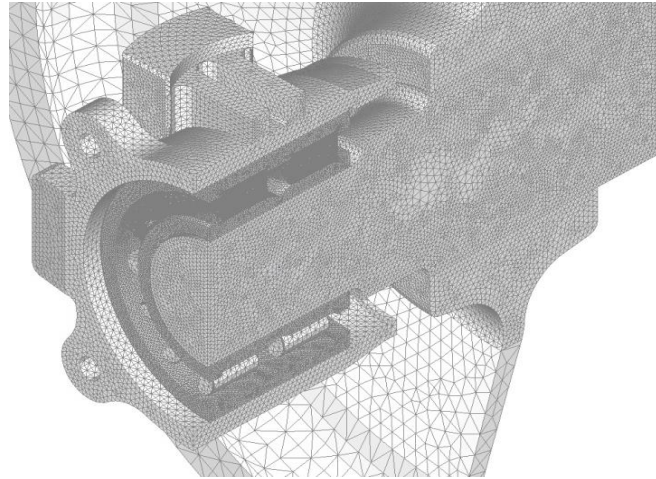
Объединение моделей отдельных деталей буксового узла в единую систему взаимодействующих деформируемых деталей производилось непосредственно в программном комплексе NX NASTRAN. В процессе моделирования рассматривались плоскости симметрии анализируемых тел, что позволило учесть их симметрию относительно указанных плоскостей и, соответственно, существенно снизить требования к используемым вычислительным ресурсам. При моделировании внешних воздействий на буксовый узел принималось, что на упорные поверхности корпуса буксы действует вертикальная равномерно распределённая нагрузка, равная  $5 \cdot 10^5 \text{ Н}$ . В этом случае учтено повышение рассматриваемой нагрузки при наличии допустимых неровностей на поверхностях катания колёс или пути [2, 5, 6].

Конечно-элементная разбивка, необходимая для реализации МКЭ, выполнялась с использованием тетраэдральных конечных элементов. Полученная в результате такой разбивки дискретная модель представлена на рис. 5, а соответствующие характеристики процесса вычислений – в табл. 1.

**Таблица 1**

**Параметры конечно-элементной дискретной математической модели буксового узла**

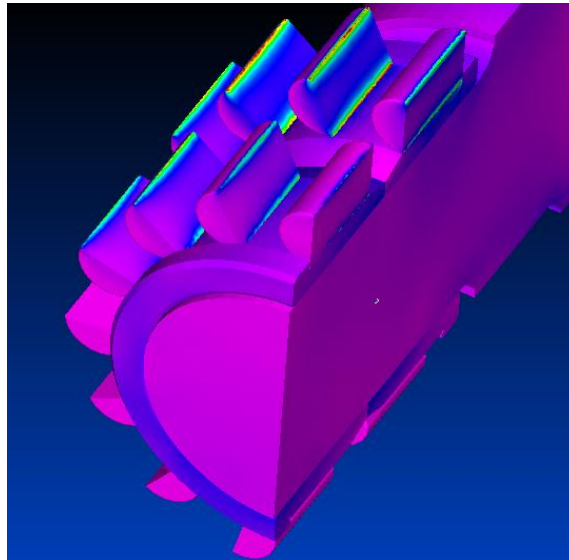
Общее количество КЭ в дискретной модели контактирующей пары «ролик-кольцо»	1200000
Количество узлов разбивки	630000
Количество решаемых алгебраических уравнений	1800000
Минимальный размер КЭ, мм	1
Центральный процессор	Intel Xeon CPU E5; 3,7 GHz
Объем оперативной памяти, Гб	64
Время счета, мин	360



**Рис. 5. Дискретная модель буксового узла в сборе**

#### **Результаты моделирования НДС деталей буксового узла в зоне их контакта**

Общая картина распределения интенсивности напряжений возникающих в роликах и внутренних кольцах подшипников буксы под нагрузкой, полученная с помощью описанного алгоритма, приведена на рис. 6.

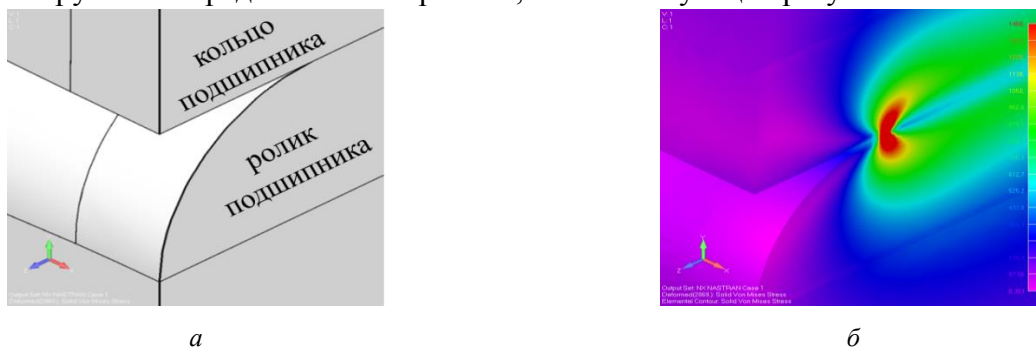


**Рис. 6. Картина распределения интенсивности напряжений в роликах и внутренних кольцах подшипников, соответствующая реальному закреплению оси колесной пары**

Из рисунка видно, что наибольший уровень напряжений возникает в третьем (от вертикального осевого сечения буксового узла) ролике. Это указывает на то, что именно этот ролик испытывает наибольшую радиальную нагрузку, действующую на ролик со стороны наружного кольца подшипника. Данный результат соответствует результатам исследований распределения нагрузок по роликам буксовых подшипников, приведённых в работах [7, 8].

