

## Фактор технологической прецизионности в алгоритме конструктивной эволюции буксового узла грузовых вагонов

В.В. Тюньков✉, Ю.В. Воронова, Л.В. Мартыненко, Солонго Болдбаатар

Иркутский государственный университет путей сообщения, г. Иркутск, Российская Федерация

✉tunkov@bk.ru

### Резюме

В статье рассмотрена тенденция выбора композиционного решения по параметру прецизионности при реализации модели в работоспособное устройство, приобретающее для выполнения своей основной функции новое конструктивное предложение, уровень совершенства которого определяется назначенным ресурсом. В качестве адекватного примера использован буксовый узел грузового вагона, реагирующий на все нагрузки и воздействия в процессе движения. Решение общей задачи предполагается не только в ракурсе инновационного технологического обеспечения производства и ремонта, но также создания объективно более целесообразных конструктивных композиций с преимущественной локализацией материалов и деталей и максимизацией импортозамещения. Осуществлено предварительное обобщение в эволюции буксового узла грузового вагона в связи с развитием прецизионности, основой которого в настоящее время является роликовый подшипник, выполняющий адаптивную роль передачи вертикальной нагрузки, и наличием новых конструкционных материалов, когда проявляется возможность превентивной рационализации, особенно для повышения уровня надежности и общего ресурса. Подтверждается свойство «изотропности» рассматриваемого для использования в конструкции подшипника материала, которая наряду с декларируемыми параметрами (низким коэффициентом трения ~ 0,02 и высокой твердостью ~ 32 ГПа) позволяет смягчить уровень требований к прецизионности в технологии изготовления и назначении ограничений в процессе эксплуатации буксового узла в целом. В работе осуществляется очередная попытка с целью развития исходной позиции представить технологически реальный прикладной аспект для алгоритма оптимизации узла по критерию «прецизионность», обеспечиваемая текущим состоянием науки и производства. Критически важным в композиции буксового узла является узел трения, который эксплуатируется в очень широком диапазоне воздействий и нагрузок. Оценивается эволюционная композиция на основе нового антифрикционного материала (AlMgB<sub>14</sub>) в схеме «подшипника скольжения» по возможным сравнительным расчетам в компьютерной программе типа ANSYS и при назначенном критерии улучшения. Показано, что решение задачи в рамках технологического алгоритма с пошаговой оптимизацией влияния на процесс эволюции конструктивного решения тяжело нагруженного узла грузового вагона, передающего широкий спектр воздействий, технически и математически выполнимо и после специализированного экспериментального подтверждения доступно к отраслевому использованию.

### Ключевые слова

конструктивная эволюция, моделирование, ресурс, адаптация, буксовый узел, прецизионность, импортозамещение

### Для цитирования

Фактор технологической прецизионности в алгоритме конструктивной эволюции буксового узла грузовых вагонов / В.В. Тюньков, Ю.В. Воронова, Л.В. Мартыненко, Солонго Болдбаатар // Современные технологии. Системный анализ. Моделирование. 2023. № 4 (80). С. 39–53. DOI 10.26731/1813-9108.2023.4(80).39-53.

### Информация о статье

поступила в редакцию: 18.10.2023 г.; поступила после рецензирования: 05.12.2023 г.; принята к публикации: 06.12.2023 г.

## Factor of technological precision in the algorithm of constructive evolution of the axle box unit of freight wagons

V.V. Tyun'kov✉, Yu.V. Voronova, L.V. Martynenko, Solongo Boldbaatar

Irkutsk State Transport University, Irkutsk, the Russian Federation

✉tunkov@bk.ru

### Abstract

The tendency is considered of choosing a compositional solution according to the precision parameter when implementing a model into a workable device, which, in order to perform its main function, can acquire a new design solution, the whose level of perfection is determined by the assigned resource. As an adequate example, we used the axle box unit of a freight car, responsive to all loads and influences during the movement. The solution to the general problem is expected from not only the perspective of innovative technological support for production and repair, but also the creation of objectively more appropriate structural compositions with preferential localization of materials and parts, as well as maximizing import substitution. A preliminary generalization has been made in the evolution of the axle box unit of a freight wagon in connection with the development of precision in

manufacturing processes whose basis currently being a roller bearing, which plays an adaptive role of transmitting vertical loads, and the presence of new structural materials as well as the availability of new structural materials, when the possibility of preventive rationalization appears, especially to increase the level of reliability and overall service life. The «isotropic» property of the material considered for use in the bearing design is confirmed, which, along with the declared parameters (low coefficient of friction  $\sim 0,02$  and high hardness  $\sim 32$  GPa), makes it possible to mitigate the level of precision requirements in manufacturing technology and the assignment of restrictions during the operation of the axle box unit in general. The article makes another attempt to develop the original position to present a technologically realistic applied aspect for the node optimization algorithm according to the criterion of precision, provided by the current state of science and production. Critically important in the composition of the axle box unit is the friction unit, which is operated in a very wide range of impacts and loads. An evolutionary structural composition based on a new antifriction material (AlMgB<sub>14</sub>) in the «sliding bearing» design scheme is evaluated using possible comparative calculations in a computer program such as ANSYS and with an assigned optimization criterion. It is shown that solving the problem within the framework of a technological algorithm with step-by-step optimization of the influence on the process of evolution of a structural solution of a heavily loaded freight car unit transmitting a wide range of influences is technically and mathematically feasible and, after specialized experimental confirmation, is available for industry use.

### Keywords

constructive evolution, modeling, resource, adaptation, axle box, precision, import substitution

### For citation

Тюньков В.В., Воронова Ю.В., Мартыненко Л.В., Болдбаатар Солонго. Фактор технологической прецизионности в алгоритме конструктивной эволюции буксового узла грузовых вагонов [Factor of technological precision in the algorithm of constructive evolution of the axle box unit of freight wagons]. *Sovremennye tekhnologii. Sistemnyi analiz. Modelirovanie* [Modern Technologies. System Analysis. Modeling], 2023, no. 4(80), pp. 39–53. DOI: 10.26731/1813-9108.2023.4(80).39-53.

### Article info

Received: October 18, 2023; Revised: December 5, 2023; Accepted: December 6, 2023.

### Введение

Процесс рационализации высоконагруженных узлов и деталей железнодорожного подвижного состава, в том числе буксового узла, которому соответствует функция адаптации между обрессоренной и необрессоренной его частями, актуализирован, в частности, из-за необходимости импортозамещения. Решение общей задачи предполагается не только в ракурсе инновационного технологического обеспечения производства и ремонта, но также создания объективно более целесообразных конструктивных композиций. Для этого случая позиция прецизионности в технике становится в настоящее время приоритетной для реализации инновационного замысла оптимизации конструктивного решения узлов и деталей в отношении подтверждения кардинального роста эксплуатационного ресурса. Действительно, прецизионность выполнения операций при производстве и ремонте узлов и деталей железнодорожного подвижного состава, в том числе буксовых узлов, позволяет снизить уровень динамичности силовых воздействий, приводящих к износам и потенциальному выходу за нормативные предельные состояния.

При таком подходе из числа буксовых узлов, находящихся в эксплуатации, наиболее перспективны узлы с коническим подшипником кассетного типа, установленным в корпус,

и бескорпусные буксы с коническим подшипником кассетного типа, которые более надежны и долговечны [1].

Критически важным в этой композиции является узел трения, т.е. подшипников качения и скольжения, которые эксплуатируются в очень широком диапазоне воздействий и нагрузок. Одной из научных и технических задач является снижение «отрицательной» динамики, которая приводит к повышенному износу с возможными отклонениями, близкими к предельным. В мировой практике для ряда случаев задача в пределах коридора нормативных значений решается с максимально возможной точностью и минимальными конструкторско-технологическими систематическими погрешностями (рис. 1).

В этом случае при каждом обращении к функциям ограничений превалирует необходимость решения задачи статического анализа, где определяются параметры состояния системы, в том числе при использовании правил технологического алгоритма [1, 2].

