

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ  
РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

Брянский государственный технический университет

**КОМПЬЮТЕРНОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ  
В ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНОМ ТРАНСПОРТЕ:  
ДИНАМИКА, ПРОЧНОСТЬ, ИЗНОС:**

**IV научно-технический семинар**

**г. Брянск, 3-4 апреля 2018 г.**

**Сборник тезисов**



Брянск  
Издательство БГТУ  
2018

MINISTRY OF EDUCATION AND SCIENCE  
OF THE RUSSIAN FEDERATION

Bryansk State Technical University

**COMPUTER SIMULATION  
IN RAILWAY TRANSPORT:  
DYNAMICS, STRENGTH, WEAR**

**IV scientific and technical workshop**

**Bryansk, Russia, 3-4 April 2018**

**Book of Abstracts**



Bryansk  
BSTU Press  
2018

УДК 629.4

Компьютерное моделирование в железнодорожном транспорте: динамика, прочность, износ: IV научно-технический семинар, г. Брянск, 3-4 апреля 2018 г. [Текст]+[Электронный ресурс]: сб. тез. / под ред. Д.Ю. Погорелова. – Брянск: БГТУ, 2018. – 78 с.

**ISBN 978-5-906967-87-9**

Рассмотрено применение современных программных комплексов моделирования динамики систем тел для решения исследовательских и конструкторских задач на железнодорожном транспорте. Освещены особенности применения программного комплекса «Универсальный механизм» в области компьютерного моделирования динамики железнодорожных экипажей на различных этапах проектирования и эксплуатации.

Сборник предназначен для специалистов, занимающихся вопросами динамики, прочности, износа на железнодорожном транспорте, а также может быть полезен для студентов и аспирантов железнодорожных вузов.

Редактор издательства Т.И. Королёва  
Компьютерный набор А.В. Сакало, Е.Г. Бартулёва, Р.В. Ковалёв

Организационный комитет

Председатель:

Погорелов Дмитрий Юрьевич, д.ф.-м.н., проф.

Технический комитет:

Ковалев Роман Васильевич, к.т.н.

Сакало Алексей Владимирович, к.т.н.

Бартулёва Елена Григорьевна

Темплан 2018 г., п. 7

---

Подписано в печать 23.03.18      Формат 60×84 1/8. Бумага офсетная.  
Офсетная печать. Усл.печ.л. 4,89 Уч.-изд.л. 4,89 Тираж 50 экз. Заказ

---

Издательство Брянского государственного технического университета  
241035, Брянск, бульвар 50 лет Октября, 7, БГТУ. Тел. 58-82-49  
Лаборатория оперативной полиграфии БГТУ, ул. Институтская, 16

**ISBN 978-5-906967-87-9**

© Брянский государственный  
технический университет, 2018

## СОДЕРЖАНИЕ / CONTENTS

Предисловие / Introduction.....	7
<b>LIN Peng-zhen, WANG Ya-peng</b> Analysis on Shear-lag Effect of Thin-walled Box Girders Based on Vehicle-Track-Bridge Coupled vibration.....	8
<b>LIU Wei, LIU Zhen-guang, BU Ji-lin, LEI Qiang</b> Floating Slab Track Parameter Optimum Design Based On TMT'S Systematic Method.....	10
<b>Nugraha P.A., Rosyada M.F.</b> Dynamics Analysis of Light Rail Vehicle Multibody Systems.....	13
<b>D. Pogorelov</b> Simulation of maglev trains in universal mechanism software.....	14
<b>Edwin Vollebregt</b> Wheel/rail contact geometry processing in "CONTACT" .....	17
<b>Kwanje WOO</b> A Study on the Relationship between Derailment and Radius of Track where Switches are Installed.....	20
<b>ZHANG Nan, ZHOU Shuang</b> A Vehicle-Bridge Interaction Dynamic System Analysis Method Based on Inter-System Iteration.....	23
<b>Агапов Д.Г.</b> Компьютерное моделирование перспективного межрегионального экспресса в программном комплексе «Универсальный механизм».....	25
<b>Волохов Г.М., Овечников М.Н., Князев Д.А., Тимаков М.В.</b> Моделирование роста трещины в осях железнодорожного подвижного состава.....	27

<b>Воронкова М.И., Овечников М.Н., Шабуневич В.И.</b> Применение масштабного эффекта для объектов подвижного состава и инфраструктуры.....	30
<b>Зарифьян А.А., Талахадзе Т.З., Гребенников Н.В., Черников В.В., Харченко М.В., Дудкевич В.П.</b> Компьютерная модель перспективного маневрового тепловоза с модульной энергетической установкой.....	33
<b>Исаев А.В., Петренко В.</b> К вопросу совместного применения методов трасологии и математического моделирования для определения причин сходов подвижного состава.....	36
<b>Кобищанов В.В., Антипин Д.Я., Чечулин Е.С.</b> Обоснование технических решений межвагонных переходов на основе твердотельного математического моделирования.....	39
<b>Ковалёв Р.В., Сакало А.В.</b> Международное тестирование программ моделирования продольной динамики поездов.....	42
<b>Колотыркин И.П., Петухов В.Н.</b> Создание моделей сложных технических систем в среде SimInTech.....	45
<b>Конохов Д.В., Федяева Г.А., Надточей А.Г.</b> Моделирование энергоэффективной системы управления асинхронным тяговым электроприводом.....	48
<b>Лютак Р.Д.</b> Исследование динамических характеристик грузового вагона на тележках 18-100 и на инновационных тележках.....	51
<b>Михеев Г.В., Родиков А.Н., Круговова Е.А.</b> Моделирование динамики монорельсового транспорта с учетом упругости пути.....	54

<b>Михеев Г.В., Томашевский С.Б.</b> UM FEA – новый инструмент для подготовки упругих подсистем в динамических моделях ПК «Универсальный механизм».....	57
<b>Родиков А.Н., Погорелов Д.Ю.</b> Прогнозирование износа профилей железнодорожных колес в ПК «Универсальный механизм».....	60
<b>Савоськин А.Н., Васильев А.П.</b> Выбор модели взаимодействия колеса и рельса при реализации вращающего момента и при боковых колебаниях экипажа.....	63
<b>Сакало В.И., Сакало А.В.</b> Выбор критерия для моделирования процесса накопления контактно-усталостных повреждений в колёсах железнодорожного подвижного состава.....	67
<b>Симонов В.А., Керенцев Д.Е., Погорелов Д.Ю.</b> Оценка профилей колес вагонов по критериям динамики, износа и усталостной прочности с учётом их эволюции в процессе эксплуатации.....	70
<b>Тарасов А.Н., Малахов В.Н., Федяева Г.А., Ковалёв Р.В.</b> Моделирование системы управления тяговым электроприводом локомотива с совместным регулированием асинхронных двигателей.....	74
Именной указатель / Author index.....	77

## ПРЕДИСЛОВИЕ

Главная цель семинара состоит в том, чтобы собрать в одном месте представителей академической и прикладной науки и предприятий, обеспечив, таким образом, возможность плодотворных дискуссий и обмена мнениями.

Семинар преследует следующие цели:

- обсуждение вопросов компьютерного моделирования динамики железнодорожного транспорта, расчета прочности и износа узлов и деталей подвижного состава;
- обмен опытом, повышение эффективности применения специализированных программных продуктов для инженерного анализа.

В рамках семинара организована школа пользователей программного комплекса «Универсальный механизм» (ПК УМ), где рассмотрены особенности применения программного комплекса для компьютерного моделирования железнодорожных экипажей на различных этапах проектирования и эксплуатации, проведены консультации по использованию ПК УМ. Представлены доклады пользователей, а также доклады разработчиков о последних достижениях и планах развития программного комплекса.

## INTRODUCTION

The main goal of the workshop is to gather in one place participants from industry, academic and research institutions and centres and thus provide the possibility of fruitful discussions.

Objectives:

- discussion of computer simulation of dynamics, strength and wear of rolling stock, railway track and infrastructure;
- exchange of views, increase of specialized software efficiency for engineering analysis.

Throughout the workshop a school for “Universal Mechanism” software users is organized, where the features of using this software for computer simulation of railway vehicles in various stages of design and operation are considered and consultations on the use of "Universal mechanism" software are provided. The users and developers reports about the latest developments and plans for the development of software are presented.

ISBN 978-5-906967-87-9. Компьютерное моделирование в железнодорожном транспорте: динамика, прочность, износ. Брянск, 2018.

УДК 629.4

**LIN Peng-zhen, WANG Ya-peng**

School of civil Engineering, Lanzhou Jiaotong University  
303 room, School of civil engineering, Lanzhou Jiaotong University,  
No.88, West Anning Road, Anning District, Lanzhou City, Gansu Province, China  
Phone: +86-13919174098; fax: +86-931-4938572; e-mail: pzlin@mail.lzjtu.cn

**ANALYSIS ON SHEAR-LAG EFFECT OF THIN-WALLED  
BOX GIRDERS BASED ON VEHICLE-TRACK-BRIDGE  
COUPLED VIBRATION**

**Key words:** Thin-Walled Box Girders, Shear-lag Effect, Vehicle-Track-Bridge, Coupled Vibration.

**Introduction**

The cross section of box girder has been widely used in many kinds of bridges nowadays because of its good structural properties. The dynamic loads acting on box girder are often eccentric loads, which often leads to box girder longitudinal bending, lateral bending, torsion and distortion; From the stress point of view this eccentric load, due to the role of bending and torsion in the cross-section will have a longitudinal normal stress and shear stress, as a result of lateral bending and distortion will produce in the box girder transverse bending stress and shear stress. Due to the long flange plate of the thin-walled box girder, transverse forces and shear flow in the plane of the plate exist on the longitudinal edge of the flange under the bending load; under the action of force flow, it will produce shear torsional deformation and can no longer follow the assumption of flat section as the beam rib. Shear torsional deformation with the flange shape in the plane and along the longitudinal edge shear flow distribution is generally speaking, the shear deformation of the narrow flange is not large, its mechanical properties close to the simple beam theory assumption, and Because of the partial deformation of the wide flange, the flange far away from the beam does not participate in the bending work. That is to say, the compressive stress on the flange decreases as the distance from the beam increases Known as the "shear lag", referred to as shear lag effect. Overall, the shear lag effect refers to the phenomenon that the vertical normal stress of the flange plate is unevenly distributed in the transverse direction due to the influence of the shear deformation of the upper and lower flanges of the box girder.

Based on the dynamic interaction of vehicle line and bridge, the shear lag effect of the key section of the box girder is analyzed with the track irregularity as an incentive.



### Computer simulation

The vehicle model was set up by UM software, the bridge model was established by ANSYS software, the bridge model was imported into UM by the method of fixed section modal synthesis, the vehicle-line-bridge dynamic interaction model was established, the wheel-rail contact model was simplified by Kalker model. Only with vertical irregularity as the excitation source, the shear lag effect of box girder under different vehicle speeds is analyzed.

### Conclusion

Taking the 32 m single box single chamber simple box girder of China high speed railway as an example, this method is used to analyze the shear lag effect of the box girder. The results show that the shear lag effect obtained by this method is closer to the behavior of the box girder under the real operating condition, and the method provides a new idea for the optimal design of the box girder.

### REFERENCES

1. LIN Peng-zhen, ZHOU Shi-jun. Analysis on Shear-lag Effect of Box Girders Girders Based on Flange-slab Shear Deformation Law [J]. Journal of The China Railway Society. 2011, 33(4): 100-104. in Chinese.
2. ZHANG Yuan-hai. Theoretical Analysis of Bridge Structure [M]. Beijing: Science Press, 2007. in Chinese.
3. ZHOU Shi-jun. Shear Lag Analysis of Box Girders [J]. Engineering Mechanics. 2008, 25(2): 204-208. in Chinese.
4. LIN Peng-zhen, ZHOU Shi-jun, LIU Feng-kui. Additional Axial Force Analysis Caused by Parabolical Shear Lag Warping Displacement [J]. Engineering Mechanics. 2010, 27(8): 90-93,119. in Chinese.
5. Reissner E. Analysis of Shear Lag in Box Beams by the Principle of Minimum Potential Energy [J]. Quart.-Appl -Math, 1946, (4): 268-278.
6. LIN Peng-zhen, SUN Li-xiang, YANG Zi-jiang, JI Wei. Research on Shear Lag Effect of Twin-Cell Box Girders [J]. Journal of Railway Engineering Society. 2014,1:59-65. in Chinese.
7. LIN Pengzhen, SUN Lixiang, JI Wei, YANG Zijiang. Distortion effect of double track railway box girders with speed of 250km/h [J]. Journal of Railway Science and Engineering. 2016,13(4): 594-599. in Chinese.
8. XIANG Haifan. The higher bridge structure theory [M]. 2nd edition. Beijing: China Communications Press, 2013. in Chinese.

*Материал поступил в редколлегию 06.03.18.*

ISBN 978-5-906967-87-9. Компьютерное моделирование в железнодорожном транспорте: динамика, прочность, износ. Брянск, 2018.

УДК 629.4

**LIU Wei<sup>1</sup>, LIU Zhen-guang<sup>1</sup>, BU Ji-lin<sup>1</sup>, LEI Qiang<sup>2</sup>**

<sup>1</sup>CRRC Zhuzhou Times New Material Technology Co., Ltd, China  
58 District of Liyu Industrial Zone, Heilongjiang Road,  
Tianyuan District, Zhuzhou, Hunan Province, China  
Phone: +86 18173356053, Email: liuwei11402@163.com

<sup>2</sup>Sichuan Tongsuan Technology Co., Ltd, China  
Room 1813, No.118, Section 2, Pengzu Road, Pengxi Town,  
Pengshan District, Meishan City, Sichuan Province, China  
Phone: +86 18702839989, Email: leiqiang@tong-suan.com

## **FLOATING SLAB TRACK PARAMETER OPTIMUM DESIGN BASED ON TMT'S SYSTEMATIC METHOD**

**Key words:** systematic method, floating slab track, dynamic simulation.

### **Introduction**

In this paper, a systematic method is adopted to study the design parameters of a subway floating slab track. Vehicle system and track system (including floating slab) are treated as an interactive whole system in this systematic method. The strategy of the systematic method is shown in Figure 1, in which the vehicle-track-bridge system simulation platform is established based on UM software, and the parameters of floating slab track, vehicle operation parameters and bridge structure parameters are put into this systematic simulation platform to analyze system dynamic response, including dynamic response of the track structure (including track vibration characteristics, track mechanical characteristics and track deformation characteristics), wheel/rail wear characteristics (including wheel/rail contact parameters, wheel/rail interactive force and wheel/rail wear work), vehicle operation performance (including vehicle riding index and vehicle safety index) and the dynamic response of the bridge (including bridge vibration characteristics, Bridge mechanical characteristics and Bridge deformation characteristics). At last, based on the system simulation results, the optimized parameters of the floating slab are proposed considering system vibration attenuation effects, wheel/rail lower dynamic force, wheel/rail lower wear as well as TMT (CRRC Zhuzhou Times New Material Technology CO., LTD.) products design process.

### **Simulation approach**

Based on the strategy of vehicle-track-bridge system method (as shown in Figure 1), vehicle-track-floating slab coupling dynamic simulation model is established, as shown in Figure 2. The main research content of the floating slab

design parameters are as follows by studying the system dynamic interaction performance of vehicle, track and floating slab.