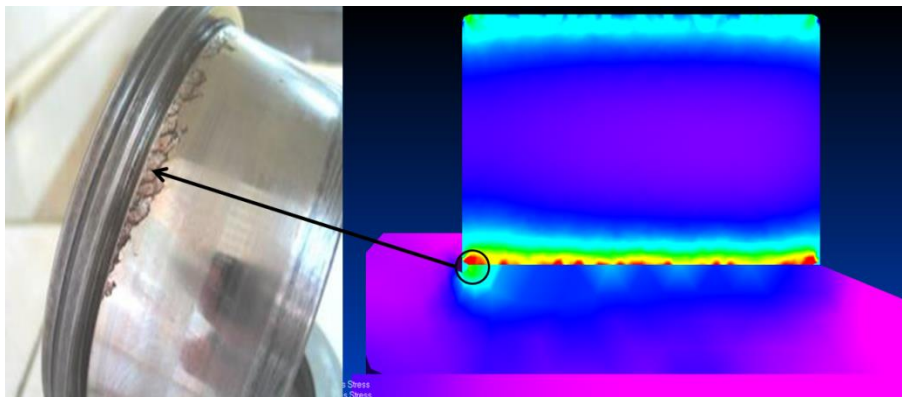
Представляет интерес сопоставление степени загруженности роликов переднего и заднего подшипников рассматриваемой конструкции буксового узла. Из результатов, приведённых на рис. 6, видно, что в роликах заднего подшипника уровень интенсивности напряжений в целом существенно более высокий, чем в роликах переднего. Указанное обстоятельство может быть объяснено различием изгибной жёсткости шейки оси, рассматриваемой как балка, заделанная в зоне сопряжения оси колёсной пары и цельнокатаного колеса. Вычислительные эксперименты, включающие решение рассматриваемой задачи о нагружении буксы в случае закрепления свободного торца шейки оси указанное предположение подтвердили.

Разработанная методика конечно-элементного анализа была применена для оценки НДС вблизи края ролика. Форма профиля осевого сечения рассматриваемого ролика в зоне его фаски-скругления представлена на рис. 7а, соответствующие результаты КЭ-анализа – на



**Рис. 7. Фаска-скругление ролика, и напряжённое состояние поверхности контакта ролика и кольца подшипника в зоне этой фаски. а**

рис. 7б, из которого видно, что вблизи края ролика в точке перехода фаски-скругления в прямолинейную образующую его цилиндрической поверхности имеет место выраженная концентрация напряжений. В целом линия контура осевого сечения ролика является плавной. Плавно в пределах этой линии изменяется и угол её наклона к горизонту. Сложнее ситуация с кривизной этой линии. В пределах фаски-скругления её кривизна конечна и отлична от нуля. Линия же образующей цилиндрической поверхности ролика практически прямолинейна и имеет нулевую кривизну. Таким образом, линия контура профиля ролика характеризуется разрывом кривизны в точке сопряжения фаски-скругления и прямолинейной образующей. Это обстоятельство приводит к выше указанной концентрации напряжений вблизи края ролика и, как следствие, к образованию контактно-усталостных раковин и сколов на поверхности кольца подшипника (рис. 7 - 8).



**Рис. 8. Сравнение НДС элементов конструкции буксового узла с контактно-усталостными повреждениями, полученными процессе эксплуатации.**

#### Заключение

Описанное численное моделирование напряжённо-деформированного состояния буксового узла показало, что рассматриваемое моделирование позволяет оценить НДС рассматриваемого узла как качественно, так и количественно. В частности были выявлены следующие особенности его деформирования.

1. Неравномерной нагруженности переднего и заднего подшипников буксового узла является следствием различие изгибной жесткости шейки оси колесной пары в местах расположения рассматриваемых подшипниках.

2. Выраженная концентрация напряжений вблизи края ролика связана с недостаточной гладкостью линии контура осевого сечения его фаски-скругления. При этом сама линия контура является плавной, но её кривизна в точке сопряжения линии контура фаски и прямолинейной образующей терпит разрыв – скачкообразное изменение от нуля на линии образую-

щей цилиндрической поверхности ролика до конечного значения, отличного от нуля на линии контура фаски-скругления.

### БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Распоряжение Правительства РФ от 17.06.2008 № 877-п "О Стратегии развития железнодорожного транспорта в Российской Федерации до 2030 года".
2. Сладковский А., Погорелов Д.Ю. Исследование динамического взаимодействия в контакте колесо-рельс при наличии ползунов на колесной паре // Вестник Восточноукраинского национального университета имени В.И. Даля. 2008. №5 (123). С. 88–94.
3. Rogozin A.F. Повышать надежность работы буксового узла // Вагоны и вагонное хозяйство. 2018. № 3 (54). С. 30–31.
4. ГОСТ 15872-2014. Подшипники буксовые роликовые цилиндрические железнодорожного подвижного состава. М.: Стандартиформ. 2015. 79с.
5. ГОСТ 34385- 2018. Буксы и адаптеры для колесных пар тележек грузовых вагонов. М.: Стандартиформ. 2018. 21с.
6. Бехер С.А. Методы контроля динамически нагруженных элементов подвижного состава при ремонте и в эксплуатации на основе комплексного использования тензометрии и акустической эмиссии. Автореферат диссертации на соискание ученой степени доктора технических наук. «Национальный исследовательский Томский политехнический университет». Томск. 2017.
7. Томашевский С.Б. Колёсная пара-буксовый узел: модели напряжений // МИР транспорта. 2011. №1. С. 38–42.
8. Невмержицкая Г. В. Компьютерное моделирование распределения контактных давлений в подшипнике грузового вагона и оценка его долговечности // Вестник компьютерных и информационных технологий. 2006. №2. С. 18-21.
9. Классификатор дефектов и повреждений подшипников качения (ЦВТ – 22). Москва. ОАО «РЖД». 2007. 119с.

### REFERENCES

1. Decree of the Government of the Russian Federation of 17.06.2008 No. 877-p "On the Strategy for the Development of Railway Transport in the Russian Federation until 2030"
2. Sladkovsky A., Pogorelov D.Yu. Study of the dynamic interaction in the wheel in the presence of sliders on a wheel pair // Bulletin of the East Ukrainian National University named after VI. Dal. 2008. No. 5 (123). Pp. 88-94.
3. Rogozin A.F. Increase the reliability of the axle box // Wagons and wagon economy. 2018. No. 3 (54). Pp. 30–31.
4. GOST 15872-2014. Axle roller bearings for rolling stock bearings. M.: Standardinform. 2015. 79с.
5. GOST 34385- 2018. Axles and adapters for wheel pairs of freight car trucks. , M.: Standartinform. 2018. 21с.
6. Becher S.A. Methods of control of dynamically loaded elements of rolling stock during repair and operation based on the integrated use of strain gauge and acoustic emission. Abstract of dissertation for the degree of Doctor of Technical Sciences. "National Research Tomsk Polytechnic University". Tomsk. 2017.
7. Tomashevsky S.B. Wheel pair-axle box: stress models // MIR transport. 2011. №1. Pp. 38–42.7. Guidelines for the operation and repair of car axle boxes with roller bearings 3-CVRK-2001.
8. Nevmerzhitskaya G.V. Computer modeling of the contact pressure distribution in a freight car bearing and assessment of its durability // Bulletin of Computer and Information Technologies. 2006. №2. Pp. 18-21.
9. Classification of defects and damage to rolling bearings (CVT - 22). Moscow. Russian Railways. 2007. 119с.



### Информация об авторах

*Бочаров Игорь Сергеевич* – студент пятого курса факультета «Транспортных систем» Иркутского государственного университета путей сообщения, г. Иркутск, e-mail: [boch02@mail.ru](mailto:boch02@mail.ru)

*Цвик Лев Беркович* – докт. техн. наук, профессор кафедры «Вагоны и вагонное хозяйство» Иркутского государственного университета путей сообщения, г. Иркутск, e-mail: [tsvik\\_1@mail.ru](mailto:tsvik_1@mail.ru)

### Authors

*Bocharov Igor Sergeevich*– fifth-year student of the Faculty of Transport Systems of the Irkutsk State University of Communications, Irkutsk, e-mail: [boch02@mail.ru](mailto:boch02@mail.ru)

*Tsvik Lev Berkovich* - Dr. techn. Sci., Professor, Department of Wagons and Wagon Economy, Irkutsk State University of Communications, Irkutsk, e-mail: [tsvik\\_1@mail.ru](mailto:tsvik_1@mail.ru)

### Для цитирования

Бочаров И.С., Цвик Л.Б. Численный анализ и особенности деформирования элементов буксового узла [Электронный ресурс] /Бочаров И.С., Цвик Л.Б. // Молодая наука Сибири: электрон.науч. журн.— 2019. — №1. — Режим доступа: <http://mnv.irkgups.ru/toma/11-2018>, свободный. — Загл. с экрана. —Яз. рус., англ.(дата обращения: 14.06.2019)

### For citation

Bocharov I.S., Tsvik L.B. Numerical analysis and features of the deformation of the elements of the axle box [Electronic resource] / Bocharov I.S., Tsvik L.B. // Young Science of Siberia: electronic science. Journal.- 2019. - №1. - Access mode: <http://mnv.irkgups.ru/toma/11-2018>, free. - Title from the screen. —LAIN rus., eng. (appeal date: 14.06.2019)