Таким образом, основной целью проводимого исследования становится попытка выбора рационального варианта конструктивного решения при достигнутом уровне прецизионности как в процессе изготовления, так и в период эксплуатации, плановых видах ремонта и техниче-



**Рис. 1.** Взаимосвязь основных блоков алгоритма оптимизации при прямом вычислении функции цели и ограничений

**Fig. 1.** Interrelation of the main blocks of the optimization algorithm when directly calculating the objective function and constraints

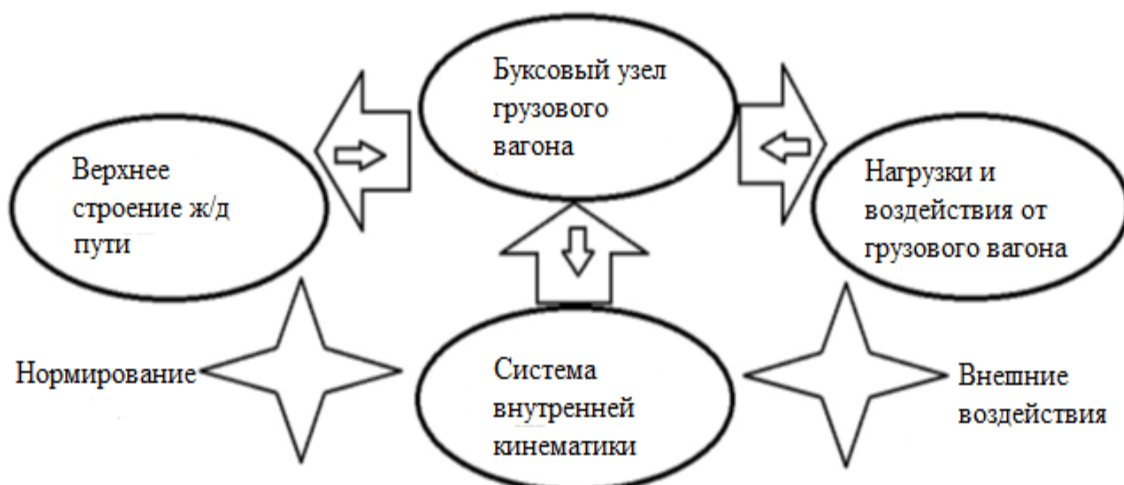
ского обслуживания узла. При системном подходе и использовании инновационных материалов сопредельной целью является увеличение ресурса, а также выполнение условий объективного импортозамещения.

### Описание тенденции

Принятый к исследованию буксовый узел грузового вагона характеризуется последовательной эволюцией конструкции подшипника, которая в своем развитии постоянно придерживалась тенденции повышения прецизионности как в изготовлении, так и монтаже (рис. 2).

Подшипник в составе буксового узла является тяжело нагруженным и к нему предъявляются повышенные технические требования. В связи с этим при их конструировании существует необходимость использования современных методов математического моделирования и рассмотрения альтернативных вариантов.

Буксовые узлы адаптивно передают нагрузки, формируемые внутренней кинематикой вагона и грузом на шейки осей, участвуют в линейризации вращения колесной пары с ограничением продольных и поперечных перемещений. Их классификация для грузовых ва-



**Рис. 2.** Схема силового взаимодействия буксового узла грузового вагона

**Fig. 2.** Diagram of power interaction of axle box unit of a freight wagon

гонов в настоящее время включает следующие виды:



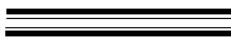
- с двумя цилиндрическими подшипниками;
- с одним коническим подшипником касетного типа, установленным в корпус;
- бескорпусные буксы с коническим подшипником касетного типа.

При этом признаны наиболее перспективными типы буксовых узлов с подшипниками касетного типа, которые объективно более надежны и обладают большим ресурсом [1]. В большинстве случаев рационализируются следующие задачи:

- сохранение достигнутого уровня норматива безопасности в условиях интенсификации движения;
- снижение массы необрессоренных частей подвижного состава;
- сокращение эксплуатационных затрат на техническое обслуживание и плановый ремонт;
- облегчение процессов монтажа и демонтажа букс;
- увеличение межремонтных сроков эксплуатации, сопоставимых со сроками жизненного цикла основных сборочных единиц вагонов.

Основополагающим принципом в конструктивной эволюции является принцип прецизионности деталей композиции, взаимодействующих в пределах внутренней кинематики узла и вагона в целом. В текущем периоде существенным фактором становится возможность реализации потенциала импортозамещения.

Условный балл прецизионности и ресурса для подшипников буксового узла грузовых вагонов  
Conditional precision and resource score for bearings of the axle box of freight wagons

| № | Наименование класса<br>Class name                                                                                          | Прецизионность, балл<br>Precision, score | Ресурс, балл<br>Resource, score | Паллиативная схема<br>Palliative scheme                                               | Локализация в РФ, %<br>Localization in the RF, % |
|---|----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|------------------------------------------|---------------------------------|---------------------------------------------------------------------------------------|--------------------------------------------------|
| 1 | Скольжения<br>Plain                                                                                                        | 1                                        | 1,5                             |   | 100                                              |
| 2 | Роликовый<br>Roller                                                                                                        | 5                                        | 1                               |  | 100                                              |
| 3 | Касетный<br>Cassette                                                                                                       | 8                                        | 2                               |  | 70                                               |
| 4 | Скольжения (прецизионный со слоем антифрикционного композита)<br>Plain (precision, with a layer of antifriction composite) | 8                                        | 3                               |   | 100                                              |

Представим конструктивную эволюцию с этой точки зрения при условии роста значимости прецизионности от № 1 до 4 (таб.).

За исключением № 4 все приведенные схемы подшипников полностью прошли циклы эксплуатационной проверки и испытаний, включая численные эксперименты на основе пакетов компьютерных программ, поэтому достаточно полно используются в мировой практике. В связи с развитием прецизионности в технологических процессах изготовления и появлением новых конструкционных материалов открывается возможность рационализации, особенно для повышения уровня надежности и общего ресурса. Все подшипники, кроме № 4, требуют эффективной смазки контактирующих поверхностей, чтобы компенсировать их шероховатость, а также геометрические искажения колец, вероятных при критических нагрузках. При этом смазочная композиция используется для охлаждения подшипника.

В процессе интенсивной эксплуатации, а также в условиях, требующих повышенной надежности и увеличения общего ресурса в целом, необходима высокая однородность реакции деталей узла на ситуационные воздействия, в том числе экстремальные. Наряду с напольными диагностическими комплексами типа КТСМ, необходим расчет скважности их размещения. Общепринятые вероятностные методы при нормальных и других распределениях дают часто существенные отклонения, и для данного случая предлагается дополнительно использовать теорию нечетких множеств.

В ряде исследований подтверждается, что в условиях многопараметровости изменение свойств со временем усиливает ее в формировании потенциала внутреннего сопротивления конструкции узла (детали) [3].

В данном случае определенный практический результат может быть получен за счет использования приемов на основе нечетких множеств. Если  $n$  параметров  $x_1, x_2, \dots, x_n$  характеризуются соответственно функциями принадлежности  $\mu_{x_1}(x_1), \mu_{x_2}(x_2), \mu_{x_n}(x_n), \dots$ , которые образуют векторную функцию принадлежности, то вектор  $\vec{x} = [x_1, x_2, \dots, x_n]^t$   $n$ -компонентный вектор нечеткой переменной. Нечеткая переменная на выходе  $y(t)$  будет характеризоваться функцией принадлежности  $\mu_y(y; t)$ , которая может быть функцией от  $t$  или скалярной величиной, измеренной при неразрушающем контроле на оптимизируемом этапе.

В общем виде функция может быть выражена:

$$\mu_y(y; t) = \Phi \left[ \mu_{X_1}(x_1), \mu_{X_2}(x_2), \dots, \mu_{X_n}(x_n); t \right],$$

где  $\Phi$  – нелинейная алгебраическая функция времени  $t$ , т.е. отображение  $X \rightarrow Y$ , где  $X$  – прямое произведение  $X_1 \cdot X_2 \cdot \dots \cdot X_n$ ,  $X_i \in R^1$  и  $Y_i \in R^1$ . Влияние целевой функции  $Y$  относительно  $n$  нечетких параметров  $x_1, x_2, \dots, x_n$  определяется уравнением:

$$\mu_y(y; t) = \Phi \left[ t; \mu_y(y), \mu_{x_1}(x_1), \mu_{x_2}, \dots, \mu_{x_n} \right] = \frac{1 - \mu_y(y)}{1 - \omega_1 \mu_{x_1}(x_1) - \omega_2 \mu_{x_2}(x_2) - \dots - \omega_n \mu_{x_n}(x_n)},$$

где  $\omega_1 + \omega_2 + \dots + \omega_n = 1$  и  $0 \leq \omega_i \leq 1$  для всех  $i$ .

В общем случае влияние технологического фактора – это функция от  $t$  и функция принадлежности  $y, x_1, \dots, x_n$ . Величина  $1 - \mu_y(y)$  оценивает отклонение от «нормального» значения.