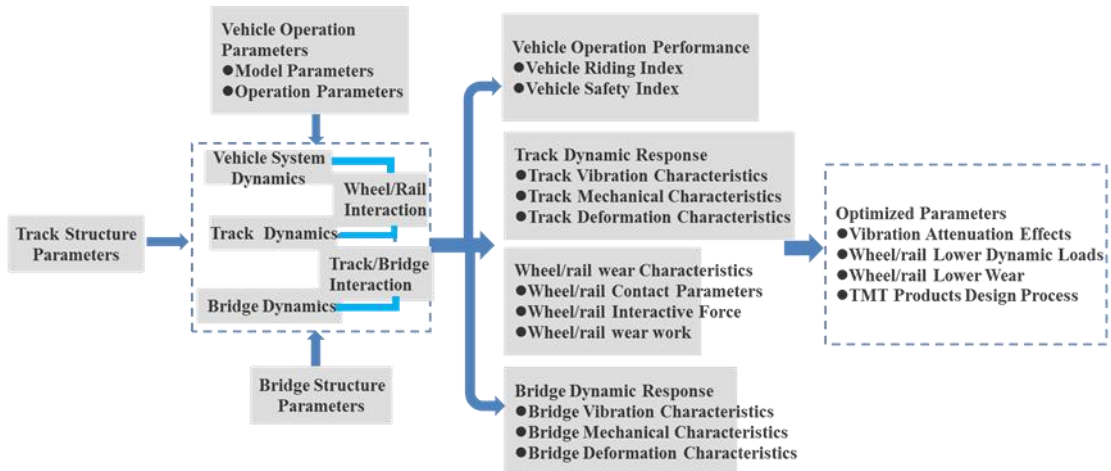
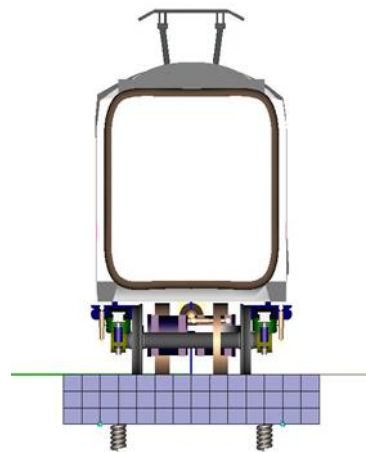


Figure 1. The Strategy of Systematic Method



(a)



(b)

Figure 2 Vehicle-track-floating slab coupling dynamic model

1. Parameters optimization of the transition section of floating slab. System dynamic performances are calculated via the calculation of different arrangement and stiffness of shear hinges and different arrangements of the vibration isolators in the transition section.

2. Parameters optimization of adjacent floating slabs. The dynamic performance of adjacent floating slabs can be optimized by increasing the numbers of vibration isolators between transition section and standard section of the floating slab track.

3. Parameters optimization of the length of floating slab transition section. The length of the transition section floating slab was optimized by calculation the system dynamic performance with different slab length.

4. Parameters optimization of the standard section of floating slab. In this part, the influence of the parameters matching characteristics of vibration isolators and rail fasteners on the system dynamic performance was studied.

### **Conclusion**

1. It will have the same loads status (compression status) of the adjacent fasteners near the transition point if the longitudinal space of the vibration isolators been decreased to 0.6m and using two sets of shear hinges, this method can effectively improve the fasteners loading status near the transition point; with the increase of the shear hinges stiffness, the difference of the fastener reaction force near transition point will decrease.

2. As for adjacent floating slabs, if increasing the number of vibration isolators and using shear hinge will effectively increase the loading condition near the transition point.

3. In consideration of both dynamic performance and economic cost, the optimum length of the floating slab in transition section is 15 m.

4. In the last part, the optimal parameter combination of vibration isolators and fasteners is proposed.

### **REFERENCES**

1. Sun Xiaojing, Liu Weining. Applications of Floating Slab Track Framework for Vibration and Noise Control in Urban Rail Traffic [J]. China Safety Science Journal, 2005, 15(8):65-69.
2. Cui F, Chew C H. The Effectiveness of Floating Slab Track System Part I Receptance Methods [J]. Applied Acoustics, 2000, 61(4): 441-453.
3. Zhang baocai, Xu Zhenxiang. Applications of the Steel Spring Floating Track Bed for Vibration and Noise Control in Urban Rail Traffic [J]. China Railway Science, 2002, 23(3):68-71.
4. Gu Aijun, Fan Junjie. Analysis of Vertical Vibration Energy Transmission of the Floating Slab Track Structure [J]. Journal of the China Railway Society, 2004, 26(5):125-128.

*Материал поступил в редколлегию 06.03.18.*

ISBN 978-5-906967-87-9. Компьютерное моделирование в железнодорожном транспорте: динамика, прочность, износ. Брянск, 2018.

УДК 629.4

**Nugraha P.A., Rosyada M.F.**

Engineering, Research and Development Department  
PT Industri Kereta Api (Persero)  
Madiun, Indonesia

Jl. Yos Sudarso No.71 Madiun, Phone: (62-351) 452271-74 Fax: (62-351) 452275  
Website: www.inka.co.id, email: sekretariat@inka.co.id

## **DYNAMICS ANALYSIS OF LIGHT RAIL VEHICLE MULTIBODY SYSTEMS**

**Key words:** LRT, Multibody systems, Stability, Safety, Sperling Index.

Light Rail Transit or light rail vehicle provides solution for urban mobility and environmental problems. LRT have benefits such as high capacity load, free congestion, and no pollutions. As the final process of the LRT cars design, dynamics analysis of railcar is required. Purpose of dynamic analysis is to ensure the train can operate safely and comfortably. The dynamic behavior of LRT car is approached using multibody system model.

Using multibody systems software, LRT cars are simulated on various operating conditions to evaluate their performance. Performance of LRT cars on tangent and curve track are evaluated based on UIC 518 standard. Study of bolster effect on curving performance is done by varying usage of bolster both on motor car and trailer. Analyze of ride comfort and its impact to human health based on Sperling Ride Index criteria. Additional work is given to calculate the natural frequencies with the vibration mode of the carbody.

It is concluded that LRT cars dynamic performance has passed UIC-518 standard. The maximum allowable speed of LRT cars on the minimum main radius existing is 45 km/h. The use of bolster proved to reduce guiding force and lateral-vertical force ratio. LRT cars are judged to be comfortable until maximum design speed, with ride comfort index below 2.5 on Sperling Ride Comfort Index.

In further research should consider the interconnection forces in the train-set. Validation of the simulation results should be done by testing the LRT cars on the actual track.

*Материал поступил в редколлегию 06.03.18.*

ISBN 978-5-906967-87-9. Компьютерное моделирование в железнодорожном транспорте: динамика, прочность, износ. Брянск, 2018.

УДК 629.4

**D. Pogorelov**

Bryansk State Technical University  
 Bulv. 50 let Oktyabrya, 7, 241035, Bryansk, Russia  
 +7 4832 568637, pogorelov@umlab.ru

## **SIMULATION OF MAGLEV TRAINS IN UNIVERSAL MECHANISM SOFTWARE**

**Keywords:** maglev dynamics, simulation, magnet control.

### **Introduction**

A new UM module for simulation of maglev train dynamics has been developed in 2017. The module can be used for simulation of both EMS (electromagnetic suspension) and EDS (electrodynamic suspension) vehicles, but EMS implementation in UM has been developed in more details. In the case of EDS, the user should use external models of electrodynamic forces, e.g. in Matlab/Simulink or in UM Block Editor.

Here we consider some basic tools, which allow the user to simulate EMS maglev systems, Figure 1.

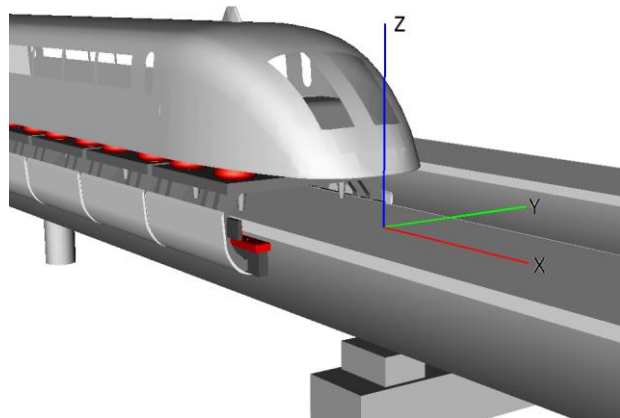


Figure 1. Model of EMS maglev vehicle

### **Some features of maglev train modeling in UM**

Each model of an EMS maglev includes controlled electromagnets of two types, the levitation and guidance magnets, Figure 2. Each of the magnets is a rigid or flexible body with one or several force elements of the ‘Maglev force’ type. Two magnet force elements are assigned to each of the magnets in the model of maglev train, which is delivered with UM as an example, Figure 1, 2.

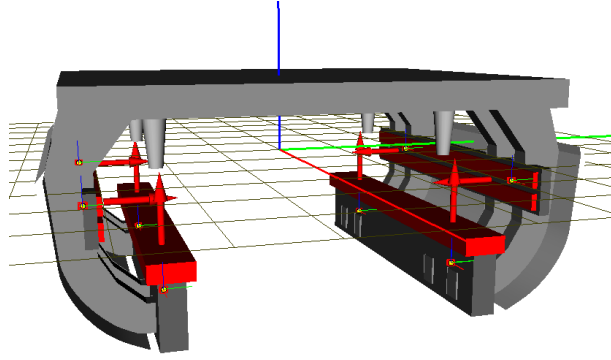


Figure 2. Bogie with levitation and guidance magnets

Further important elements, which are recommended to be included in the model of a maglev vehicle, are spring-damper models of accelerometers. These models are connected with each of the maglev force elements and used in magnet controls.

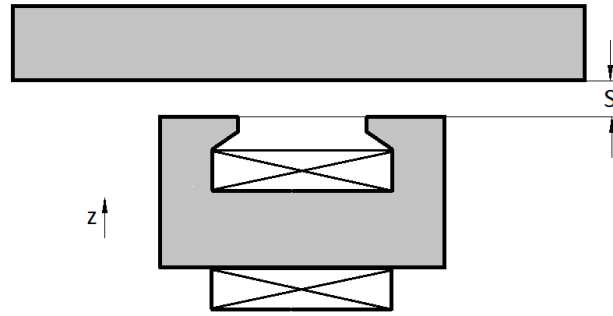


Figure 3. Electromagnet

Two magnet models are implemented in UM. A simplified spring-damper model of a magnet is the simplest one. It does not take into account the controller effects, but sometimes this model is useful, [1], [2]. In particular, such model is recommended to be used for evaluation of natural frequencies of UM maglev models.

A single pole magnet model is the most frequently used in maglev simulation; see e.g. [3], [4], [5].

The electromagnet force is computed according to the formula

$$F = \kappa \left( \frac{I}{S} \right)^2 \quad (1)$$

where  $I$  is the current,  $s$  is the magnet gap, and  $\kappa$  is the magnet constant. The following magnet control is used:

$$U = U^0 + U_s \Delta S + U_v \dot{S} + U_{is} \int_0^t \Delta S dt - U_a \ddot{Z} \quad (2)$$

Here  $U$  is the voltage, and  $U_s, U_v, U_{is}, U_a$  are the control constants.

**UM Maglev** allows the user to solve the following basic problems:

- solving eigenvalue problem, in particular drawing root loci, Figure 4;
- analysis of control system stability;

- estimation of vehicle vibrations due to irregularities;
- estimation of vehicle dynamic performances on curving;
- analysis of flexible track influence of the vehicle dynamics.

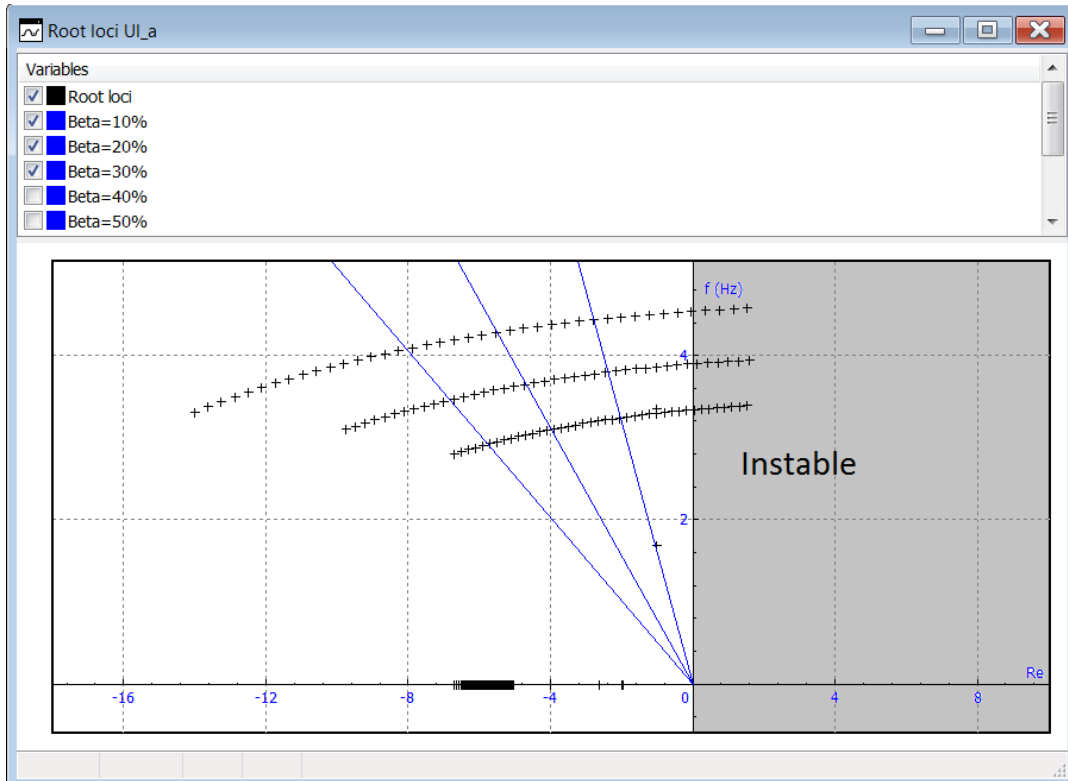


Figure 4. Root loci

Supported by the Russian Foundation for Basic Research under grant 17-01-00815.

## REFERENCES

1. S. Ren, A. Romeijn, and K. Klap. Dynamic simulation of the maglev vehicle/guideway system. *Journal of Bridge Engineering*, 2009, Vol. 15, P. 269–278.
2. N. Hägele, and F. Dignath. Vertical dynamics of the Maglev vehicle Transrapid. *Multibody Syst Dyn*, 2009, Vol. 21(3), P. 213–231.
3. E. Gottzein, and B. Lange. Magnetic suspension control systems for the MBB high speed train. *Automatica*, 1973, Vol. 11(3), P. 271–284.
4. G. Shen, R. Meisinger, and G. Shu. Modelling of a high-speed Maglev train with vertical and lateral control. *Vehicle System Dynamics*, 2008, Vol. 46, no. Supplement, P. 643–651.
5. D. Pogorelov. *Zur Dynamik der Magnetschwebbahn*. Institutsbericht IB-9. Institut B fuer Mechanik, Universitaet Stuttgart, Stuttgart, 1986.

*Материал поступил в редколлегию 06.03.18.*



УДК 629.4

**Edwin Vollebregt**

VORtech CMCC

P.O. Box 260, 2600 AG Delft, The Netherlands

Tel. 0031-15-285 0128, edwin.vollebregt@vortech.nl

## WHEEL/RAIL CONTACT GEOMETRY PROCESSING IN “CONTACT”

**Key words:** wheel-rail contact, contact geometry, vehicle dynamics, wear, RCF damage.

### Introduction

Wheel/rail contact plays an important role in the dynamics of rail vehicles, affecting the stability, curving behavior, derailment, and the generation of wear and damage phenomena. It is a hard topic, due to the subtle dependence of the wheel/rail interaction on the shape of the profiles, the mutual positioning of wheel and rail, and their relative (creep) velocity. Over the years, many computational methods have been developed, ranging from simplified and fast to detailed and slow.

Within this range, Kalker’s variational theory [1], as implemented in CONTACT [4], is currently considered as “the golden standard” against which other models are benchmarked [2]. It has long been considered too slow for use in vehicle dynamics. This is changing by the speed-up of computers and solvers; it is possible today to use CONTACT in dynamic simulations, as provided in Universal Mechanism.

The reliability of CONTACT depends on the quality of the input data, i.e. the local geometry of the surfaces in and around the contact region. This raises the issue of wheel/rail contact geometry processing. We have developed new techniques for this, that account for the local geometry in a detailed way.

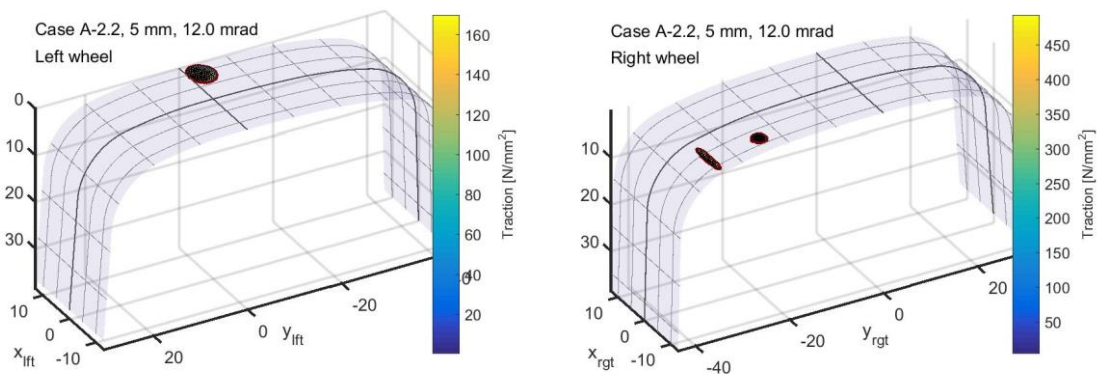


Figure 1. Illustration of contact patches for a wheelset that’s steering to the right,  $y_{ws} = 5\text{mm}$ ,  $\psi_{ws} = 12.0\text{mrad}$  [4].