Если при некотором частном случае все параметры одинаково существенны, то  $\omega_i = 1/n$  при всех  $i$ . При анализе, в зависимости от имеющегося объема информации, часть констант назначается субъективно (чаще всего они отражают особые условия проектирования) другие определяются объективно на основе детерминированной математической модели или целевой функции и выступают в качестве необходимых ограничений.

Полезная для сравнения вариантов задача «упруго-гидродинамического контакта» ролика с поверхностью хорошо изучена для стационарного случая и рассматривалась во многих публикациях [4–9], но не является универсальной, так как превалирующее значение имеет радиус ролика, который должен быть мал по сравнению с радиусом кольца, по которому он катится, и поэтому в предварительных расчетах внешнее кольцо подшипника приближенно аппроксимируется плоской пластиной [10].

Представим вариант контактного взаимодействия цилиндрического ролика с движущейся пластиной, покрытой смазочным материалом (рис. 3).

Здесь распределение давления в смазочном слое определяется в теории известным уравнением:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left( \frac{h^3}{\mu} \frac{\partial P}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left( \frac{h^3}{\mu} \frac{\partial P}{\partial y} \right) = 6\mu V \frac{\partial h}{\partial x} + 6\mu h \frac{\partial V}{\partial x} + 12\mu \frac{\partial h}{\partial t},$$

где  $P$  – давление в смазочном слое;  $V$  – ско-

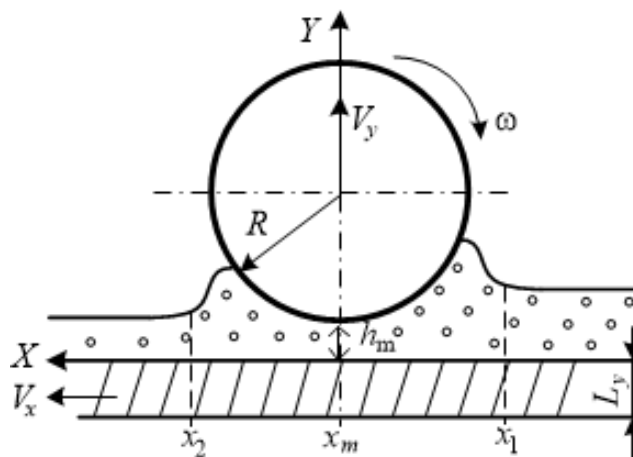


Рис. 3. Схема кинематики ролика с кольцом (пластиной) через слой смазочного материала  
Fig. 3. Diagram of the kinematics of a roller with a ring (plate) through a layer of lubricant

рость движения наружного кольца подшипника;  $\mu$  – динамическая вязкость;  $h$  – толщина смазочного слоя, зависящая от деформации поверхностей. Ось  $x$  ориентирована в направлении движения наружного кольца (пластины). Для уточнения расчетной зоны контакта используем интегральное уравнение связи давления  $P$  и деформации  $\delta$ :

$$K(x - x') = \frac{2(1 - m^2)}{\pi E} \operatorname{Ln} \left( \frac{2L}{|x - x'|} \right),$$

где  $K(x - x')$  – функция податливости;  $m$  и  $E$  – коэффициент Пуассона и модуль упругости материала.

В гидродинамической фазе смазочная жидкость (см. рис. 3) оказывает сопротивление движению и требует определения коэффициента демпфирования смазочного слоя, т.е. значения несущей способности, являющейся функцией параметра  $\nu$ :

$$W'(\nu) = \int_a^c q(x) dx = \int_a^c q_0(x) dx + 2\nu \int_a^c q_1(x) dx \equiv W'_0 - W'_1 \nu,$$

где  $W'$  – безразмерная несущая способность.

Это значение при  $\nu = 0$  для ролика равняется максимальной подъемной силе при постоянной вязкости и определяется по формуле:

$$W'_0 = \frac{2,45 \cdot V \cdot \mu}{h^3 \cdot 2R}.$$

Участвующая в этом процессе энергия способствует нагреву и, соответственно, изменению физических свойств компонентов. По этой причине, в частности, кассетные подшипники (см. табл.) обладают повышенной нормированной рабочей температурой, но в результате прецизионности композиции дают повышенную однородность процесса. В сравнительных расчетах, например в программе ANSYS [11], для определения упругих деформаций пластины и ролика могут быть исследованы зависимости несущей способности и коэффициента демпфирования смазочного слоя от величины минимального зазора между роликом и пластиной, т.е. объективной прецизионности. Трудности при расчетах в присутствии «прецизионности» усложняют использование мультидисциплинарных программных комплексов из-за наличия очень тонких слоев, практически пленок, критических перепадов давления и жесткости нестационарных задач, требующих

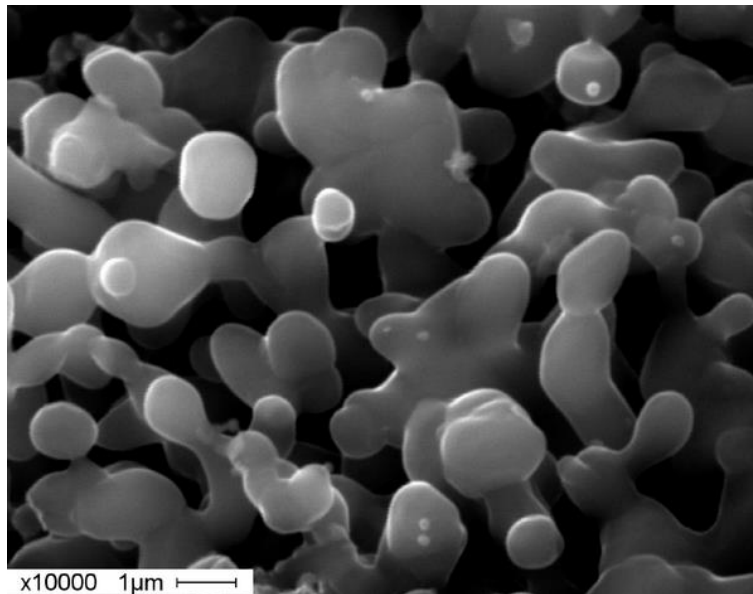
выбора «очень мелких шагов по времени и пространству» [12, 13]. В связи с этим по результатам исследования вариантов необходима экспериментальная проверка или априорное определение границ изменения параметров компонентов для рассматриваемой композиции. В отличие от прецизионной композиции гидродинамическая схема предполагает развитие определенной кавитационной ситуации, исследованной в [14, 15].

### Прикладной аспект

В связи с изложенной тенденцией возникает предложение функциональной замены обычной смазки другим антифрикционным материалом, обладающим улучшенными параметрами в реальном диапазоне температур и давлений. Например, «получен супертвердый керамический порошок материал («скользящая керамика») – алюмомагниево-борид  $\text{AlMgB}_{14}$ . Сплав бора, магния и алюминия характеризуется высокой твердостью  $\approx 32$  ГПа и очень низким коэффициентом трения  $\approx 0,02$ . К примеру, у тефлона коэффициент трения составляет  $0,04-0,1$ , а у хорошо смазанной стали – не менее  $0,16$ . Керамический порошок материал на основе  $\text{AlMgB}_{14}$  имеет отличную стойкость к абразивному износу и эрозии, хорошую химическую инертность и термическую стойкость» [16, 17].

Рассматривая представленную микроструктуру, целесообразно отметить аморфную структуру материала в образцах, что позволяет предположить однородность свойств (изотропность), по крайней мере в тонких пленках, наносимых на матрицу (контактирующую поверхность вкладыша) (рис. 4) [17].

Видимая изотропность рассматриваемого материала наряду с декларируемыми параметрами (низким коэффициентом трения  $\sim 0,02$  и высокой твердостью  $\approx 32$  ГПа) позволяют смягчить уровень требований к прецизионности в технологии изготовления и назначении ограничений в процессе эксплуатации буксового узла в целом, т.е. используя этот материал. по-видимому, возможен переход от варианта № 1 к варианту 4 (см. табл.). Аналогичный материал, полученный в 1999 г. сотрудниками Эймсовской лаборатории Министерства энергетики США (г. Эймс, штат Айова) также обладает низким коэффициентом трения –  $0,02$ , а по твердости композит уступает лишь алмазу и



**Рис. 4.** Микроструктура СВС-алюмомагниевого борида  $AlMgB_{14}$   
**Fig. 4.** Microstructure of SHS – the aluminum-magnesium boride  $AlMgB_{14}$

другому особо твердому веществу – кубическому нитриду бора.

Таким образом, воспользуемся полезными для нас подтвержденными данными (коэффициентом трения  $\approx 0,02$ , высокой твердостью  $\approx 32$  ГПа и аморфной микроструктурой) при установлении исходных основных данных инновационного прецизионного подшипника скольжения, показывающего ресурс, соразмерный «кассетному» (см. табл.). Кроме того, подтвердим, что подшипники скольжения должны удовлетворять следующим критически важным

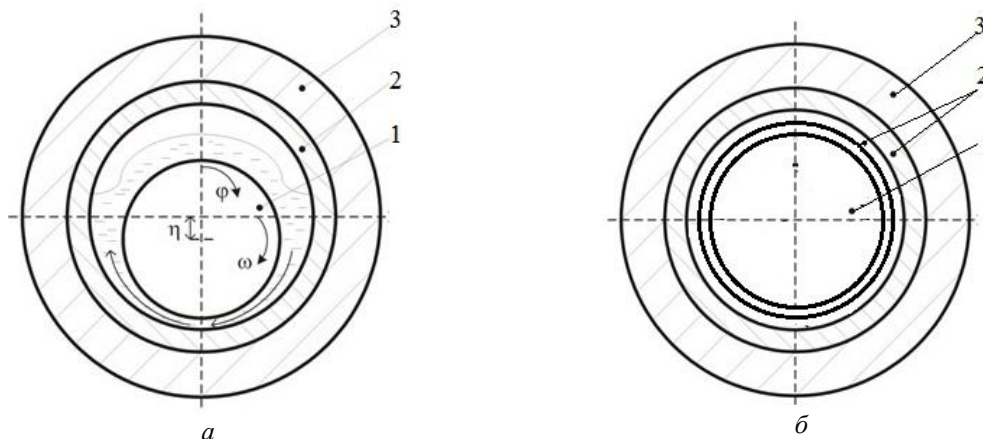
требованиям:

– конструкция деталей и материалы должны быть такими, чтобы потери на трение и износ были минимальными;

– соответствовать по ресурсу узлу в целом, быть достаточно жесткими и прочными;

– площади контакта их трущихся поверхностей должны быть достаточными для восприятия действующего на них давления;

– контроль соответствия регламенту, установка и обслуживание должны быть простыми;



**Рис. 5.** Геометрическая схема подшипника скольжения:  
*a* – гидродинамический (1 – вал, 2 – вкладыш, 3 – корпус);  
*б* – прецизионный (1 – вал, 2 – слой антифрикционного напыления, 3 – корпус)

**Fig. 5.** Geometric diagram of a plain bearing:  
*a* – hydrodynamic (1 – shaft, 2 – liner, 3 – body);  
*b* – precision (1 – shaft, 2 – layer antifriction coating, 3 – body)

– номинальная толщина слоя антифрикционного (смазочного) материала;

– исключать контакт микронеровностей трущихся поверхностей.

Предварительно рассмотрим конструкцию гидродинамического подшипника скольжения, который формируется цилиндрическим валом (осью), смазочным слоем, вкладышем и корпусом (рис. 5).

Здесь определяющим является условие распределения давления в смазочном слое из решения известного уравнения Рейнольдса:

$$\frac{1}{R_0^2} \frac{\partial}{\partial \varphi} \left( \frac{h^3}{12\mu} \frac{\partial P}{\partial \varphi} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left( \frac{h^3}{12\mu} \frac{\partial P}{\partial y} \right) = \frac{1}{R_0} \frac{\partial hu}{\partial \varphi},$$

$$h = R_1 - R_0 + \eta \cos(\varphi) + \delta(P) \text{ при } P > 0,$$

$$\frac{\partial hu}{\partial x} = 0 \text{ при } P \leq 0.$$

Здесь  $h$  – толщина смазочного слоя;  $\mu$  – коэффициент вязкости;  $u$  – средняя скорость поверхностей вала и вкладыша;  $y$  – координата вдоль оси цилиндрического подшипника;  $\varphi$  – азимутальный угол;  $\delta$  – радиальный прогиб поверхности вкладыша, зависящий от давления в смазочном слое.

Для расчета мощности тепловыделения  $Q$  для подшипника скольжения, работающего в гидродинамическом режиме, используется следующее выражение, которое в безразмерных величинах принимает вид:

$$Q = S \left[ H^3 \left[ \left( \frac{\partial \tilde{P}}{\partial \tilde{y}} \right)^2 + \left( \frac{\partial \tilde{P}}{\partial \tilde{\varphi}} \right)^2 \right] + \frac{1}{H} \right],$$

где  $S = \frac{4\mu R^2 \omega^2}{d}$ , а поток тепла определяется

следующим выражением:

$$Q = 2\pi R_1 \cdot \left( -\chi \frac{\partial T}{\partial r} \right),$$

где  $\chi$  – коэффициент теплопроводности (для стали  $\chi = 47$  Вт / (м · °К)).

Далее получаем зависимость средней температуры при работе подшипника от мощности тепловыделения:

$$T = \frac{Q}{2\pi\chi} \ln \frac{R_3}{R_1} + T_0,$$

где  $T_0$  – температура окружающей среды, °К.

Уравнение теплопроводности в цилиндрических координатах:

$$\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left( r \frac{\partial T}{\partial r} \right) + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 T}{\partial \varphi^2} = 0$$

и его решение в виде разложения Фурье:

$$T = \frac{1}{2} a_0 + \sum_{k=1}^{\infty} [a_k \cos k\varphi + b_k \sin k\varphi] + T_0,$$

где  $a_k$  и  $b_k$  – коэффициенты Фурье:

$$a_k = \frac{1}{\pi} \int_0^{2\pi} T \cos k\varphi d\varphi,$$

$$b_k = \frac{1}{\pi} \int_0^{2\pi} T \sin k\varphi d\varphi,$$

а на внутренней границе при  $r = R_1$  имеем граничное условие для потока тепла из смазочного слоя

$$Q = -\chi \frac{\partial T}{\partial r},$$

где  $Q$  – мощность тепловыделения в смазочном слое.

На внешней границе температура окружающей среды  $T_0$ :

$$T(R_3) = T_0.$$

Сопоставляя решения для типа (см. рис. 5, а) и (см. рис. 5, б) констатируем, что теплопередача в конструкции на рис. 5, б несколько выше и подшипник работает в более мягком режиме, поскольку уменьшен слой смазки и отсутствует вкладыш, который функционально заменяет слой напыления антифрикционного материала (AlMgV<sub>14</sub>). Этот вариант прецизионного подшипника может работать без смазочного слоя практически не эродируя при «сухом» трении. Поскольку слой напыления упругий и подвержен в контакте деформациям, которые могут привести к появлению усталостных повреждений, то для оценок используем распространенный аналитический метод, основанный на гипотезе Винклера, которая предполагает линейную зависимость деформации поверхности от давления [18, 19].

Представим тонкий цилиндрический слой, считая, что его наружная поверхность сцеплена с абсолютно жестким корпусом. Покажем, что в первом порядке по  $\psi / R_1$  ( $\psi$  – толщина слоя;  $R_1$  – радиус внутренней поверхности) имеет место соотношение [18]:

$$\delta = D \cdot P,$$

где  $\delta$  – прогиб;  $P$  – давление;  $D$  – коэффициент податливости.



$$D = \frac{\Psi (1+m) \cdot (1-2m)}{E (1-m)},$$

где  $E$  – модуль Юнга;  $m$  – коэффициент Пуассона.