## Outline of the computations

The physical mechanisms of contact are different between normal and tangential directions (pressure versus friction). This distinction leads to a separation in computational methods also. For the normal part, common methods are the Hertzian theory, semi-Hertzian and virtual interpenetration approaches, and variational theory [2]. For the tangential part, the relevant methods are Polach's algorithm and Fastsim, based on simplified elasticity equations, and the variational theory, using "full" linear elasticity [2].

Before solving the contact problem, it must be considered where contact occurs. This leads to the separation of three steps in the computations:

1. The contact geometry problem – locating the points or regions where contact occurs;
2. The normal problem – solving the shape and size of the contact area, with corresponding pressures and normal force;
3. The tangential problem – computing the frictional, tangential tractions, the actual slip, and regions where slip and adhesion occur.

In our work, we split the first step into two parts.

- 1.a The *contact location* problem – locating the points or regions where contact occurs;
- 1.b The *local geometry* problem – computing the normal interpenetration distance, and the surfaces' relative, tangential motion.

The benefit of the distinction is that the two steps work on different kinds of information. Separating the steps makes each one smaller, working on the best fit representation, and easier to understand.

## Generic solution, including the effects of the yaw angle

The main innovation implemented in CONTACT is to adopt rigorous multibody formalisms throughout the computations, cf. [3] for instance. That is, multiple "markers" are defined to precisely identify different points and orientations. A generic library is created for defining grids, and for moving these around between different coordinate systems. Using this, we can compute the contact geometry in a detailed and generic way:

- Define a grid for the wheel surface, sweeping the wheel profile around its axle;
- Place the wheel grid in the wheelset using the wheel radius and flange back distance;
- Place the wheelset on the track using a lateral shift, with roll and yaw angles;
- Place the wheel surface in the track using a straight-forward coordinate conversion;
- Define the rail curve similarly, placed in the track using the gauge width and gauge measuring height;

Local and global coordinates are generically linked via

$$\vec{p}_g = \vec{o}_l + R_l \vec{p}_l$$

Here,

$$\begin{bmatrix} 4.23 \\ 2.5 \\ 0 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 2.5 \\ 1.5 \\ 0 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0.87 & -0.5 & 0 \\ 0.5 & 0.87 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} 2 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix}$$

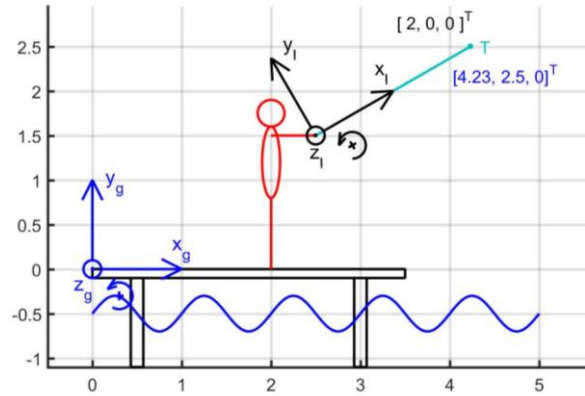


Figure 2. Multibody formalisms revolve about the motion of points with respect to different coordinate systems, with generic conversion formulas.

- Interpolate the wheel and rail surfaces to a common set of points;
- Subtract the wheel and rail surfaces, to get the interpenetration.

The contact location problem uses these steps for the vertical interpenetration function. The local geometry problem then computes the normal interpenetration in the same way, with a tangent plane defined by the “contact reference angle” and the so-called “contact reference position”. The rigid slip (creepage), needed for the tangential problem, is computed subsequently, using the velocities at the wheel surface obtained in the multibody formalism.

## Conclusion

Given the wheel and rail profiles, and relative positions, the steps for generating the inputs to CONTACT are automated. The main innovation is to adopt multibody formalisms rigorously. This allows to account fully for the effects of the yaw angle, without the complicated mathematics needed in formula-based approaches. At a later stage, the method will be extended for the detailed analysis of conformal contact situations.

## REFERENCES

1. Kalker, J.J. Three-Dimensional Bodies in Rolling Contact. / J.J. Kalker. – Kluwer Academic Publishers, 1990. – 314 p.
2. Meymand, S.Z. A survey of wheel-rail contact models for rail vehicles / S.Z. Meymand, A. Keylin, M. Ahmadian // Vehicle system dynamics. – 2016. – V.54. – P. 368-428.
3. Shabana, A.A. Dynamics of Multibody Systems, 4<sup>th</sup> edition. / A.A. Shabana. – Cambridge University Press, 2013. – 384 p.
4. Vollebregt, E.A.H. User guide for CONTACT, Rolling and sliding contact with friction: report TR09-03, version 18.1. / E.A.H. Vollebregt. – Delft (The Netherlands): VORtech BV, 2018. – 135 p.

ISBN 978-5-906967-87-9. Компьютерное моделирование в железнодорожном транспорте: динамика, прочность, износ. Брянск, 2018.

УДК 629.4

**Kwanje WOO**

Aviation and Railway Accident Investigation Board  
 Ministry of Land, Infrastructure and Transport, Republic of Korea  
 30121, Sejong Business Center A-604, Gareum-Ro 232, Sejong City, Republic of Korea  
 Phone +82-44-201-5433/Fax +82-44-201-5427/dr.wookj@gmail.com

## **A STUDY ON THE RELATIONSHIP BETWEEN DERAILMENT AND RADIUS OF TRACK WHERE SWITCHES ARE INSTALLED**

**Key words:** Derailment Coefficient, Radius of Track, Switches.

### **Introduction**

In principle, switches should be installed on the straight track. Due to the space restrictions, however, switches are frequently installed on curved track. Engineering specification of the AMTRACK specifies that to the extent practicable, avoid placing switches and crossovers on curves [1]. CALTRAIN [2] and CN Engineering Specification for Industrial Tracks [3] also specifies that switches and crossovers shall be placed 100 feet minimum from point of switch to horizontal curves. Industrial Track Design [4] says that all main track turnouts will be No.10 or larger. Track Design Handbook for Light Rail Transit [5] limited that switches can be constructed within curved track in strict alignment management condition.

In this paper the effect of the location where switch is installed is investigated by using computational analysis using multi-body simulation program.

### **Simulation model**

In this paper commercial multi-body simulation program UM (Universal Mechanism) is used to calculate derailment coefficient on switches. And for the train model, one car of electrical multiple unit is modeled as Figure 1.

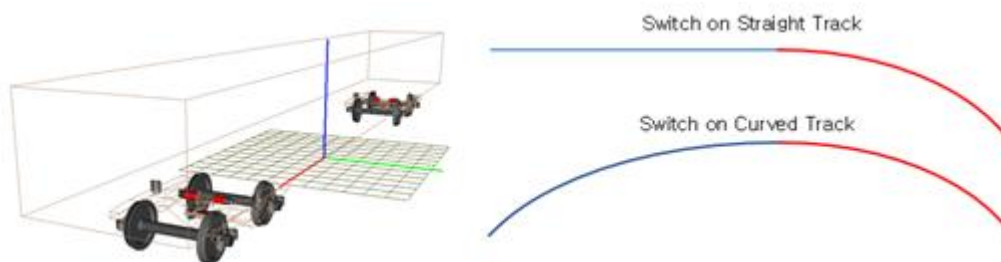


Figure 1. Train Model (Left) and Track model (Right)

Three cases are considered for the location where switches are installed. First case is straight track followed by switch (top of Figure 1 (Right)). Second case is curved track followed by switch (bottom of Figure 1 (Right)). Third case is when the switches are installed on transition curve.

For simplicity track and switch are assumed to be installed on horizontal plane and assumed that there are no irregularities.

### Effect of installation location

Summary of simulation for the three cases are shown in Figure 2. As expected the derailment coefficient is highest when the switch is installed on curved track. The derailment coefficient is lowest when the switch is installed on straight track. When the switch is installed on transition curve, the derailment coefficient is medium. The magnitude of wheel lift also follows the same trend.

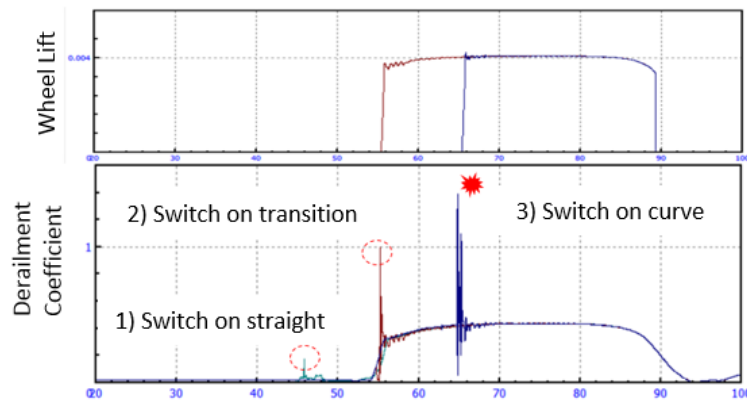


Figure 2. Simulation Result

Figure 3 shows the reason why the derailment coefficient increase when the switch is installed on curved track. The entry angle for this case is high compared to the case when the switch is installed on straight track. Thus the lateral forces between wheel and rail gets high at the tip of the switch when the switch is installed on curved track and derailment coefficient increases, too.

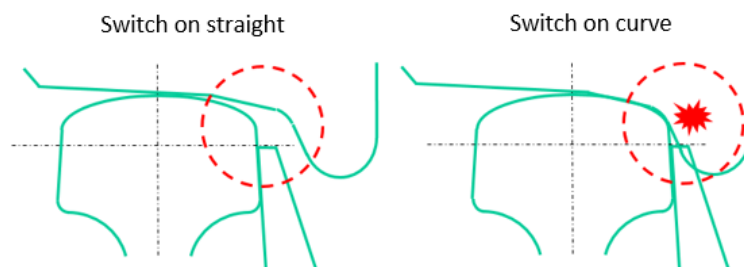


Figure 3. Entry conditions

### Effect of radius of switch

When the switch is installed on a straight track, the effect of the radius of switch is investigated. The simulation result shows that as the radius of the switch decreases the magnitude of derailment coefficient increases (Figure 4).

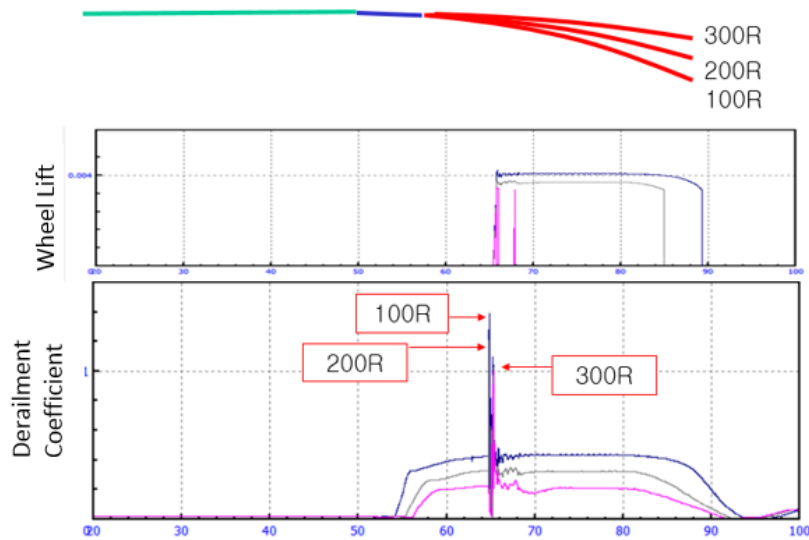


Figure 4. Effect of radius of switch

### Effect of radius of curved track

When the switch is installed on a curved track, the effect of the radius of the curve is investigated. The simulation result shows that as the radius of the curve decreases the magnitude of derailment coefficient increases (Figure 5).

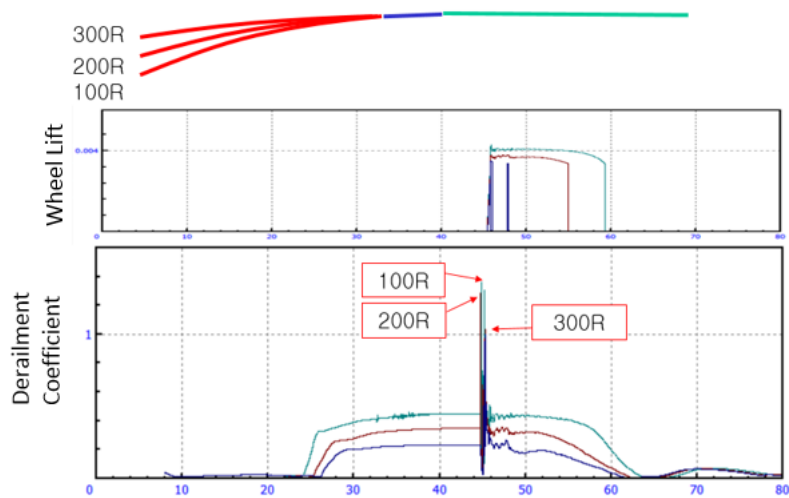


Figure 5. Effect of radius of curve

### REFERENCES

1. Track Design Specification, AMTRACK Engineering, March 1, 2003
2. CALTRAIN Design Criteria, Chapter2 – Track
3. Industrial Track Design
4. CN Engineering Specifications for Industrial Tracks
5. TCRP R PT 57 – Track Design Handbook for Light Rail Transit

ISBN 978-5-906967-87-9. Компьютерное моделирование в железнодорожном транспорте: динамика, прочность, износ. Брянск, 2018.

УДК 629.4

**ZHANG Nan, ZHOU Shuang**

School of civil Engineering, Beijing Jiaotong University  
615 room, School of civil engineering, Beijing Jiaotong University,  
No.3, Shangyuan Village, Haidian District, Beijing, China  
Phone:13910503299;fax:010-51683786;e-mail:nzhang@bitu.edu.cn

## **A VEHICLE-BRIDGE INTERACTION DYNAMIC SYSTEM ANALYSIS METHOD BASED ON INTER-SYSTEM ITERATION**

**Key words:** vehicle-bridge interaction, Dynamic system, Inter-history iteration, Dynamic analysis.

### **Introduction**

The vehicle subsystem is modeled by the rigid-body dynamics method, the bridge subsystem is modeled by the FEM, the wheel-rail contact relation is defined by the corresponding assumption in vertical direction and the simplified Kalker creep theory in lateral direction, and track irregularity is regarded as excitation. An inter-system history integral procedure is used to solve the dynamic equilibrium equations of vehicle-bridge interaction system.

### **Simulation approach**

The bridge subsystem is assumed to have no deformation first to solve vehicle equation to obtain the time histories for vehicle motion and wheel-rail force. The motion status of bridge subsystem can be calculated by acting the obtained wheel-rail force to the bridge. Then the new wheelset exciter is formed by superimposing the time history of deck motion and track irregularity. The next iteration is carried through until the wheel-rail force obtained from the two successive iteration steps meets the convergence condition. The iteration between the vehicle and bridge subsystems within each time step can be avoided in the proposed method and the calculation convergence can be easily promoted by artificially controlling the iteration process, which can improve the calculation efficiency for the dynamic analysis of vehicle-bridge interaction.

### **Conclusion**

As a case study, this method together with the traditional time step iterative method are used to analyze the vehicle-bridge interaction dynamic system of a freight train with 30 t axle-load running through a continuous rigid frame bridge

with the span of  $(70+3*120+70)$  m. Results show that the calculation efficiency of the proposed method is higher than that of traditional time step iterative method and number of times for solving equations is only 44% of traditional time step iterative method.

## REFERENCES

1. XIA He, ZHANG Nan. Dynamic interaction of vehicle and structures [M]. Beijing: Science Press, 2005. in Chinese.
2. XU Youlin, ZHANG Nan, XIA He. Vibration of coupled train and cable stayed bridge system in cross wind [J]. Engineering Structure, 2004, 26:1845-1855.
3. ZHAI Wanming. Vehicle-track coupling dynamic [M]. Beijing: Science Press, 2007. in Chinese.
4. LI Xiaozhen. Studies on theory and application of train-bridge system coupling vibration in high-speed railway [D]. Chengdu, Southwest Jiaotong University, 2000, in Chinese.
5. DINH Van Nguyen, KIM Ki Du, WARNITCHAI Pennung. Dynamic analysis of three-dimensional bridge-high-speed train interactions using a wheel-rail contact model [J]. Engineering Structure, 2009, 31:3090-3106.
6. SHEN Z Y, HEDRICK J K, ELKINS J A. A comparison of alternative creep force models for rail vehicle dynamic analysis [J]. Vehicle system dynamic: international journal of vehicle mechanics and mobility, 1983, 12(1/2/3): 79-83.
7. LAW S S, ZHU X Q. bridge dynamic responses due to road surface roughness and braking of vehicle [J]. Journal of sound and vibration. 2005, 282(3): 805-830.
8. JU Shenhaw, LIN Hungta, HSUEH Chungcheng, et al. A simple finite element model for vibration analysis induced by moving vehicles [J]. International journal for numerical methods in engineering, 2006, 68(12): 1232-1256.

*Материал поступил в редколлегию 06.03.18.*



ISBN 978-5-906967-87-9. Компьютерное моделирование в железнодорожном транспорте: динамика, прочность, износ. Брянск, 2018.

УДК 629.4

**Агапов Д.Г.**

Лаборатория вычислительной механики  
Брянский государственный технический университет  
Россия, 241035, г. Брянск, бульвар 50 лет Октября, 7  
(4832) 568637, dagapov@umlab.ru

## **КОМПЬЮТЕРНОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ПЕРСПЕКТИВНОГО МЕЖРЕГИОНАЛЬНОГО ЭКСПРЕССА В ПРОГРАММНОМ КОМПЛЕКСЕ «УНИВЕРСАЛЬНЫЙ МЕХАНИЗМ»**

**Ключевые слова:** моделирование динамики железнодорожного экипажа.

В программном комплексе «Универсальный механизм» [1] были созданы модели трёх видов вагонов перспективного межрегионального экспресса: моторный, безмоторный и головной. Вагоны различаются массой кузова, массой тележки и положением центра масс. Все модели вагонов имеют достаточно большое количество изменяемых параметров. Это позволило использовать возможности модуля оптимизации UM Experiments для быстрого анализа влияния того или иного параметра на динамику вагона в целом или какого-либо его отдельного элемента. На рис. 1 и 2 представлены внешний вид модели моторного вагона и отдельно его тележки.

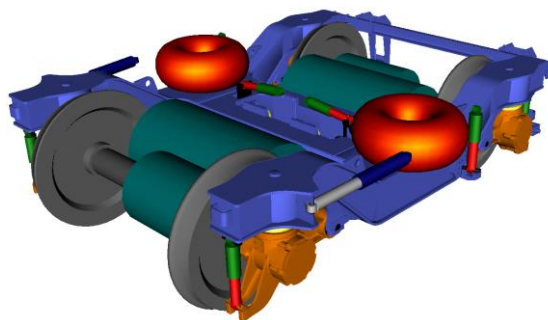


Рис. 1. Внешний вид модели тележки моторного вагона

Моделирование динамики вагонов проводилось в нескольких режимах: проезд по прямому участку пути на скоростях 140, 160 и 180 км/ч, проезд по криволинейному участку пути с радиусом 300 м на скорости 85 км/ч, проезд по криволинейному участку пути с радиусом 650 м на скорости 110 км/ч, проезд по криволинейному участку пути с радиусом 2000 м на скорости 160 км/ч. Длина участка составила 1000 м. Была предпринята попытка получения неровностей по спектрам, заданным в нормах РД 32.68-96 [2,3]. В результате использованы неровности, предоставленные ВНИИЖТ, которые соответствуют нормам РД 32.68-96 [2].

Исследовались следующие динамические показатели: рамные силы, боковые силы, показатели горизонтальной динамики колёсных пар, показатели вертикальной динамики первой ступени рессорного подвешивания, показатель динамики второй ступени рессорного подвешивания, коэффициенты запаса устойчивости схода колёсных пар, показатели горизонтальной и вертикальной плавности хода.

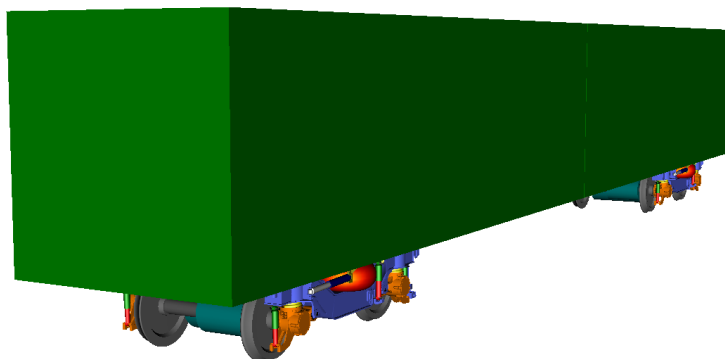


Рис. 2. Внешний вид модели моторного вагона

На основе анализа результатов расчёта были настроены параметры подвески вагонов. Настраивались, в основном, параметры подвески в поперечном направлении (зазор в упорах, характеристика гасителя отбоя, поперечная жёсткость пневморессоры). Связано это с тем, что показатель горизонтальной плавности хода превышал допустимые нормами значения. Например, первоначальное значение зазоров в упорах отбоя было настолько мало, что приводило к частому их срабатыванию, что негативно сказывалось на поперечных ускорениях контрольных точек кузова. В результате настройки параметров получено соответствие расчётных показателей требованиям действующих норм. Введение каких-либо дополнительных элементов подвески не потребовалось.

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Погорелов, Д.Ю. Новые инструменты моделирования динамики рельсовых экипажей в ПК "Универсальный механизм" / Д.Ю. Погорелов, Р.В. Ковалев // III научно-технический семинар «Компьютерное моделирование в железнодорожном транспорте: динамика, прочность, износ» (6-7 апреля 2016 г.): сборник тезисов / под ред. Д.Ю. Погорелова. – Брянск: БГТУ, 2016. – С. 54-56. ISBN 978-5-89838-885-0.
2. РД 32.68-96 Расчетные неровности железнодорожного пути для использования при исследованиях и проектировании пассажирских и грузовых вагонов.
3. Черняк, А.Ю. Моделирование случайных возмущений в системе «рельсовый экипаж – путь» // Вестник Восточноукраинского национального университета. им. В. Даля. – Луганск, 2003. – №9. – С. 173-177.

*Материал поступил в редколлегию 06.03.18.*

ISBN 978-5-906967-87-9. Компьютерное моделирование в железнодорожном транспорте: динамика, прочность, износ. Брянск, 2018.

УДК 629.4

**Волохов Г.М., Овечников М.Н., Князев Д.А., Тимаков М.В.**

АО «Научно-исследовательский и конструкторско-технологический институт подвижного состава» (АО «ВНИКТИ»)  
140402, Россия, Московская обл., г. Коломна, ул. Октябрьской революции, д. 410  
8 (496) 618-82-18 доб. 19-71, 11-12,15-77, vnikti\_kp@list.ru

## **МОДЕЛИРОВАНИЕ РОСТА ТРЕЩИНЫ В ОСЯХ ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНОГО ПОДВИЖНОГО СОСТАВА**

**Ключевые слова:** живучесть, формула Периса, механическое напряжение, оси колесных пар.

### **Введение**

В процессе эксплуатации на поверхности осей возникают механические повреждения, вызванные различными причинами, в том числе попаданием фрагментов балласта на большой скорости. Повреждение поверхности может развиваться в трещиноподобный дефект, который в свою очередь при дальнейшем развитии приведет к полной потере несущей способности оси. Интервал времени между осмотрами осей на предмет наличия повреждений должен быть гарантированно меньше, чем время, в течение которого трещина может развиваться до критических размеров. Таким образом, результаты исследования в области развития трещин актуальны при назначении периодичности осмотров.

Объектами исследования были фрагменты сплошной и полый осей, выполненные из стали EA4T (EN 13261) [1] диаметрами 190 и 195 мм соответственно (диаметр полости 65 мм), запрессованные в технологическую ступицу.



Рис. 1. Внешний вид объектов исследования

## Моделирование роста трещины

В области заделки были нанесены повреждения, после чего в поврежденном сечении круговым изгибом было реализовано номинальное напряжение (без учета концентрации на повреждении) амплитудой 160 МПа. От повреждения развивались трещины, глубина которых измерялась с течением времени. Данные по росту трещин представлены на рис. 2.

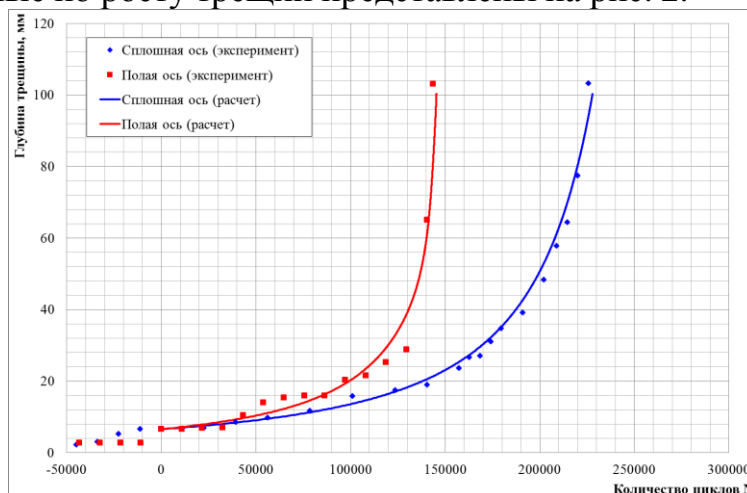


Рис. 2. Экспериментальные данные и результаты обработки

В качестве основного допущения для математической обработки было принято, что развитие трещин происходит согласно уравнению Периса:

$$\frac{dl}{dN} = C \cdot (\sigma \sqrt{\pi l})^m \quad \text{— для сплошной оси и} \quad \frac{dl}{dN} = C \cdot f(l) \cdot (\sigma \sqrt{\pi l})^m \quad \text{— для полых}$$

оси, где поправка  $f(l)$  вызвана различием площадей «живых сечений» в исследуемых осях. Геометрический расчет показал, что поправочная функция  $f(l)$  может быть задана в виде полинома:

$$f(l) = 3,86 \cdot 10^{-11} l^6 - 1,04 \cdot 10^{-8} l^5 + 9,97 \cdot 10^{-7} l^4 - 4,20 \cdot 10^{-5} l^3 + 8,30 \cdot 10^{-4} l^2 - 5,57 \cdot 10^{-3} l^1 + 1,01.$$

Хотя решение уравнения Периса [2], [3] для сплошной оси является тривиальным, интегрирование проводилось численным методом с применением электронных таблиц EXCEL [4], где также выполнялась обработка экспериментальных данных методом наименьших квадратов (МНК) [5]. Результаты математической обработки также представлены на рис. 2. При этом постоянные уравнения Периса получились  $m = 3,20$ ;  $C = 2,7 \cdot 10^{-14}$  для сплошной и  $m = 3,24$ ;  $C = 2,8 \cdot 10^{-14}$  для полых осей соответственно. Значения показателя  $m$  степени хорошо согласуются с данными компании «Лукини»:  $m = 2,9 \div 3,1$  [6].

Полученные таким образом характеристики были использованы совместно с блоком нагрузок (рис. 3) для моделирования роста трещин при разных напряжениях и оценки живучести осей в эксплуатации.

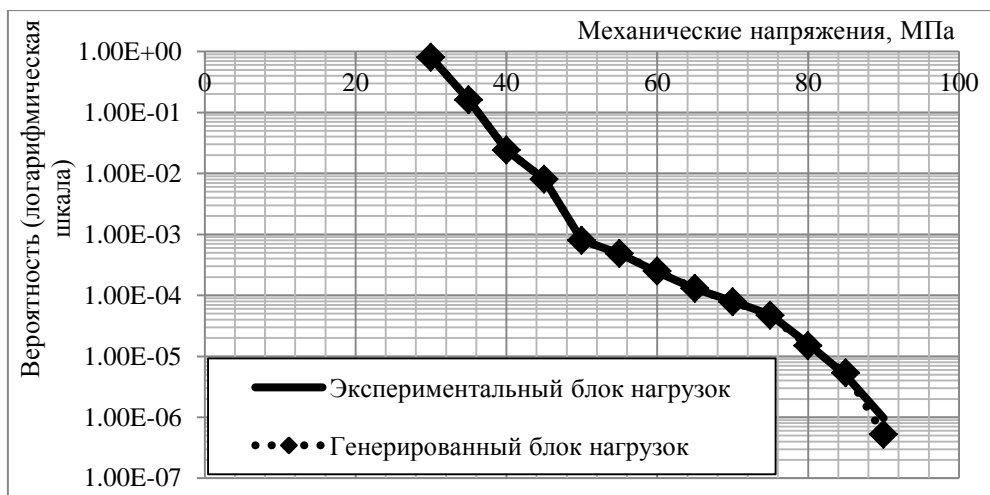


Рис. 3. Блок нагрузок

Дальнейшие расчеты с использованием программирования на языке VBA [7] в EXCEL показали, что развитие трещины в полой оси от начальной глубины 1,8 мм до критической глубины, принятой равной половине диаметра оси, занимает порядка 80 000 000 циклов нагружений (при выбранном блоке нагрузок), что соответствует 260 000 км пробега с колесами диаметром 1050 мм по кругу катания.

### Заключение

Таким образом, изложенная методика может служить основанием при разработке рекомендаций по проведению периодичности осмотра осей на наличие трещин.

### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. EN 13261. Railway applications. Wheelsets and bogies. Product requirements (MOD). 2003.
2. Иванова, В.С. Разрушение металлов. – М.: Металлургия, 1979. – 168 с.
3. Гудков, А.А. Трещиностойкость стали. – М.: Металлургия, 1989. – 376 с.
4. Volokhov G. M., Timakov M. V., Protopopov A. L., Knyazev D. A. 17TH INTERNATEONA WHEELSET CONGRESS. New technologies increasing operational lifecycle of wheelsets. September 22-27, 2013, Kiev, Ukraine. (ERWA - European Railway Wheels Association, UNIFE – the European rail industry, KWL – an Interpipe brand). Part 1, p. 133-137.
5. Линник, Ю.В. Метод наименьших квадратов и основы теории обработки наблюдений. – М.: Физматлит, 1958. – 336 с.
6. Cantini, S. Structural reliability assessment of railway axles / S. Cantini, S. Beretta. – Lucchini RS, 2011. – 208 p.
7. Глушаков, С.В. Программирование в среде Widows: учебный курс / С.В. Глушаков, И.В. Мельников, А.С. Сурядный. – Харьков: Фолио; М.: АСТ, 2001. – 488 с.

*Материал поступил в редколлегию 06.03.18.*

ISBN 978-5-906967-87-9. Компьютерное моделирование в железнодорожном транспорте: динамика, прочность, износ. Брянск, 2018.

УДК 629.4

**Воронкова М.И., Овечников М.Н., Шабуневич В.И.**

Акционерное общество Научно-исследовательский и конструкторско-технологический институт подвижного состава (АО «ВНИКТИ»)  
140402, г. Коломна, Московская область, ул. Октябрьской революции, 410  
Телефон: (496) 618-82-18, доп. 13-34. Факс: (496) 618-82-27

## **ПРИМЕНЕНИЕ МАСШТАБНОГО ЭФФЕКТА ДЛЯ ОБЪЕКТОВ ПОДВИЖНОГО СОСТАВА И ИНФРАСТРУКТУРЫ**

**Ключевые слова:** масштабный эффект, конечно-элементные модели, модальный и гармонический анализ.

Масштабный эффект – это уменьшение статической и усталостной прочности при увеличении размеров образцов. Общеизвестное его объяснение: в идентичных сечениях больших образцов больше абсолютное число микротрещин, дислокаций и т.п. и, следовательно, вероятность разрушения идентичных сечений в больших образцах выше, чем в малых [1].

Первое объяснение физики масштабного эффекта в статике объектов было приведено в статье Дж.Б.С. Холдейна «О целесообразности размера», опубликованной еще в 1926 году: «...великаны не только в 10 раз выше среднего человека, но в 10 раз шире и в 10 раз плотнее, т. е. их общий вес в 1000 раз превышает вес среднего человека... Поперечный срез костей таких великанов в 100 раз превышает срез костей среднего человека; следовательно, каждые 6 квадратных сантиметров кости гиганта должны выдержать нагрузку в 10 раз большую, чем 6 квадратных сантиметров кости среднего человека...»