Поскольку по условию перемещения  $u_r$ ,  $u_z$ ,  $u_\varphi$  равны нулю при  $r = R_2$  ( $R_2 = R_1 + \psi$  – радиус внешней поверхности вкладыша), то в окрестности  $r = R_2$

$$u_r = (r - R_2)u_{r,0}(z, \varphi) + o(r - R_2),$$

$$u_z = (r - R_2)u_{z,0}(z, \varphi) + o(r - R_2),$$

$$u_\varphi = (r - R_2)u_{\varphi,0}(z, \varphi) + o(r - R_2),$$

где  $u_{r,0}$ ,  $u_{z,0}$ ,  $u_{\varphi,0}$  – коэффициенты при  $(r - R_2)$  – стандартные математические обозначения для порядков малости величин:

$$\lim_{r \rightarrow 0} \frac{O(r)}{r} = \text{const}, \quad \lim_{r \rightarrow 0} \frac{o(r)}{r} = 0.$$

Из этого получаем для компонент тензора деформации слоя в окрестности  $r = R_2$

$$u_{rr} = \frac{\partial u_r}{\partial r} = u_{r,0}(z, \varphi) + O(r - R_2),$$

$$u_{\varphi\varphi} = \frac{1}{r \sin z} \frac{\partial u_\varphi}{\partial \varphi} \frac{u_r}{r} + \text{ctgz} \frac{u_z}{r} = O(r - R_2),$$

$$u_{zz} = \frac{1}{r} \frac{\partial u_z}{\partial z} + \frac{u_r}{r} = O(r - R_2).$$

Отсюда следует, что в окрестности  $r = R_2$  упругое перемещение точек, расположенных на поверхности  $r = R_2$ , будет

$$\delta = \int_0^{-g} \frac{\partial u_r}{\partial r} dr = -g u_{r,0}(z, \varphi) + O(g^2).$$

В случае постоянного давления существует точное аналитическое решение задачи о деформации цилиндрического слоя (внутренний и наружный радиусы  $R_1$  и  $R_2$ ), внутри которой действует постоянное давление  $P$ . При этом наружное давление предполагается равным нулю. В общем случае равновесная деформация определяется следующим дифференциальным уравнением:

$$(1 - 2\sigma)\Delta \vec{u} + \text{grad div } \vec{u}.$$

Предполагая осевую симметрию, вводим цилиндрические координаты с осью  $z$  по оси трубы. При однородном вдоль трубы давлении деформация представляет собой чисто радиальные смещения. Поэтому  $\text{rot } \vec{u} = 0$  и уравнение приобретает следующий вид:

$$\nabla \text{div } \vec{u} = 0 \quad [18, 19].$$

Отличные от нуля компоненты тензора деформации:

$$u_{rr} = \frac{du}{dr} = a - \frac{b}{r^2}, \quad u_{\varphi\varphi} = \frac{u}{r} = a + \frac{b}{r^2},$$

из условий  $\sigma_{rr} = 0$  при  $r = R_2$  и  $\sigma_{rr} = -P$  при  $r = R_1$  находим:

$$a = \frac{PR_1^2}{R_2^2 - R_1^2} \frac{(1+m) \cdot (1-2m)}{E},$$

$$b = \frac{PR_1^2 R_2^2}{R_2^2 - R_1^2} \frac{(1+m) \cdot (1-2m)}{E}.$$

Распределение напряжений по толщине дается формулами:

$$\sigma_{rr} = \frac{PR_1^2}{R_2^2 - R_1^2} \left(1 - \frac{R_2^2}{r^2}\right), \quad \sigma_{\varphi\varphi} = \frac{PR_1^2}{R_2^2 - R_1^2} \left(1 + \frac{R_2^2}{r^2}\right),$$

$$\sigma_{zz} = 2m \frac{PR_1^2}{R_2^2 - R_1^2}.$$

В другом варианте граничных условий, упругий цилиндрический слой окружен бесконечно жесткой оболочкой. В этом случае деформация на внешней границе, естественно, равна нулю [18, 19].

Отсюда  $r = R_2$ :

$$ar + \frac{b}{r} = 0,$$

или

$$a = -\frac{b}{R_2}.$$

Распределение напряжений по  $r$  определяется формулой:

$$\sigma_{rr} = \frac{E}{(1+m) \cdot (1-2m)} \left( (1-m)u_{rr} + mu_{\varphi\varphi} \right).$$

Давление равно напряжению с обратным знаком.

Подставляя соответствующие выражения в уравнение  $u = ar + \frac{b}{r}$ , находят деформацию поверхности при  $r = R_1$ :

$$\delta = \frac{P}{E} \frac{(1+m)(1-2m)R_1}{\left(2m \frac{1}{R_1^2} - \frac{1}{R_2^2} - \frac{1}{R_1^2}\right)} \cdot \left( \frac{1}{R_2^2} - \frac{1}{R_1^2} \right).$$

Анализируя вариации результатов расчета для пакета воздействий на буксовый узел по каналам внутренней кинематики подвижного состава, например от автосцепки до головки рельса верхнего строения железнодорожного пути, отмечаем, что как в прямом, так и обратном направлениях они адаптируются им в стационарном и в динамическом виде. Вся сложность сочетания нагрузок воспринимается до-

статочной простой композицией узла, одним из определяющих условий которого является прецизионность и прочность контактирующих криволинейных поверхностей.

Конструкция данного подшипника достаточно проста (два кольца с напылением на внутренней или внешней поверхности контактного сопряжения), а оптимизационные расчеты при главном критерии – обеспечение прецизионности как по шероховатости контактной поверхности, так и жесткости общей геометрии – могут быть выполнены в одной из многих мультидисциплинарных компьютерных программ, например ANSYS [8, 10–13, 20] (рис. 6).

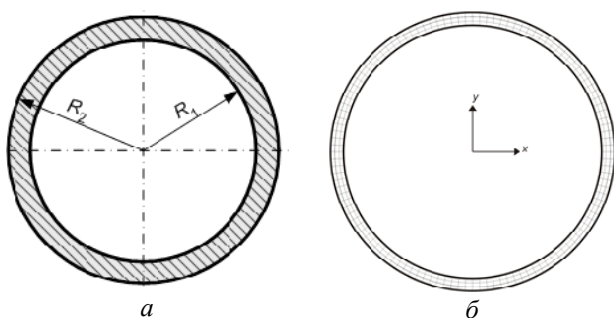


Рис. 6. Схема модели цилиндрической части: а – схема модели; б – сетка расчетной модели ( $R_1$  – внутренний радиус,  $R_2$  – внешний радиус)

Fig. 6. Diagram of the cylindrical part model: а – model diagram; б – computational model mesh ( $R_1$  – inner radius,  $R_2$  – outer radius)

Здесь во многих случаях физическая модель в виде рис. 6, а достаточна, поскольку слой напыления композита  $AlMgB_{14}$  достаточно тонок в сравнении с толщиной кольца и технологически жестко связан с основным материалом (матрицей), что его полностью демпфирует для любого вибрационного или другого воздействия. В связи с этим расчет на прочность (имея в виду физические параметры композита) антифрикционного слоя не производится, особенно из-за малоамплитудных напряжений в массиве и проявления их на контактной площадке. Причем прецизионность сопряжений объективно уменьшает амплитуду колебаний. При формировании матрицы жесткости достаточен треугольный элемент [8, 21, 22]. Он обладает «стабильной» точностью расчетов в местах градиентов напряжений ( $x$ ). Треугольные элементы вполне позволяют аппроксимировать также криволинейные границы и большинство алгоритмов автоматизированной подготовки и

оптимизации данных, которые ориентированы на треугольную форму [11, 20] (рис. 7).

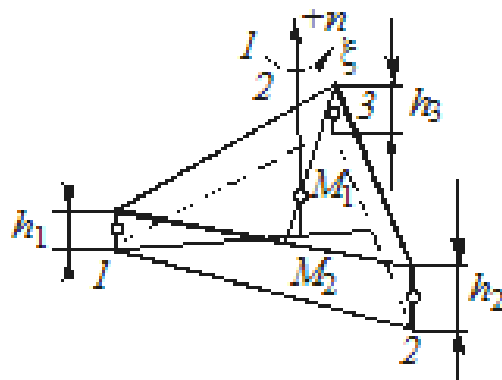


Рис. 7. Форма базовых конечных элементов  
Fig. 7. Form of basic finite elements

Отметим, что здесь узлы имеют по шесть степеней свободы  $X, Y, Z, \theta_x, \theta_y, \theta_z$ . В каждом из них, к примеру, задается толщина, модуль упругости, плотность, декартовы координаты узла. Определяя матрицы жесткости  $[K]$  и масс  $[M]$ , численно проинтегрируем выражения (с помощью квадратурной формулы Гаусса):

$$K = \int_V B^T D B dV, \quad M = \rho \int_V N^T N dV,$$

где  $B, D, N$  – соответственно матрицы дифференцирования перемещений, упругости и функций формы.

Фактор упругости для выбранной схемы прецизионного подшипника в числе превалирующих свойств при выборе материала колец является одним из основных и его матрица упругости при плоском напряженном состоянии  $D_m$  достаточно проста в предположении упругого поведения соотношения между напряжениями и деформациями – линейными, т.е.  $\{\sigma\} = [D]\{\varepsilon\}$ . Для частного случая плоского напряженного состояния рассматриваются три компоненты напряжений, соответствующие введенным деформациям [22]. В принятых обозначениях за-

$$\{\sigma\} = \begin{Bmatrix} \sigma_x \\ \sigma_y \\ \tau_{xy} \end{Bmatrix}.$$

Отсюда матрица  $D_m$  далее получается из обычных соотношений между напряжениями и деформациями для изотропного материала [22]:

$$\varepsilon_x = \frac{1}{E} \sigma_x - \frac{\nu}{E} \sigma_y;$$

$$\varepsilon_y = \frac{-\nu}{E} \sigma_x + \frac{1}{E} \sigma_y;$$

$$\gamma_{xy} = \frac{2(1+\nu)}{E} \tau_{xy},$$

которые относительно напряжений разрешаются как

$$D_m = \frac{E}{1-\nu^2} \cdot \begin{bmatrix} 1 & \nu & 0 \\ \nu & 1 & 0 \\ 0 & 0 & \frac{1-\nu}{2} \end{bmatrix},$$

где  $E$  – модуль упругости;  $\nu$  – коэффициент Пуассона.