Предложено также объяснение физики масштабного эффекта в динамике [2], заключающееся в том, что изменение масштаба исследуемого объекта влечет за собой обратно-пропорциональное изменение его собственных частот. И, следовательно, при динамическом нагружении резонансы на определенных собственных частотах в большом объекте наступают значительно раньше, чем в малом объекте, что и объясняет более раннее разрушение больших объектов.

В данной работе приведены результаты применения масштабного эффекта в динамике разномасштабных конечно-элементных (КЭ) моделей некоторых объектов подвижного состава и инфраструктуры. Расчеты напряженно-деформированного состояния (НДС) моделей проводились с помощью комплекса PATRAN-NASTRAN. Модальный анализ этих моделей также выявил обратную пропорциональность изменений их собственных частот при изменении масштабов моделей.

Важной проблемой является накопление повреждений в конструкциях. На рисунках приведены результаты гармонического анализа натуральных и уменьшенных в 10 раз КЭ моделей, например, оси и колеса (рис. 1) и ж/д насыпи и вагона (рис. 3). Видим, что в одинаковых частотных диапазонах резонансных пиков перемещений (аналогично и напряжений) в идентичных сечениях больших моделей всегда будет больше, чем в малых. Следовательно, и повреждаемость больших моделей всегда будет значительно выше.

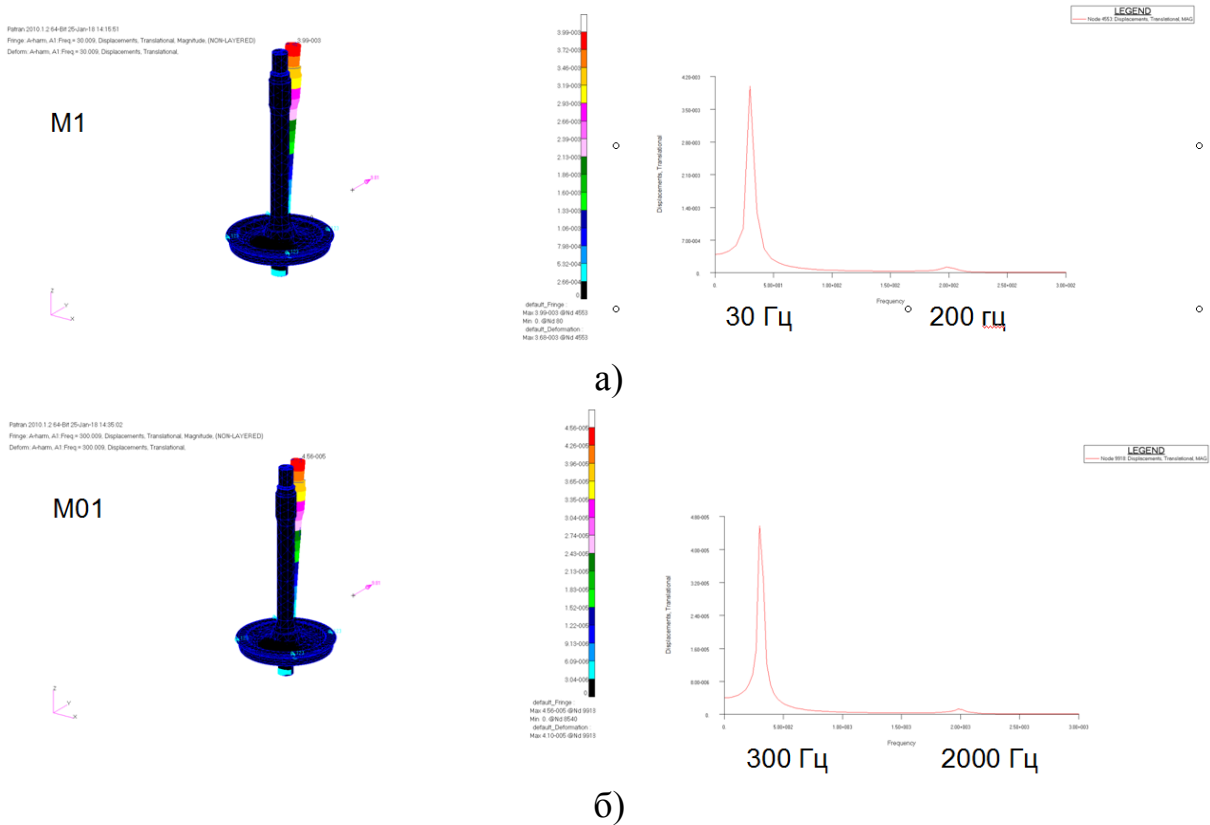


Рис. 1. Расчетные магнитуды перемещений для узлов натурной (а) и уменьшенной в 10 раз (б) моделей оси и колеса

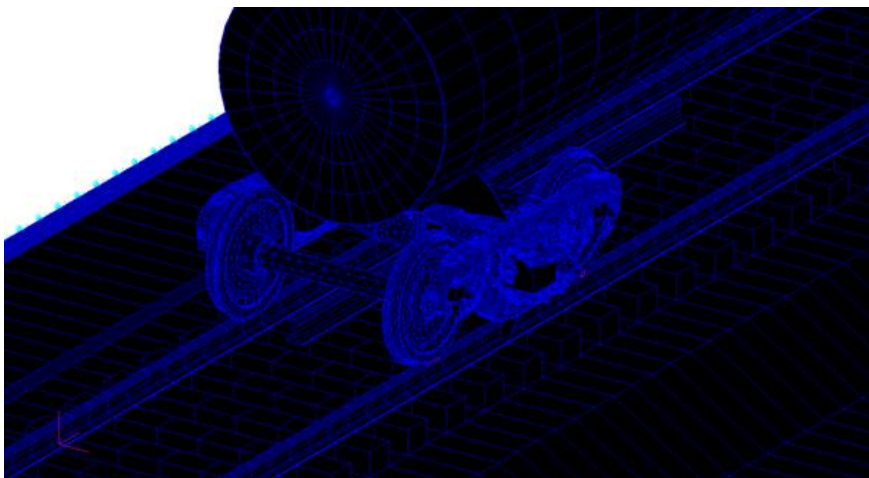
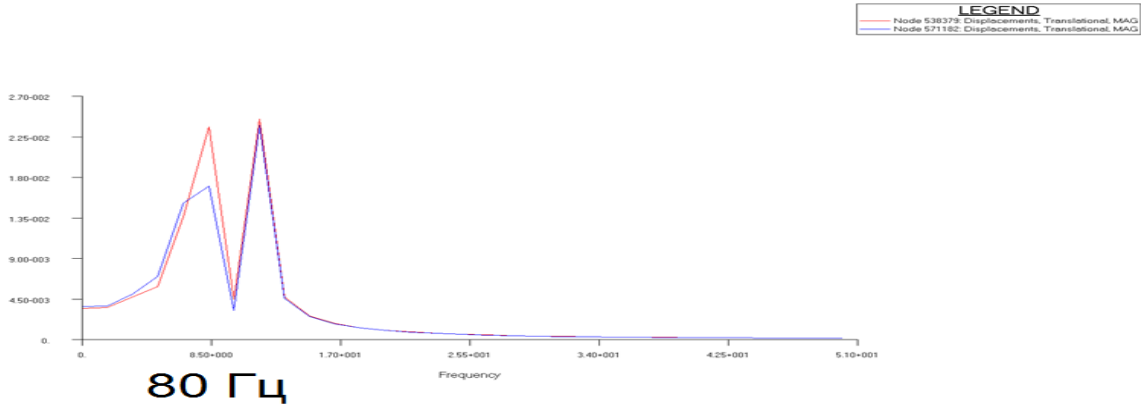
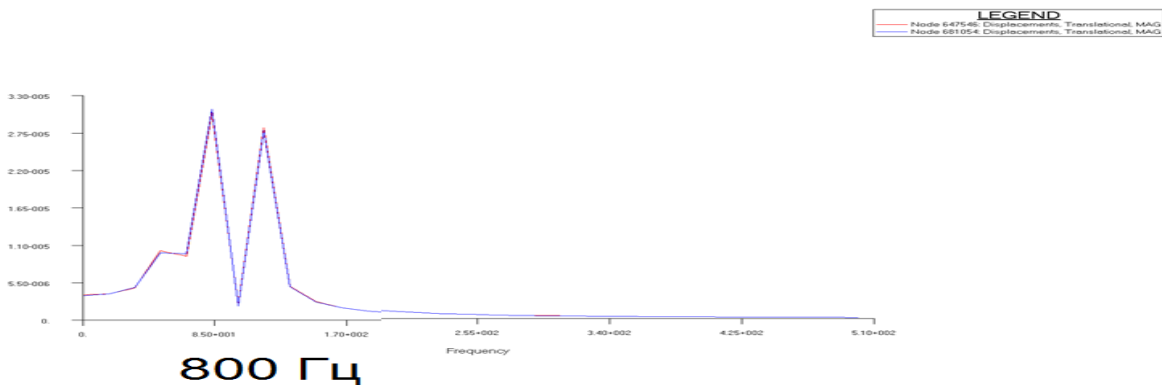


Рис. 2. Вид КЭ моделей ж/д насыпи и вагона

**M1**

а)

**M01**

б)

Рис. 3. Расчетные магнитуды перемещений для узлов натурной (а) и уменьшенной в 10 раз (б) моделей ж/д насыпи и вагона

В результате проведенной работы можно сделать вывод, что более высокая повреждаемость больших объектов по сравнению с идентичными малыми объектами (масштабный эффект) может быть объяснена следующим: в рассматриваемых частотных диапазонах нагружения в больших объектах имеется значительно большее количество собственных частот, чем в малых объектах и, следовательно, число резонансных пиков параметров НДС в идентичных сечениях больших объектов значительно больше, чем в малых.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Болотин, В.В. Статистические методы в строительной механике. – М.: Гос. изд-во литературы по строительству, архитектуре и строительным материалам, 1961. – 202 с.
2. Шабуневич, В.И. Масштабный эффект в динамике различных объектов. Примеры применения. LAP LAMBERT Academic Publishing, 2013. – 262 с.

*Материал поступил в редколлегию 06.03.18.*



ISBN 978-5-906967-87-9. Компьютерное моделирование в железнодорожном транспорте: динамика, прочность, износ. Брянск, 2018.

УДК 629.4

**Зарифьян А.А., Талахадзе Т.З., Гребенников Н.В.,  
Черников В.В., Харченко М.В., Дудкевич В.П.**

ФГБОУ ВО «Ростовский государственный университет путей сообщения»  
344018, г. Ростов-на-Дону, пл. Народного Ополчения, 2  
E-mail: zarifian\_aa@mail.ru

## **КОМПЬЮТЕРНАЯ МОДЕЛЬ ПЕРСПЕКТИВНОГО МАНЕВРОВОГО ТЕПЛОВОЗА С МОДУЛЬНОЙ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ УСТАНОВКОЙ**

**Ключевые слова:** тепловоз, энергетическая эффективность, модульная энергетическая установка.

### **Введение**

Железнодорожный транспорт является одним из крупнейших потребителей топливно-энергетических ресурсов (ТЭР) в Российской Федерации, расходуя около 5% электроэнергии и почти 11% дизельного топлива, причем основная доля расхода ТЭР компанией ОАО «РЖД» приходится на тягу поездов [1]. Таким образом, чтобы успешно и эффективно осуществлять грузовые перевозки по железным дорогам России, необходимо не только повышать массу поездов и пропорционально увеличивать число движущих осей и мощность локомотивов, но и решить ряд технических задач, направленных на улучшение их топливно-энергетических показателей.

### **Анализ режимов работы тепловозов**

Режимы работы маневровых тепловозов определяются реальными условиями эксплуатации. В [2] выполнен анализ использования мощности тепловозов. В процессе работы мощность тепловоза используется далеко не в полном объеме: коэффициент использования мощности (отношение мгновенного значения мощности к номинальному значению) при средней мощности находится в интервале 0,18...0,27, что влечет за собой неэффективный расход энергоресурсов. Наиболее остро эта проблема стоит для маневровых тепловозов.

### **Способ повышения энергетической эффективности тепловоза**

Так как тепловоз имеет силовую дизель-генераторную установку и многодвигательный тяговый электропривод, то повышение его энергоэффективности представляет собой задачу двухуровневой оптимизации.

На первом уровне (многодвигательный тяговый электропривод), добиться повышения энергетической эффективности представляется возможным за счет оперативного отключения/подключения части тяговых электродвигателей [3]. Такой подход достаточен для электровозов, питающихся от контактной сети, и дает существенное снижение потребления электроэнергии.

Однако для тепловозов с традиционной моноблочной дизель-генераторной установкой требуется перейти ко второму уровню оптимизации для улучшения показателей энергосиловой установки. Одним из подходов здесь является применение силовой установки с несколькими дизельными двигателями [4]. Данное решение позволяет вывести из работы избыточную потребляемую мощность в режимах частичной нагрузки, тем самым снизить расход топлива и, как следствие, повысить технико-экономические показатели локомотива. Также на маневровых тепловозах находит применение гибридный тяговый привод, обеспечивающий значительное снижение потребления топлива и выбросов вредных веществ в атмосферу [5].

На обоих уровнях прослеживается идея оптимизации работы локомотива по требуемой мощности на тягу. В развитие данной идеи предлагается использовать принципиально новую структуру энергетической установки и тягового электропривода. Идея заключается в применении «модульных энергетических колонн», каждая из которых состоит из дизель-генератора, преобразователя и тягового электродвигателя (ТЭД). Число «колонн» равно числу тяговых осей. В качестве теплового двигателя представляется целесообразным применение дизеля системы «ОРОС» с противоположно расположенными цилиндрами и поршнями, а в качестве генератора – вентильно-индукторной электрической машины. Мощность такой «модульной энергетической колонны» определяется мощностью применяемого ТЭД. Главным элементом «энергетической колонны» является дизельный двигатель системы «ОРОС», компьютерная модель которого (без навесного оборудования), построенная в ПК «Универсальный Механизм», приведена на рис. 1.

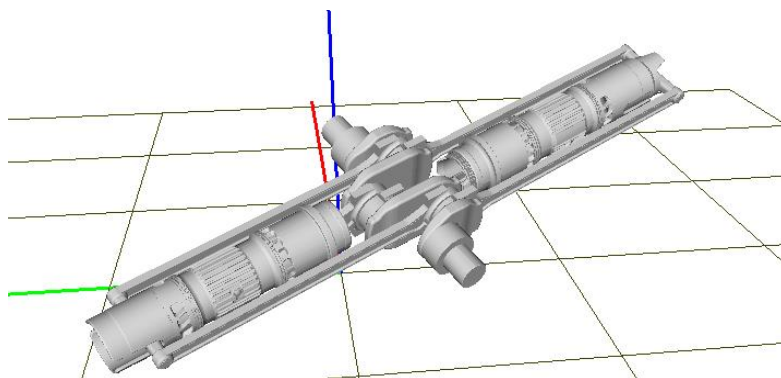


Рис. 1. Компьютерная модель дизеля в ПК «Универсальный механизм»

Накопитель энергии необходим для сглаживания переходных процессов при изменении мощности (ввода/вывода энергетических колонн в работу), а также для рекуперативного торможения. Данная конструкция представляет собой гибридный тяговый привод, но в отличие от существующих не требует накопителя энергии большой мощности и, как следствие, не имеет связанных с ним недостатков.

### Компьютерная модель тепловоза с модульной силовой энергетической установкой

В программном комплексе «Универсальный Механизм» создана компьютерная модель локомотива, предназначенная для исследования процессов, протекающих при движении (рис. 2). Маневровый тепловоз представлен как управляемая электромеханическая система, причем реализована описанная выше структура «энергетических колонн».

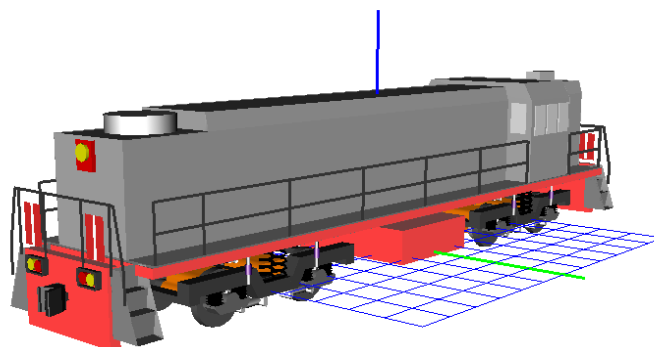


Рис. 2. Компьютерная модель маневрового тепловоза в ПК УМ

#### Заключение

В настоящее время идет доработка модели, созданной в ПК «Универсальный механизм», а также отладка системы управления и электрической части [5], необходимых для создания комплексной электромеханической модели тепловоза.

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Гапанович, В.А. Энергосбережение на железнодорожном транспорте / В.А. Гапанович, В.Д. Авилов, Б.А. Аржанников [и др.]; под ред. В.А. Гапановича. – М.: Изд. дом МИСиС, 2012. – 620 с.
2. Игин, А.В. Оперативный контроль и прогнозирование топливно-энергетической эффективности тепловозов в эксплуатации: автореферат дис.... канд. техн. наук. / А.В. Игин. – М.: МГУПС (МИИТ), 2008. – 22 с.
3. Способ управления энергетической эффективностью локомотива при работе с неполной нагрузкой / А.А. Андриющенко, А.А. Зарифьян (мл.), Ю.А. Орлов, К.П. Солтус / Патент RU 2617857; приоритет от 15.09.2015 – Бюлл. №13. – Опубликовано 28.04.2017.
4. Магнитский, Я.Ю. Повышение экономичности тепловозов включением в секцию нескольких дизелей разной мощности: дисс. ... канд. техн. наук. / Я.Ю. Магнитский. – Ростов-на-Дону: РГУПС, 2002. – 126 с.
5. Le Ballois, S. An experimental setup to study a hybrid drive train for a shunting locomotive / S. Le Ballois, T. Talakhadze, L. Vido, A. Zarifyan // 11th International Conference on Ecological Vehicles and Renewable Energies (EVER2016), April 6-8, 2016, Monte-Carlo (Monaco). Publisher: Institute of Electrical and Electronics Engineers Inc., ISBN: 978-150902464-3, DOI: 10.1109/EVER.2016.7476355.

*Материал поступил в редколлегию 06.03.18.*

ISBN 978-5-906967-87-9. Компьютерное моделирование в железнодорожном транспорте: динамика, прочность, износ. Брянск, 2018.

УДК 629.4

**Исаев А.В.<sup>1</sup>, Петренко В.<sup>2</sup>**

<sup>1</sup>НП «Палата судебных экспертов им. Ю.Г. Корухова»  
196128, г. Санкт-Петербург, Московский пр., д. 149, лит. «А»  
Тел/факс (812) 240-29-04, эл. почта: isaev@avtomashinist.ru  
<sup>2</sup>Вильнюсский технический университет им. Гедиминаса

## **К ВОПРОСУ СОВМЕСТНОГО ПРИМЕНЕНИЯ МЕТОДОВ ТРАСОЛОГИИ И МАТЕМАТИЧЕСКОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ ДЛЯ ОПРЕДЕЛЕНИЯ ПРИЧИН СХОДОВ ПОДВИЖНОГО СОСТАВА**

**Ключевые слова:** сход с рельсов, макрогеометрия пути, продольные силы, автосцепка.

В соответствии с п. 20 ГОСТ Р 57428-2017 «Судебно-трасологическая экспертиза. Термины и определения» (действует с 01.09.2017 г.) [1] объектами судебно-трасологической экспертизы являются материальные носители информации о фактических данных, связанных с устанавливаемым событием, представленные на исследование в установленном порядке. Этот же пункт относит к объектам судебно-трасологической экспертизы следы транспортных средств.

Из всего многообразия определений трасологической экспертизы можно выделить одно:

*Следообразующая сила* – сумма векторов приложенных сил, определяющая взаимное перемещение объектов, участвующих в следообразовании.

Совершенно очевидно, что следообразующая сила соответствует принятой в динамических исследованиях подвижного состава силе давления гребня колеса на головку рельса [2]:

$$Y = A \cdot \left( \frac{4 \cdot k \cdot l_T}{R} \right) + B \cdot F_{TH} + \frac{C \cdot H_C}{2}, \quad (1)$$

где  $A$ ,  $B$  и  $C$  – экспериментально определяемые поправочные коэффициенты;  $H_C$  – центробежная сила;  $F_{TH}$  – результирующая касательных сил;  $R$  – радиус кривой;  $l_T$  – база тележки;  $k$  – коэффициент кривого.

При осмотре места транспортного события важно установить:

- границы следа на следовоспринимающей поверхности (рельс, балласт, шпалы, подкладки);
- точные координаты объектов (начало и окончание следов, расположение единиц подвижного состава и их частей) с фиксацией на координатной сетке.

Помимо этого, необходимо составить подробный акт осмотра места события, технического состояния пути и подвижного состава, а также провести фотографическую фиксацию объектов. Также необходимо иметь подробный попикетный профиль пути с характеристиками кривых и данные последнего замера микрогеометрии пути.

При выполнении этих требований в распоряжении эксперта появляется массив исходных данных, достаточный для использования программного комплекса «Универсальный механизм (УМ)» [3,5].

Для определения причины одного из сходов на путях общего пользования была создана упрощенная модель грузового поезда с одномассовыми моделями рельсовых экипажей (секций локомотива и вагонов). Также в процессе моделирования была воспроизведена макрогеометрия железнодорожного пути. В результате моделирования был воспроизведён процесс движения поезда, определены продольные сжимающие и растягивающие силы в автосцепках локомотива и вагонов.

Из данных расшифровки кассеты КЛУБ было установлено, что при следовании по спуску и в кривой малого радиуса машинист применил одну ступень торможения автотормозами поезда, после чего увеличил тормозной эффект локомотивным тормозом и отпустил автоматические тормоза. При этом скорость движения состава уменьшилась с 16,5 м/с до 11,0 м/с, а уровень максимальных продольных сжимающих и растягивающих сил составил около 400 кН (рис. 1).

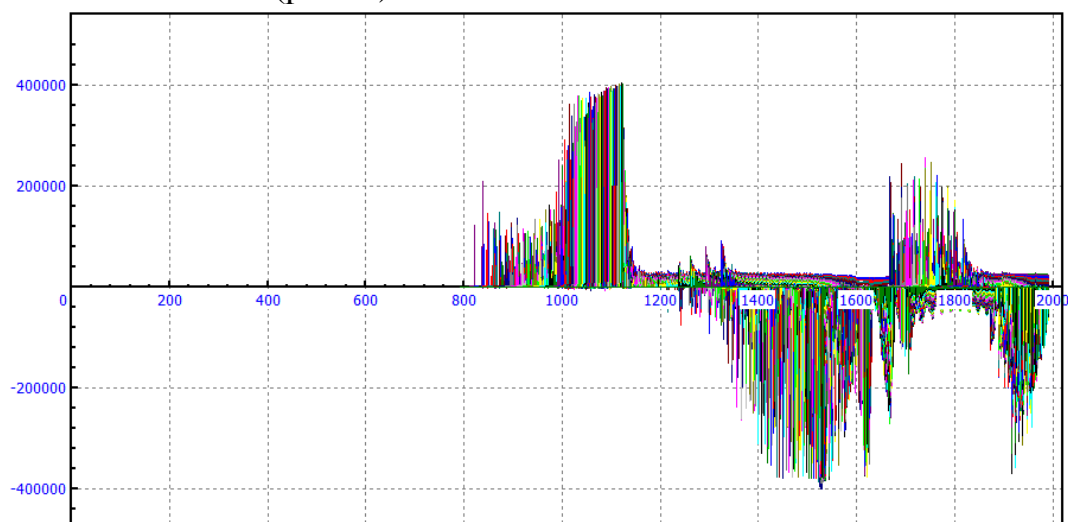


Рис. 1. Продольные силы в автосцепках поезда

Хотя максимальные продольные силы были невелики, но именно в месте схода (отметка 1700 м) возникли значительные знакопеременные продольные силы. Это значит, что сложившиеся обстоятельства (составность поезда, профиль и план пути, режим управления тормозами, образовавшиеся продольные силы в автосцепках) могли послужить причиной аварии – но лишь при наличии неисправностей подвижного состава или железнодорожного пути.

Для определения причины другого схода на путях необщего пользования использовалась компьютерная модель четырёхосного грузового вагона с двухосными тележками моделей 18-100. Целью моделирования являлось сравнение динамического поведения грузовых вагонов при различных зазорах в скользунах, при этом условия моделирования только частично соответствовали реальным условиям. Так макрогеометрия пути, распределение скорости движения и основные параметры грузовых вагонов подобраны к реальным условиям схода вагонов, но микрогеометрия пути, жесткость рельсового полотна, механизм расчета контактных сил колеса и рельсов и другие параметры не соответствуют реальным условиям.

Результаты моделирования показали, что при невысоких скоростях движения подвижного состава в кривых малого радиуса наличие ненормативных зазоров в скользунах тележек грузовых вагонов практически не создает значительного динамического эффекта.

Однако в распоряжении экспертов были результаты трасологического исследования – определение длины следа на следовоспринимающей поверхности, характеристики следа, точные места следов переката гребней через головку и данные измерения параметров пути. Эти сведения в сочетании с результатами моделирования и проведением ситуалогического исследования позволили установить причину схода подвижного состава.

**Вывод.** Для установления причин событий необходимо производить комплекс мероприятий: трасологическое и ситуалогическое исследование в сочетании с расчётами и математическим моделированием. При этом особое внимание следует обратить на полноту и достоверность исходных данных.

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. ГОСТ Р 57428-2017 «Судебно-трасологическая экспертиза. Термины и определения».
2. Вершинский, С.В. Динамика вагона. / С.В. Вершинский, В.Н. Данилов, И.И. Челноков. – М.: 1978. – 352 с.
3. Научно-исследовательская лаборатория «Вычислительная механика» [Электронный ресурс] URL: <http://www.universalmecanism.com>
4. СТО РЖД 1.07.002-2010. Инфраструктура железнодорожного транспорта на участках обращения грузовых поездов повышенного веса и длины. Технические требования.
5. Kovalev, R. Freight car models and their computer-aided dynamic analysis / R. Kovalev, N. Lysikov, G. Mikheev, D. Pogorelov, V. Simonov, V. Yazykov, S. Zakharov, I. Zharov, I. Goryacheva, S. Soshenkov, E. Torskaya // *Multibody System Dynamics*. – 2009. – V.22(4). –P. 399–423.

*Материал поступил в редколлегию 06.03.18.*

ISBN 978-5-906967-87-9. Компьютерное моделирование в железнодорожном транспорте: динамика, прочность, износ. Брянск, 2018.

УДК 629.4

**Кобищанов В.В., Антипин Д.Я., Чечулин Е.С.**

Брянский государственный технический университет  
г. Брянск, бульвар 50 лет Октября, 7  
(4832) 56-04-66, adya2435@gmail.com

## **ОБОСНОВАНИЕ ТЕХНИЧЕСКИХ РЕШЕНИЙ МЕЖВАГОННЫХ ПЕРЕХОДОВ НА ОСНОВЕ ТВЕРДОТЕЛЬНОГО МАТЕМАТИЧЕСКОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ**

**Ключевые слова:** математическое моделирование, межвагонный переход, буферное устройство, гаситель колебаний.

### **Введение**

Анализ мирового опыта конструирования межвагонных связей пассажирских вагонов, включая высокоскоростные поезда, показал, что существует два основных подхода к обеспечению гашения колебаний в межвагонных связях – установка гидравлических гасителей между концевой балкой вагона и корпусом сцепного устройства и установка гидравлических гасителей на штангах, соединяющих торцевые стены сцепленных вагонов.

### **Компьютерное моделирование**

Для второго подхода на первом этапе работы выполнен выбор схемы размещения гидравлических гасителей колебаний в межвагонном пространстве. В качестве критериев выбора приняты обеспечение максимальной эффективности работы гасителя, безопасность прохождения кривых участков пути, включая кривые малого радиуса, прочность зон крепления гасителей и создание минимальных помех осмотру и обслуживанию межвагонного перехода. Анализ схемы размещения оборудования на торцевых стенах отечественных пассажирских вагонов постоянного формирования позволил выделить пять зон возможного расположения гасителей колебаний (рис. 1).

Для обеспечения эффективной работы гасителей колебаний виляния их необходимо располагать на торцевой стене на максимальном удалении от продольной оси вагона. С точки зрения обеспечения безопасности прохождения кривых малого радиуса и удобства обслуживания межвагонного перехода рациональными являются зоны №2 и №4. Исходя из обеспечения прочности элементов торцевой стены вагона, наиболее рациональной является зона расположения гасителей №4.

На втором этапе работы для определения рациональных параметров гасителей колебаний в среде программного комплекса моделирования ди-

намики систем тел «Универсальный механизм» [1] разработана твердотельная компьютерная модель сцепа [2], состоящего из трёх однотипных вагонов поездов постоянного формирования модели 61-4462, принятых в работе в качестве объектов для исследования.

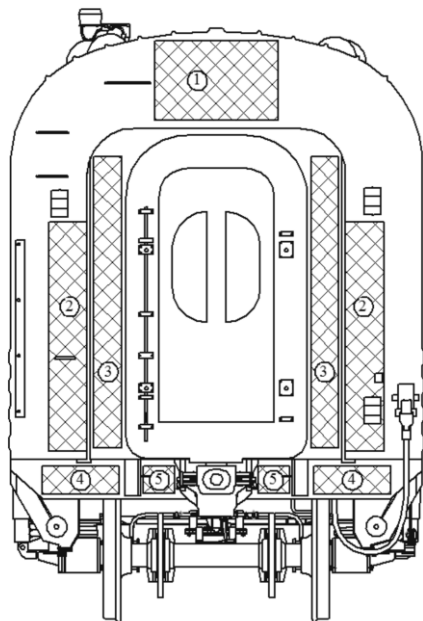


Рис. 1. Зоны торцевой стены вагона, где возможно расположение межвагонных гасителей колебаний

пации энергии поворота корпуса сцепного устройства в плане относительно кузова вагона. Для модифицированной модели сцепа выполнялись многовариантные расчеты, описывающие его движение по прямому участку, в кривых и по стрелочному переводу в диапазоне скоростей от 20 до 160 км/ч. Для каждого расчета коэффициент сопротивления гасителя варьировался в пределах 10-40 кН·с/м с шагом 5 кН·с/м.

В качестве критериев выбора рациональной величины сопротивления гасителей приняты силы отжатия рельса, мощности сил трения в точке контакта гребня колеса с рельсом и коэффициент запаса устойчивости колесной пары против схода с рельсов, определяемый в соответствии с рекомендациями [3].

Анализ результатов многовариантных расчетов показал, что при величине коэффициента сопротивления гасителей колебаний в пределах 20-25 кН·с/м явно наблюдается улучшение динамических показателей пассажирских вагонов, принятых в качестве критериев выбора рационального значения коэффициента сопротивления гасителей колебаний.

На следующем этапе выполнено моделирование движения сцепа с установленными гасителями колебаний, имеющими полученные рациональные параметры коэффициента сопротивления гасителя. Дополни-

Компьютерная модель сцепа сформирована из абсолютно твердых тел, моделирующих кузов вагона с учетом реального расположения тяжеловесного оборудования, основные несущие элементы ходовых частей, сцепное устройство и межвагонные связи. Твердые тела связаны между собой шарнирами, силовыми и контактными элементами, описывающими взаимодействие элементов вагонов между собой.

Определение рациональной величины коэффициента сопротивления гасителей колебаний влияния сцепного устройства производилось путем введения в компьютерную модель сцепа дополнительных элементов дисси-



но в модели в соответствии с рекомендациями [2] исключено опирание межвагонного перехода на корпус сцепного устройства.

По результатам моделирования можно сделать выводы о том, что предложенные конструктивные меры:

- практически не влияют на вертикальные ускорения кузова, коэффициент плавности хода в вертикальной плоскости, мощности сил трения в точке контакта колеса с рельсом по кругу катания колеса, рамные силы и мощности сил трения в точке контакта колеса с рельсом по гребню колеса при движении по прямому участку пути;

- снижают горизонтальные ускорения кузова вагона до 12,3%, коэффициент плавности хода в горизонтальной плоскости – до 14,6%, силы отжатия рельсов – до 19,4%, мощности сил трения в точке контакта колеса с рельсом по гребню колеса – до 8,7%;

- позволяют повысить безопасность в отношении устойчивости колесной пары против схода с рельсов до 24%.