Деформации  $\{\varepsilon_m\}$  любого узла в треугольном элементе определяются из отношений:

$$\{\varepsilon_m\} = L \begin{Bmatrix} u \\ v \end{Bmatrix} = LN_m \{\delta_m\},$$

где  $L$  – линейный оператор.

В простых сечениях граничные условия задаются исходя из конструктивных соображений путем «подавления соответствующих степеней свободы в узлах», а матрицу геометрической жесткости, можно определить по формуле:

$$K_G = \frac{1}{2} \int_V G^T S G dv,$$

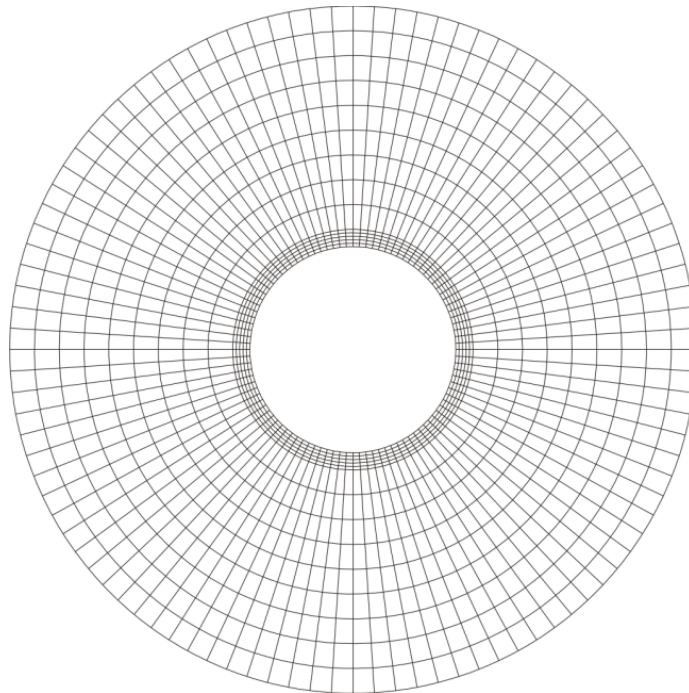
где  $S$  – матрица статических напряжений;  $G$  – матрица производных от перемещений.

В процессе потенциальной интенсификации эксплуатации железнодорожного подвижного состава на буксовые узлы, в силу разных причин, возможны экстремальные внешние динамические воздействия (см. рис. 2), которые сопоставимы по частоте с собственными колебаниями как для узла, так и отдельных деталей. Возникающие динамические напряжения при вынужденных колебаниях оцениваются при простом интегрировании системы обыкновенных дифференциальных уравнений:

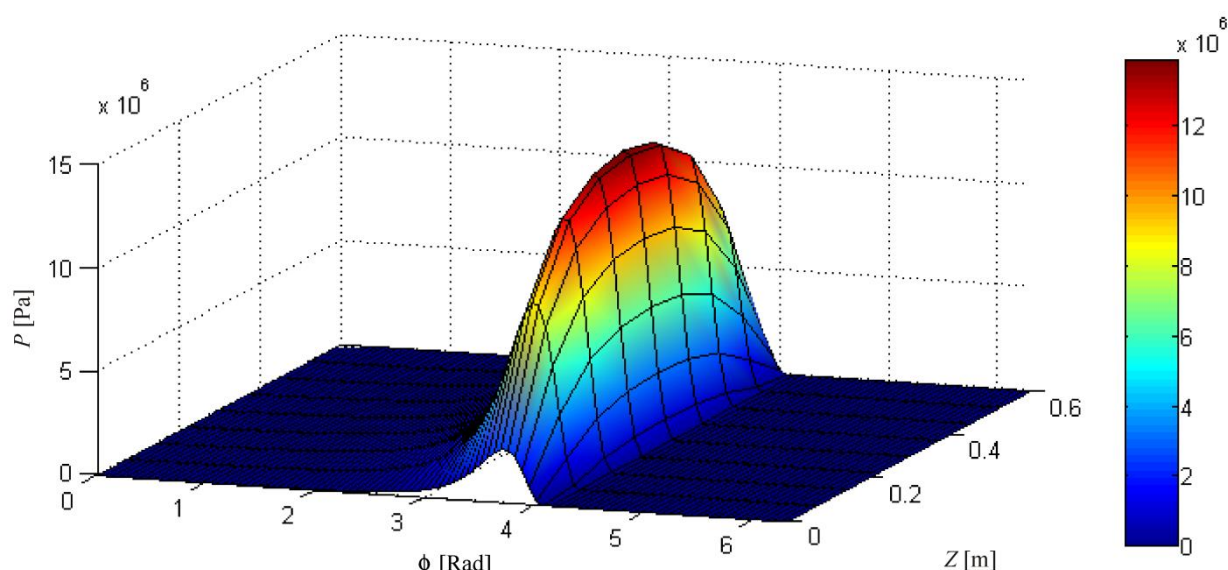
$$M(\delta_{\text{вын.}})'' + C(\delta_{\text{вын.}})' + K\delta_{\text{вын.}} = F(t),$$

где  $\delta_{\text{вын.}}(t)$  – вектор узловых вынужденных перемещений;  $(\delta_{\text{вын.}}(t))'$ ,  $(\delta_{\text{вын.}}(t))''$  – векторы скоростей и ускорений узлов конструкции;  $F(t)$  – вектор эквивалентных нагрузок для всей конструкции;  $C$  – матрица демпфирования;  $K$  – глобальная матрица «жесткости конструкции» и матрица «геометрической жесткости» от нагрузки;  $M$  – глобальная матрица масс для всей выделенной конструкции.

Рассмотрим частный случай деформации двухслойной конструкции (см. рис. 5, а). Внутренний тонкий слой композита окружен внешним толстым слоем из стали. Граничные условия: перемещения по внешнему радиусу стальной оболочки полагаем равными нулю. Геометрические параметры:  $R_1 = 0,03$  м;  $R_2 = 0,035$  м;  $L = 0,06$  м – длина цилиндра. Характеристи-



**Рис. 8.** Схема расчетной сетки для двухмерной модели ANSYS  
**Fig. 8.** Scheme of the computational mesh for a two-dimensional ANSYS model



**Рис. 9.** Форма распределения давления  
**Fig. 9.** Pressure distribution shape

ки материалов:  $E_{ст} = 2,1 \cdot 10^{11}$  Па – модуль упругости стали;  $m_{ст} = 0,3$  – модуль Юнга стали. Сетка модели разбита на девять элементов по длине, на четыре элемента по толщине стальной оболочки и на сто элементов по углу (рис. 8) [18].

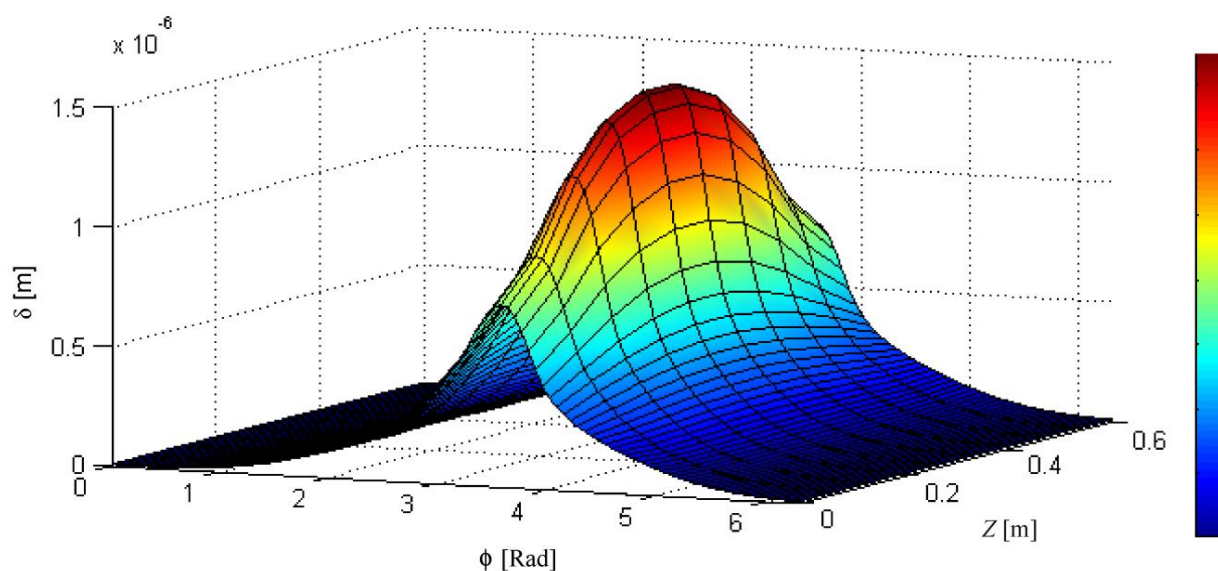
В данном случае нагрузка обеспечивается заданным распределением давления на внутренней поверхности (рис. 9).