Наибольший эффект от внедрения описанных конструктивных мер наблюдается на переходных режимах движения, связанных с прохождением кривых и стрелочных переходов.

### **Заключение**

В результате проведенной работы определены рациональные зоны размещения межвагонных гидравлических гасителей колебаний. На основе разработанных твердотельных компьютерных моделей сцепа вагонов постоянного формирования и проведенных с их помощью многовариантных расчетов определен коэффициент сопротивления гасителей колебаний, обеспечивающий улучшение динамических качеств вагона. Проведена оценка эффекта от внедрения предложенных конструктивных решений. Показано, что применение рационально расположенного гидравлического гасителя колебаний в межвагонной связи позволяет улучшить динамические характеристики вагона на 19,4% по сравнению с базовой конструкцией и повысить безопасность движения на 24%.

### **СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ**

1. Kovalev, R. Freight car models and their computer-aided dynamic analysis / R. Kovalev, N. Lysikov, G. Mikheev, D. Pogorelov, V. Simonov, V. Yazykov, S. Zakharov, I. Zharov, I. Goryacheva, S. Soshenkov, E. Torskaya // *Multibody System Dynamics*. – 2009. – V. 22. – P. 399-423.
2. Чечулин, Е.С. Влияние конструкции межвагонных связей пассажирских вагонов на их динамические характеристики / Е.С. Чечулин, Д.Я. Антипин, В.В. Кобищанов // *Вестник Брянского государственного технического университета*. – 2014. – № 4. – С. 28-31.
3. UIC OR 518-2009 Testing and approval of railway vehicles from the point of view of their dynamic behaviour-safety-track fatigue-running behaviour. International Union of Railways (UIC) 126 p.

*Материал поступил в редколлегию 06.03.18.*

ISBN 978-5-906967-87-9. Компьютерное моделирование в железнодорожном транспорте: динамика, прочность, износ. Брянск, 2018.

УДК 629.4

**Ковалёв Р.В., Сакало А.В.**

Лаборатория вычислительной механики  
Брянский государственный технический университет  
Россия, 241035, г. Брянск, бульвар 50 лет Октября, 7  
(4832) 568637, kovalev@universalmechanism.com

## **МЕЖДУНАРОДНОЕ ТЕСТИРОВАНИЕ ПРОГРАММ МОДЕЛИРОВАНИЯ ПРОДОЛЬНОЙ ДИНАМИКИ ПОЕЗДОВ**

**Ключевые слова:** продольная динамика поезда, силы в межвагонных соединениях.

### **Введение**

В 2016-2017 годах было проведено международное тестирование программ моделирования продольной динамики поездов. Предпосылки, исходные данные для тестов и результаты компьютерного моделирования представлены в работах [1, 2, 3]. Тесты были организованы центром железнодорожной техники университета центрального Квинсленда, Рокхемптон, Австралия. В тестировании приняли участие девять программ моделирования продольной динамики поезда (TABLDSS, UM, CRE-LTS, TDEAS, PoliTo, TsDyn, CARS, BODYSIM и VOCO) из шести стран. Лаборатория вычислительной механики Брянского государственного технического университета принимала участие в тестировании с программным комплексом «Универсальный механизм».

### **Описание тестов**

Исходные данные для подготовки моделей включали следующее:

- параметры локомотивов и вагонов;
- конфигурация поезда;
- описание геометрии ж.-д. пути;
- начальные условия;
- положение контроллера машиниста как функцию времени.

Для каждого ж.-д. экипажа задавалось количество осей, нагрузка на ось, формула основного сопротивления движению и дополнительного сопротивления в кривой, длина, характеристика поглощающего аппарата, а для локомотивов ещё задавались тяговые кривые и кривые динамического тормоза. Для упрощения постановки задачи при выполнении тестов применялось только динамическое торможение локомотивом, пневматическое торможение всем составом не использовалось. В качестве примера исходных данных на рис. 1, 2 приведены описание геометрии ж.-д. пути и тяговые характеристики локомотива.

Для каждого численного эксперимента сравнивались следующие величины:

- положение первого локомотива как функция времени;
- скорость первого локомотива как функция времени;
- силы в межвагонных соединениях для некоторых экипажей;
- деформация поглощающих аппаратов для некоторых экипажей;
- максимальные сжимающие и растягивающие силы для каждого межвагонного соединения.

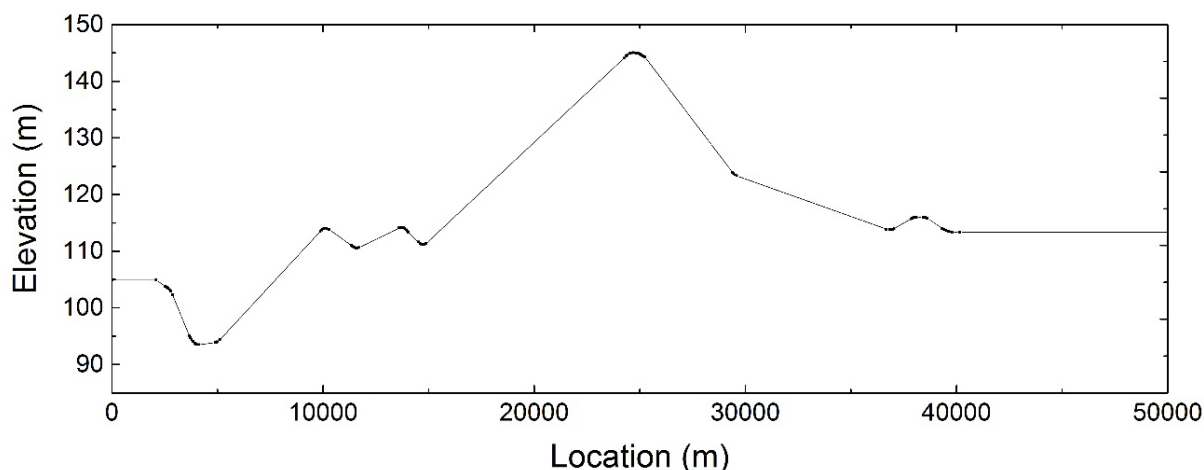


Рис. 1. Вертикальный профиль пути

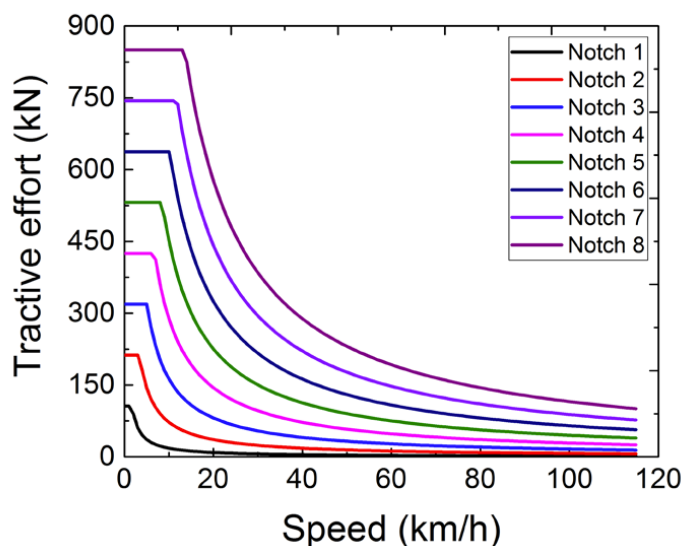


Рис. 2. Тяговые характеристики локомотива

### Результаты сравнения

Полное сравнение результатов моделирования дано в статье [3]. Ниже на рис. 3 в качестве примера приведены максимальные силы в межвагонных соединениях для двух из четырёх рассмотренных конфигураций.

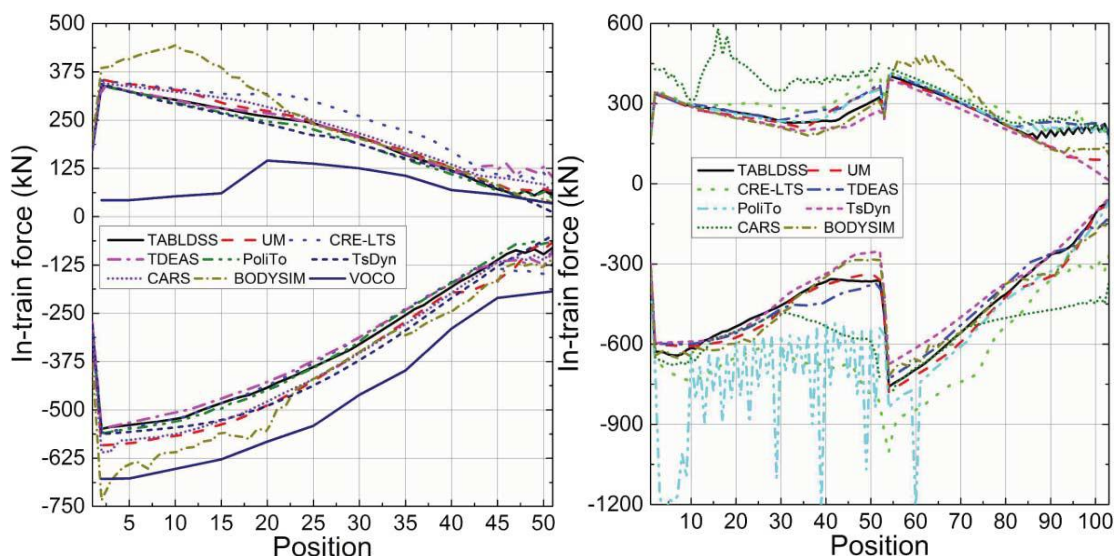


Рис. 3. Максимальные силы в межвагонных соединениях для разных конфигураций поездов, приведено из работы [3]

### Заключение

Результаты компьютерного моделирования, полученные коллективом лаборатории вычислительной механики БГТУ с использованием ПК «Универсальный механизм», по всем сравниваемым величинам находятся в «основной группе» без заметных отклонений. Можно сделать вывод, что «Универсальный механизм» успешно прошёл тесты и входит в число ведущих мировых инструментов для моделирования продольной динамики поезда.

### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Wu, Q. Longitudinal train dynamics: an overview / Qing Wu, Maksym Spiryagin, Colin Cole // *Vehicle system dynamics*. – 2018. – Vol.54(12). – P. 1688-1714.
2. Wu, Q. International benchmarking of longitudinal train dynamics simulators: benchmarking questions / Qing Wu, Maksym Spiryagin, Colin Cole // *Vehicle system dynamics*. – 2017. – Vol.55(4). – P. 450-463.
3. Wu, Q. International benchmarking of longitudinal train dynamics simulators: results / Qing Wu, Maksym Spiryagin, Colin Cole, Chongyi Chang, Gang Guo, Alexey Sakalo, Wei Wei, Xubao Zhao, Nico Burgelman, Pier Wiersma, Hugues Chollet, Michel Sebes, Amir Shamdani, Stefano Melzi, Federico Cheli, Egidio di Gialleonardo, Nicola Bosso, Nicolò Zampieri, Shihui Luo, Honghua Wu & Guy-Léon Kaza // *Vehicle System Dynamics*. – 2018. – V.56(3). – P. 343-365.

ISBN 978-5-906967-87-9. Компьютерное моделирование в железнодорожном транспорте: динамика, прочность, износ. Брянск, 2018.

УДК 629.4

**Колотыркин И.П., Петухов В.Н.**

ООО «3В Сервис»  
Россия, 115191, г. Москва, Гамсоновский пер., д.2, стр.1  
Тел. +7(495) 221-22-53  
e-mail: info@3v-services.com

## **СОЗДАНИЕ МОДЕЛЕЙ СЛОЖНЫХ ТЕХНИЧЕСКИХ СИСТЕМ В СРЕДЕ SIMINTECH**

**Ключевые слова:** математическое моделирование, моделирование динамики, системы управления, SimInTech.

### **Введение**

Программа SimInTech является универсальной средой, предназначенной для математического моделирования и позволяющей создавать в виде структурных схем расчетные модели технических систем различной сложности.

Была произведена интеграция среды SimInTech и ПК «Универсальный механизм»: в результате был получен интерфейс, который позволяет производить совместные расчеты моделей в данных комплексах, взаимно дополняя функционал и расширяя круг решаемых задач.

### **Моделирование в среде SimInTech**

Среда SimInTech позволяет решать широкий круг задач, таких как создание комплексных динамических моделей технических систем, проектирование и проверка алгоритмов автоматизации и управления, разработка визуальных систем отображения информации.

Входящие в состав среды библиотеки блоков содержат готовые структурные элементы (которые по своей сути являются законченными математическими моделями того или иного оборудования), позволяющие решать задачи, связанные с моделированием пневмо- и гидросистем, электрических систем и электроприводов. Используя данные библиотеки, можно формировать модели произвольной конфигурации и сложности.

Специалистами ООО «3В Сервис» было выполнено несколько тестовых проектов, включая демонстрационный пример интеграции с ПК «Универсальный механизм», позволяющих оценить возможность применения среды SimInTech для решения задач железнодорожной тематики, в результате выполнения которых был сделан вывод о применимости функционала среды при решении задач данной тематики.

Одним из проектов стала реализация модели тепловоза ТЭ1, выбор которого в качестве объекта моделирования был обусловлен наличием в свободном доступе информации о его устройстве с описанием характеристик основных элементов и т.д.

Модель тепловоза включает в себя: модели силовой установки, электрической передачи постоянного тока, сцепления с железнодорожным полотном, динамики на путях с уклоном, панелей управления и сигнализации и другие.

На рис. 1 и 2 представлена реализация в среде SimInTech одной из составных частей модели и панель управления.

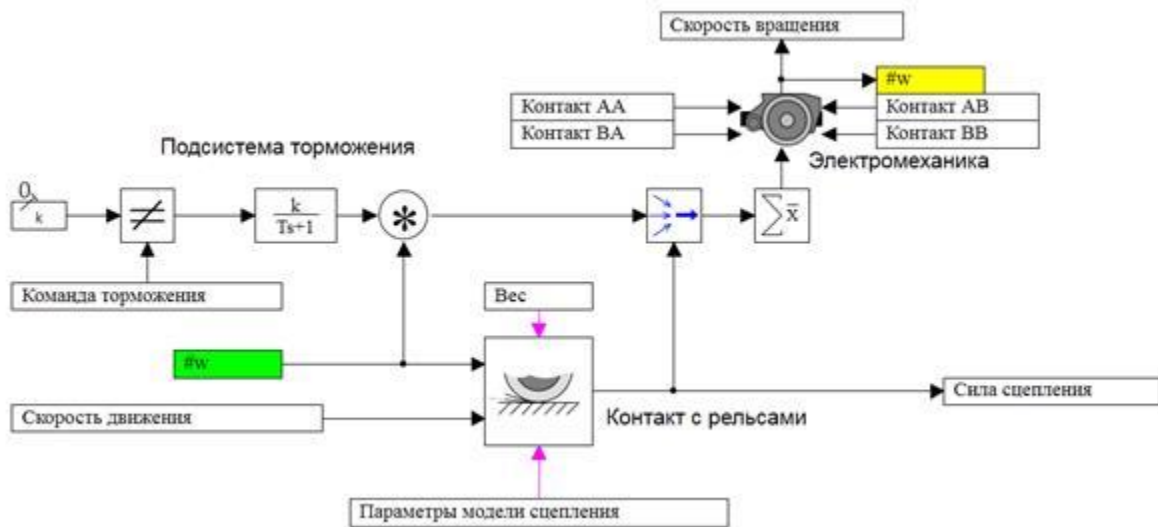


Рис. 1. Модель вычисления коэффициента трения, реализованная в среде SimInTech



Рис. 2. Панель управления, реализованная с помощью инструментов среды SimInTech

Алгоритмы управления тестируются и отлаживаются на математической модели тепловоза. При помощи кодогенератора SimInTech автоматически формируется исходный код для программирования микроконтроллеров, что позволяет исключить ошибки программирования.

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Карташов, Б.А. Среда динамического моделирования технических систем SimInTech: Практикум по моделированию систем автоматического регулирования / Б.А. Карташов, Е.А. Шабаев, О.С. Козлов, А.М. Щекатуров. – М.: ДМК Пресс, 2017. – 424 с.
2. Колесов, Ю.Б. Объектно-ориентированное моделирование сложных динамических систем / Ю.Б. Колесов. – СПб.: Издательство СПбГПУ, 2004. – 243 с.
3. Матуско, В.Н. Общая электротехника: учебное пособие. – 2-е изд. / В.Н. Матуско. – Новосибирск: СГГА, 2003. – 119 с.
4. Шишкин, К.А. Советские тепловозы / К.А. Шишкин и др. – М.: Машиностроительная литература, 1951. – 298 с.