Величина изменения в распределении давления по образующей  $L$  (длине) цилиндра зависит от конструктивного решения подшипника и

буксового узла в целом и некоторых других параметров, переменных в процессе эксплуатации и режима флуктуаций внутриузловых нагрузок и внешних воздействий. Их амплитуда невелика и вполне засчитывается при реальном инженерном конструировании с учетом критерия выбора оптимального решения.

После моделирования для лучшей визуализации по полученным данным строим поверхность прогиба (рис. 10).

В сложнагруженных узлах при восприятии малоцикловых динамических воздей-



**Рис. 10.** 3D-функция прогиба  
**Fig. 10.** 3D deflection function

ствий, а также параметров вибрационного воздействия большое значение имеет степень демпфирования.

Здесь возможны транзитные резонансные взаимодействия, где буксовый узел служит технологическим адаптером между обрессоренной и необрессоренной массами грузового вагона, активно участвуя в процессе движения, особенно по кривым малого радиуса на горно-перевальных участках и развивающимся дефектам верхнего строения железнодорожного пути.

### Заключение

Выбор композиционного решения путем оптимизационных сравнений вариантов по критерию прецизионности позволяет в рамках алгоритма конструктивной эволюции предположить не столько усложнение технологического процесса изготовления, монтажа и сервисного экс-

плуатационного обеспечения, сколько упрощение внутриузловой и внешней кинематики с полным выполнением нормируемых допусков по надежности и общему ресурсу. Решение задачи в рамках технологического алгоритма с пошаговой оптимизацией влияния на процесс эволюции конструктивного решения тяжело нагруженного узла грузового вагона, передающего широкий спектр воздействий, технически и математически выполнимо и после специализированного экспериментального подтверждения доступно к отраслевому использованию. При этом возможно новое конструктивное решение буксового узла, в том числе для грузовых вагонов, которое не предполагает полного возврата к прежнему конструктивному решению середины XX в., но включает все новые требования по надежности и ремонтно-пригодности.

### Список литературы

1. Калетин С.В., Гончаров С.Г., Конечский А.К. Переход на кассету: в поисках оптимального решения // Вестн. инта проблем естественных монополий: техника железных дорог. 2019. № 4 (48). С. 6–9.
2. Тюньков В.В., Бузунова В.С., Пашков А.Е. Технологический алгоритм в перспективном конструктивном развитии железнодорожных грузовых вагонов колеи 1520 мм // Молодая наука Сибири. 2020. № 4 (10). С. 18–26. URL [https://mnv.irgups.ru/sites/default/files/articles\\_pdf\\_files/tyunkov.pdf](https://mnv.irgups.ru/sites/default/files/articles_pdf_files/tyunkov.pdf) (дата обращения 18.06.2023).
3. Ванг П.Ф., Тогай М. Анализ нечеткой чувствительности и метод синтеза // Нечеткие множества и теория возможностей. Последние достижения : сб. ст. М. : Радио и связь, 1986. С. 377–390.
4. Галахов М.А., Гусятников П.Б., Новиков А.П. Математические модели контактной гидродинамики. М. : Наука, 1985. 294 с.
5. Задорожная Е.А., Караваев В.Г. Оценка теплового состояния сложнонагруженного подшипника с учетом реологических свойств смазочного материала // Двигатели внутреннего сгорания. 2012. № 2. С. 66–73.
6. Современная трибология: итоги и перспективы / Э.Д. Браун, И.А. Буяновский, Н.А. Воронин и др. М. : ЛКИ, 2008. 480 с.
7. Капица П.Л. Гидродинамическая теория смазки при качении // Журнал технической физики. 1955. Т. 25. № 4. С. 747–762.
8. Каплун А.Б., Морозов Е.М., Олферьева М.А. ANSYS в руках инженера. М. : Едиториал УРСС, 2003. 272 с.
9. Механика контактных взаимодействий / С.М. Майзикович, В.М. Александров, И.И. Аргатов и др. М. : Физматлит, 2001. 670 с.
10. A numerical approach for the analysis of deformable journal bearings / D. Denasciutti, M. Gallina, M. Gh. Munteanu et al. // Frattura ed Integrità Strutturale. 2012. Vol. 21. P. 37–45. DOI: 10.3221/IGF-ESIS.21.05.
11. Чигаев А.В., Кравчук А.С., Смалюк А.Ф. ANSYS для инженеров. М. : Машиностроение-1, 2004. 511 с.
12. Bair S.S. High-Pressure Rheology for quantitative elastohydrodynamics. Amsterdam : Elsevier, 2007. 250 p.
13. Bissett E.J., Spence D.A. The Line Contact Problem of Elastohydrodynamic Lubrication. II: Numerical Solutions of the Integrodifferential Equations in the Transition and Exit Layers // Proceedings of the Royal Society of London. Series A. Mathematical and Physical Sciences. 1989. Vol. 424. № 1867. P. 409–429.
14. Fortier A.E. Numerical Simulation of Hydrodynamic Bearings with Engineered Slip/No-Slip Surfaces. Atlanta : Georgia Institute of Technology, 2004. 90 p.
15. Fortier A. E. Numerical Simulation of a Slider Bearing with an Engineered Slip/No-Slip Surface and Lubrication Engineering // 14th International Colloquium Tribology. Esslingen am Neckar, 2004. P. 1699–1704.
16. Пат. № 2697146 Рос. Федерация. Способ получения супертвердого керамического порошкового материала AlMgB<sub>14</sub> / О.К. Лепачова, Б.Ш. Браверман, Н.И. Афанасьев и др. № 2018138211 ; заявл. 29.10.2018 ; опублик. 12.08.2019, Бюл. № 23. 9 с.
17. Супертвердый керамический порошковый материал алюмомагнийевый борид AlMgB<sub>14</sub> («скользящая керамика») // ТНЦ СО РАН : сайт. URL: <http://www.tsc.ru/ru/razrabotki/ceramic.html> (Дата обращения 28.09.2023).
18. Иванов В.А. Математическое моделирование упруго-гидродинамического взаимодействия тел в узлах трения : дис. ... канд. техн. наук. Красноярск, 2018. 138 с.
19. Ландау Л.Д., Лифшиц Е.М. Теоретическая физика (в 10 т). Т. 7. Теория упругости. М. : Наука, 1987. 248 с.
20. Hamrock B.J., Schmid S.R., Jacobson B.O. Fundamentals of fluid film lubrication. New York, Basel : Marcel Dekker,

Inc., 2004. 703 p.

21. Автоматическое формирование сетки треугольных элементов для произвольных плоских областей / А.С. Цыбенко, Н.Г. Ващенко, Н.Г. Кришук и др. // Проблемы прочности. 1980. № 12. С. 84–87.

22. Зенкевич О. Метод конечных элементов в технике. М.: Мир, 1975. 541 с.

## References

1. Kaletin S.V., Goncharov S.G., Konetskii A.K. Perekhod na kassetu: v poiskakh optimal'nogo resheniya [Switching to cassette: in search of an optimal solution]. *Vestnik instituta problem estestvennykh monopolii: tekhnika zheleznnykh dorog* [Bulletin of the Institute of Problems of Natural Monopolies: railway engineering], 2019, no. 4 (48), pp. 6–9.

2. Tyun'kov V.V., Buzunova V.S., Pashkov A.E. Tekhnologicheskii algoritm v perspektivnom konstruktivnom razvitii zheleznodorozhnykh gruzovykh vagonov kolei 1520 mm [Technological algorithm in the future constructive development of 1520 mm gauge railway freight wagons]. [Electronic resource]. *Molodaya nauka Sibiri* [Young Science of Siberia], 2020, no. 4 (10), pp. 18–26.

3. Wang P.F., Togai M. Analiz nechetkoi chuvstvitel'nosti i metod sinteza [Fuzzy sensitivity analysis and synthesis method]. *Sbornik statei «Nechetkie mnozhestva i teoriya vozmozhnostei. Poslednie dostizheniya»* [Fuzzy set and possibility theory. Recent Developments]. Moscow: Radio i Svyaz' Publ., 1986, pp. 377–390.

4. Galakhov M.A., Gusyatinov P.B., Novikov A.P. Matematicheskie modeli kontaktnoi gidrodinamiki [Mathematical models of contact hydrodynamics]. Moscow: Nauka Publ., 1985. 294 p.

5. Zadorozhnaya E.A., Karavaev V.G. Otsenka teplovogo sostoyaniya slozhnonagruzhennogo podshipnika s uchetom reologicheskikh svoystv smazochnogo materiala [Assessment of the thermal state of a heavily loaded bearing taking into account the rheological properties of the lubricant]. *Dvigateli vnutrennego sgoraniya* [Internal combustion engines], 2012, no. 2, pp. 66–73.

6. Braun E.D., Buyanovskii I.A., Voronin N.A., Gurskii B.E., Drozdov Yu.N., Zakharov S.M., Kan S.G., Levchenko V.A., Orlov A.V., Pavlov V.G., Petrov V.P., Puchkov V.N., Semenov A.P., Khrushchov M.M. (Jr.), Chichinadze A.V. Sovremennaya tribologiya: itogi i perspektivy [Modern tribology. Results and prospects]. Moscow: LKI Publ., 2008. 480 p.

7. Kapitsa P.L. Gidrodinamicheskaya teoriya smazki pri kachenii [Hydrodynamic theory of lubrication during rolling]. *Zhurnal tekhnicheskoi fiziki* [Journal of Technical Physics], 1955, vol. 25, no. 4, pp. 747–762.

8. Kaplun A.B., Morozov E.M., Olfer'eva M.A. ANSYS v rukakh inzhenera [ANSYS in the hands of an engineer]. Moscow: Editorial URSS Publ., 2003. 272 p.

9. Aizikovich S.M., Aleksandrov V.M., Argatov I.I., Babeshko V.A., Babin A.P., Bardzokas D.Ya., Belokon' A.V., Belyankova T.I., Burak V.Yu., Burak I.I., Vatulyan A.O., Vorovich E.I., Glagovskii V.B., Gorshkov A.G., Goryacheva I.G., Grishin S.A., Zelensov V.B., Zernin M.V., Zlatina I.N., Zlatin A.N., Kadomtsev I.G., Kalinchuk V.V., Kovalenko B.V., Kravchuk A.S., Manevich L.I., Manzhairov A.V., Morozov E.M., Morozov N.F., Nazarov S.A., Nasedkin A.V., Nikishin B.C., Nuller B.M., Pavlik G.N., Panovko M.Ya., Petrov Yu.V., Pozharskii D.A., Pryakhina O.D., Seleznev M.G., Senik N.A., Simonov I.V., Smirnov V.I., Soldatenkov I.A., Sumbatyan M.A., Tarlakovskii D.V., Tukodova O.M., Filippova L.M., Chebakov M.I., Chekina O.G., Shmatkova A.A. Mekhanika kontaktnykh vzaimodeystvii [Mechanics of contact interactions]. Moscow: Fizmatlit Publ., 2001. 670 p.

10. Denasciutti D., Gallina M., Munteanu M. Gh., Flumian F. A numerical approach for the analysis of deformable journal bearings. *Frattura ed Integrità Strutturale*, 2012, vol. 21, pp. 37–45.

11. Chigaev A.V., Kraychuk A.S., Smalyuk A.F. ANSYS dlya inzhenerov [ANSYS for Engineers]. Moscow: Mashinostroenie-1 Publ., 2004. 511 p.

12. Bair S.S. High-Pressure Rheology for quantitative elastohydrodynamics. Amsterdam: Elsevier, 2007. 250 p.

13. Bissett E.J., Spence D.A. The Line Contact Problem of Elastohydrodynamic Lubrication. II: Numerical Solutions of the Integrodifferential Equations in the Transition and Exit Layers. *Proceedings of the Royal Society of London. Series A. Mathematical and Physical Sciences*, 1989, vol. 424, no. 1867, pp. 409–429.

14. Fortier A.E. Numerical Simulation of Hydrodynamic Bearings with Engineered Slip/No-Slip Surfaces. Atlanta: Georgia Institute of Technology, 2004. 90 p.

15. Fortier A. E. Numerical Simulation of a Slider Bearing with an Engineered Slip/No-Slip Surface and Lubrication Engineering. *14th International Colloquium Tribology. Esslingen am Neckar*, 2004, pp. 1699–1704.

16. Lepakova O.K., Braverman B.Sh., Afanas'ev N.I., Golobokov N.N. Patent RU 2697146 C1, 12.08.2019.

17. Supertverdyi keramicheskii poroshkovyi material alyumomagnievyyi borid AlMgB<sub>14</sub> («skol'zkaya keramika») (elektronnyi resurs) [Superhard ceramic powder material – aluminum-magnesium boride AlMgB<sub>14</sub> («slippery ceramics») (Electronic resource)]. Available at: <http://www.tsc.ru/ru/razrabotki/ceramic.html> (Accessed September 28, 2023).

18. Ivanov V.A. Matematicheskoe modelirovanie uprugo-gidrodinamicheskogo vzaimodeystviya tel v uzlakh treniya [Mathematical modeling of elastic-hydrodynamic interaction of bodies in friction nodes]. Ph.D.'s thesis. Krasnoyarsk, 2018. 138 p.

19. Landau L.D., Lifshits E.M. Teoreticheskaya fizika (v 10 t.). T. 7. Teoriya uprugosti [Theoretical physics (in 10 vol.). Vol. 7. Theory of elasticity]. Moscow: Nauka Publ., 1987. 248 p.

20. Hamrock B.J., Schmid S.R., Jacobson B.O. Fundamentals of fluid film lubrication. New York, Basel: Marcel Dekker, Inc., 2004. 703 p.

21. Tsybenko A.S., Vashchenko N.G., Krishchuk N.G., Kulakovskii V.N. Avtomaticheskoe formirovanie setki treugol'nykh elementov dlya proizvol'nykh ploskikh oblastei [Automatic generation of a mesh of triangular elements for arbitrary flat areas]. *Problemy prochnosti* [Problems of strength], 1980, no. 12, pp. 84–87.

22. Zienkiewicz O. Metod konechnykh elementov v tekhnike [The finite element method in engineering science]. Moscow: Mir Publ., 1975. 541 p.

**Информация об авторах**

**Тюньков Владислав Владимирович**, доктор технических наук, профессор, профессор кафедры вагонов и вагонного хозяйства, Иркутский государственный университет путей сообщения, г. Иркутск; e-mail: tunkov@bk.ru.

**Воронова Юлия Владиславовна**, кандидат технических наук, доцент, доцент кафедры вагонов и вагонного хозяйства, Иркутский государственный университет путей сообщения, г. Иркутск; e-mail: voronova\_yuv@irgups.ru.

**Мартыненко Любовь Викторовна**, старший преподаватель кафедры вагонов и вагонного хозяйства, Иркутский государственный университет путей сообщения, г. Иркутск; e-mail: liuba.martinenko@yandex.ru.

**Болдбаатар Солонго**, кафедра вагонов и вагонного хозяйства, Иркутский государственный университет путей сообщения, г. Иркутск; e-mail: boldbaatar\_solongo@irgups.ru.

**Information about the authors**

**Vladislav V. Tyun'kov**, Doctor of Engineering Science, Full Professor, Professor of the Department of Wagons and Wagon Facilities, Irkutsk State Transport University, Irkutsk; e-mail: tunkov@bk.ru.

**Yuliya V. Voronova**, Ph.D. in Engineering Science, Associate Professor, Associate Professor of the Department of Wagons and Wagon Facilities, Irkutsk State Transport University, Irkutsk; e-mail: voronova\_yuv@irgups.ru.

**Lyubov' V. Martynenko**, Assistant Professor of the Department of Wagons and Wagon Facilities, Irkutsk State Transport University, Irkutsk; e-mail: liuba.martinenko@yandex.ru.

**Solongo Boldbaatar**, the Department of Wagons and Wagon Facilities, Irkutsk State Transport University, Irkutsk; e-mail: boldbaatar\_solongo@irgups.ru.