*Материал поступил в редколлегию 06.03.18.*

ISBN 978-5-906967-87-9. Компьютерное моделирование в железнодорожном транспорте: динамика, прочность, износ. Брянск, 2018.

УДК 629.4

**Конохов Д.В., Федяева Г.А., Надточей А.Г.**

Брянский государственный технический университет  
Россия, г. Брянск, бульвар 50 лет Октября, 7  
(4832) 56-36-02, e-mail: jos924@yandex.ru

## **МОДЕЛИРОВАНИЕ ЭНЕРГОЭФФЕКТИВНОЙ СИСТЕМЫ УПРАВЛЕНИЯ АСИНХРОННЫМ ТЯГОВЫМ ЭЛЕКТРОПРИВОДОМ**

**Ключевые слова:** тяговый электропривод, асинхронные двигатели, моментобразующие вектора, энергосбережение, система управления, моделирование.

### **Введение**

Электроприводы с асинхронными двигателями (АД), питаемыми от преобразователей частоты (ПЧ), находят все большее применение в промышленности и на транспорте благодаря динамичному развитию элементной базы силовой электроники и систем управления. В связи с этим наряду с обеспечением требуемого быстродействия и точности при регулировании скорости и момента АД все большую актуальность приобретает вопрос энергосбережения средствами управления двигателями.

Как показывает опыт, асинхронные электроприводы многих промышленных механизмов и транспортных средств из-за технологических особенностей эксплуатации работают в широком диапазоне изменения момента нагрузки, причем, часть времени – с допустимой перегрузкой, а часть – с существенной недогрузкой [1]. Это требует развития методов и систем снижения энергопотребления и оптимизации КПД электроприводов с АД в различных режимах работы.

### **Регулирование по критерию минимума тока статора**

Разработана система энергоэффективного регулирования по критерию минимума тока статора в электроприводе с прямым управлением моментом АД [2]. В систему управления (СУ) с целью поддержания оптимального угла  $\theta_s$  между векторами потокосцепления и тока статора введён блок коррекции угла (БКУ). Графоаналитическим методом с учётом насыщения магнитной цепи произведены расчёты зависимости оптимального угла  $\theta_s$  от момента для тяговых двигателей ДАТ305, ДТА470, АД917 и НБ602. Применяя в системе специальный датчик потокосцепления и дополнительный контур регулирования угла между моментобразующими векторами, мы снижаем потребление тока статора (и потери) и повышаем КПД. Наряду со специальным энергосберегающим заданием потокосцепления в СУ имеется возможность традиционного задания потокосцепления в зависимости от скорости. Переключение между обычным и энергосберегаю-



щим заданием потокосцепления происходит под контролем блока логики (БЛ), анализирующего режим работы электропривода. Алгоритм функционирования БЛ зависит от конкретного типа привода и условий его работы, но во всех случаях намагничивание АД при пуске и начало его разгона происходит при традиционном задании потокосцепления.

С целью проверки целесообразности применения предлагаемых энергосберегающих алгоритмов для тягового электропривода (ТЭП) локомотивов выполнено моделирование тягового привода грузового тепловоза в различных режимах. Расчётная схема модели механической части ТЭП оси грузового магистрального тепловоза 2ТЭ25А с опорно-осевым подвешиванием АД учитывает угловые, горизонтальные и вертикальные колебания элементов тягового привода, а также упруго-диссипативные свойства рельсового основания. Модель электрической части ТЭП составлена на основе уравнений АД, представленного двухфазной обобщенной машиной, математического описания системы ДТС с внешним контуром скорости ротора, регулируемой на пределе по сцеплению при использовании пропорционально-интегрального (ПИ) регулятора. Моделирование энергосберегающих алгоритмов ТЭП выполнено в основной библиотеке Matlab/Simulink для тягового двигателя АД917, применяемого в настоящее время на тепловозах 2ТЭ25А и ТЭМ9Н. Оценка достоверности модели производилась путем сравнения результатов моделирования отдельных режимов с экспериментальными данными, полученными при испытаниях тепловоза ТЭМ9Н, расхождение не превышает 7 %.

В качестве примера приведены результаты моделирования разгона ТЭП для первой оси тепловоза с составом 2000 т на пределе по сцеплению до заданной скорости 15 км/ч и движения по перегону с той же заданной скоростью (рис. 1), напряжение в промежуточном контуре поддерживается равным 1890 В (в соответствии с Техническим проектом на тепловоз 2ТЭ25А). В начале пуска и разгона потокосцепление статора устанавливается в блоке равным номинальному значению ( $\Psi_{S1} = \Psi_{Sном} = 4,1$  Вб), и локомотив начинает разгоняться, достигая в заданных условиях предела по сцеплению, что сопровождается вибрацией колёс (рис. 1,а), при этом устанавливается действующее значение тока статора на уровне 390 А (максимальное 550 А, рис. 1,б). Далее БЛ, анализируя стабильность режима разгона, производит переключение на энергоэффективное регулирование (на рис. 1 это момент времени  $t=15$  с), то есть, переключение на энергосберегающее задание потокосцепления по заранее рассчитанной зависимости с коррекцией в БКУ. Действующее значение тока статора при этом снижается на 12%. Среднее значение потокосцепления статора устанавливается на уровне 4,9 Вб, среднее значение угла между током и потокосцеплением статора – на значении  $\theta_s = 47,5^\circ$ .

При достижении заданной скорости нагрузка ТЭП для неполновесных и порожних составов существенно снижается, данный режим фиксируется БЛ и выполняется переход на энергосберегающее регулирование.

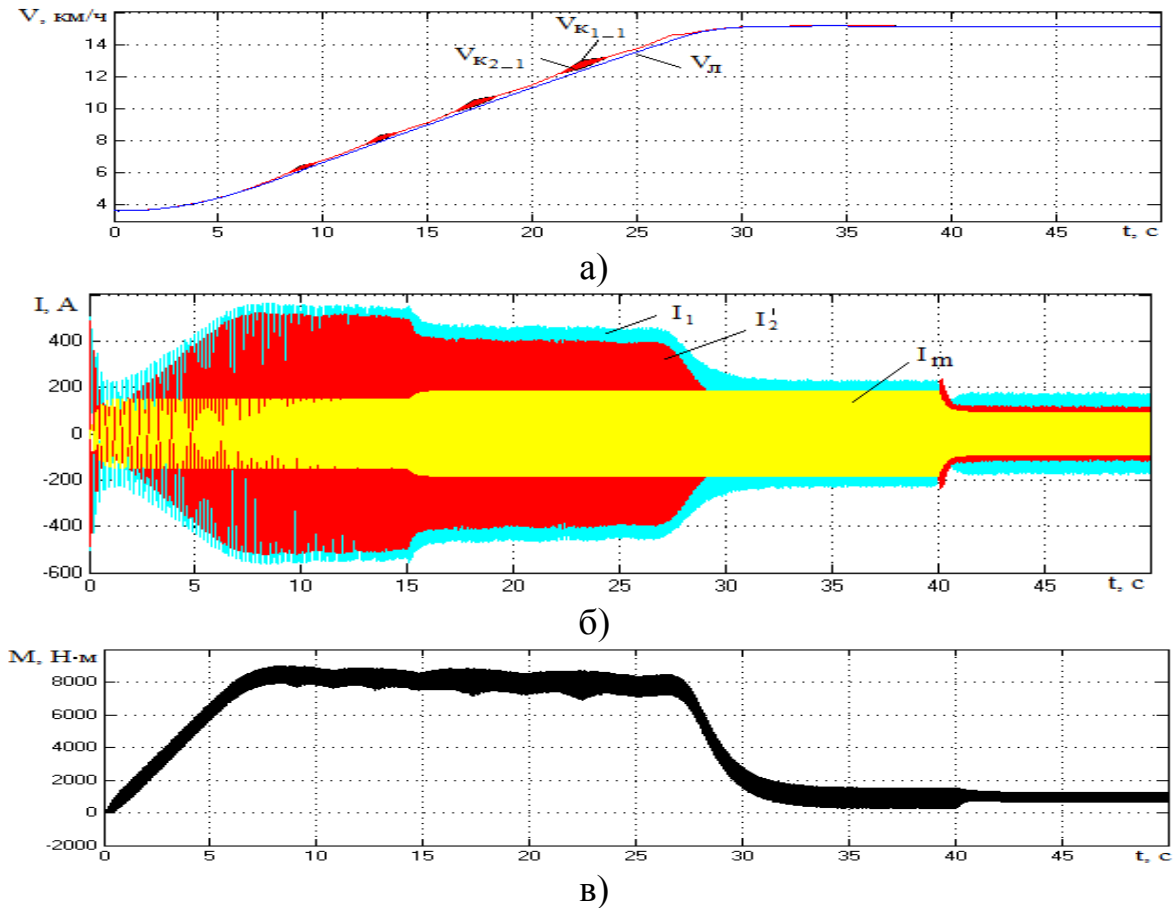


Рис. 1. Результаты моделирования разгона ТЭП тепловоза до заданной скорости с применением энергоэффективного управления двигателями: а) скорости колес 1-й оси ( $V_{K1-1}$  и  $V_{K2-1}$ ) и локомотива ( $V_{л}$ ); б) ток фазы статора ( $I_1$ ), приведённый ток фазы ротора ( $I_2'$ ) и ток намагничивания ( $I_m$ ); в) электромагнитный момент ( $M$ )

Уменьшение потокосцепления по энергосберегающему закону в подобных условиях (на рис. 1 такое снижение выполнено при  $t=40$  с ступенчато до 2,5 Вб) приводит к уменьшению тока статора (на 24,5% в данном эксперименте) и повышению к.п.д. на величину до 19%.

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Андрющенко, А.А. Оценка энергетической эффективности электровоза с асинхронным тяговым приводом методами компьютерного моделирования / А.А. Андрющенко, А.А. Зарифьян, П.Г. Колпахчян // III Научно-технический семинар Компьютерное моделирование в железнодорожном транспорте. – Брянск. – 2016. – С. 9-11.
2. Федяева, Г.А. Энергоэффективное двухзонное регулирование электропривода с прямым управлением моментом асинхронных двигателей / Г.А. Федяева, Ю.М. Иньков, Д.В. Конохов, А.Н. Тарасов // Электроника и электрооборудование транспорта. – 2018. – № 1. – С. 31-36.

*Материал поступил в редколлегию 06.03.18.*

ISBN 978-5-906967-87-9. Компьютерное моделирование в железнодорожном транспорте: динамика, прочность, износ. Брянск, 2018.

УДК 629.4

**Лютак Р.Д.**

Специальное конструкторское бюро «МЕТРОВАГОНМАШ»  
Обособленное подразделение ООО «ИНТЕЛПРО ТМХ»  
141009, Московская область, г. Мытищи, ул. Колонцова, д.4  
Тел./факс +7 (495) 581-53-66, skb.mvm@mail.ru

## **ИССЛЕДОВАНИЕ ДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ГРУЗОВОГО ВАГОНА НА ТЕЛЕЖКАХ 18-100 И НА ИННОВАЦИОННЫХ ТЕЛЕЖКАХ**

**Ключевые слова:** грузовой вагон, тележка.

### **Введение**

Главной проблемой, препятствующей созданию грузовых вагонов нового поколения, является несовершенство конструкции их ходовых частей – тележек.

Предпринимаемые в течение многих лет модернизации типовой трехэлементной тележки типа 18-100 не позволили устранить основные ее недостатки:

- низкая надежность основных ее узлов – боковых рам и надрессорных балок вследствие низкого качества изготовления (дефекты литья), а также вследствие большой неподрессоренной массы тележки;

- низкая долговечность буксовых подшипников (неравномерный износ, заклинивание и т. д.) вследствие перекоса корпусов букс в местах их сопряжения с рамой, быстрый и неравномерный износ поверхностей рам и корпусов букс вследствие наличия эффекта забегания боковых рам относительно друг друга;

- неравномерное распределение горизонтальных динамических сил при вписывании в кривые, приводящие к перекосу рамы и усугублению взаимодействия тележки с кузовом вагона и путевой структурой.

С целью устранить перечисленные выше недостатки была разработана конструкция тележки повышенной надежности для грузового вагона, обеспечивающей повышение безопасности движения, увеличение межремонтных пробегов и снижение стоимости ее жизненного цикла.

Одной из важнейших задач при разработке тележки является обеспечение удовлетворительных динамических характеристик экипажа, для этого была разработана твердотельная динамическая модель в программном комплексе «Универсальный механизм» (ПК УМ).

## Моделирование

Была разработана инновационная тележка, которая может заменить эксплуатируемые в настоящее время тележки на всех типах грузовых вагонов. Одним из конкурентных преимуществ данной тележки является возможность эксплуатировать ее со скоростью до 140 км/ч, при этом показатели динамики не превышают нормативных значений. Для оценки динамических качеств тележки был проведен сравнительный анализ динамики крытого грузового вагона с базой 17 м с тележками 18-100 и с тележками инновационной конструкции.

Модель инновационной тележки включает в себя 33 твердых тела, связанных между собой силовыми элементами. Общий вид модели показан на рис. 1. Для моделирования динамики вагона на тележках 18-100 была использована модель тележки, разработанная коллективом ООО "Вычислительная механика".

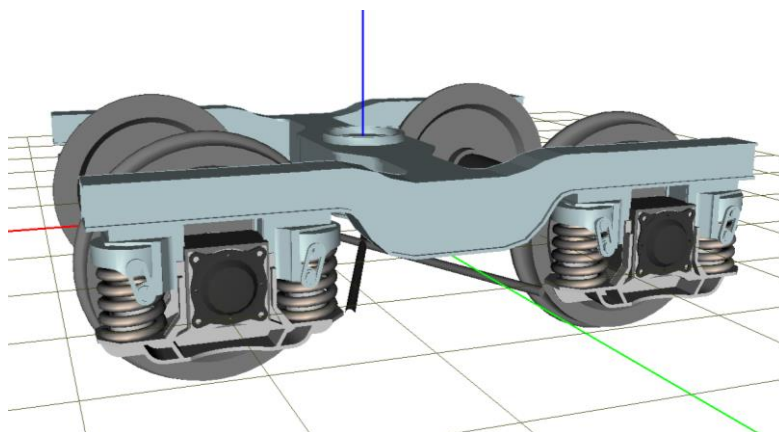


Рис. 1. Общий вид модели тележки грузового вагона в ПК УМ

Согласно ГОСТ 33211-2014, показатели динамических качеств вагонов определялись на участках пути со следующими характеристиками:

- а) прямой участок пути протяженностью не менее 1000 м;
- б) участок пути, состоящий из прямой, переходной кривой и круговой кривой проектного (среднего) радиуса в диапазоне от 300 м до 400 м включительно;
- в) участок пути, состоящий из прямой, переходной кривой и круговой кривой проектного (среднего) радиуса в диапазоне от 600 м до 800 м включительно;
- г) участок пути, включающий в себя стрелочный перевод на боковой путь с рельсами типа Р65, с крестовиной марки 1/11 или 1/9.

Исследовались динамические характеристики, нормируемые ГОСТ 33211-2014. Сравнительный анализ ПДК грузовых вагонов показал, что вагон на новых тележках по сравнению с вагоном на тележках 18-100 имеет лучшие динамические характеристики во всем исследуемом диапазоне

скоростей при движении по прямым, кривым и стрелочным переводам. Особенно заметно снижение боковых ускорений кузова в пятниковой зоне, что объясняется применением диагональных тяг радиальной установки колесных пар в кривых. Также за счет этого снижаются рамные силы, и увеличивается коэффициент запаса устойчивости от схода колеса с рельса.

Применение билинейного рессорного подвешивания привело к снижению вертикальных ускорений кузова и коэффициентов динамической добавки обрессоренных частей.

Значительно меньшая неподдресоренная масса новой тележки грузового вагона в сравнении с тележкой типа 18-100 приводит к снижению коэффициентов динамической добавки необрессоренных частей.

### **Заключение**

Исследование динамических качеств инновационной тележки для грузовых вагонов с помощью математической модели, созданной в ПК «Универсальный механизм», показало ее преимущества по сравнению с тележкой 18-100 с точки зрения ее динамических качеств, что позволяет предполагать существенное повышение безопасности движения и надежности подвижного состава, снижение динамической нагруженности узлов вагона и воздействия на верхнее строение пути при применении инновационной тележки, что в свою очередь приводит к сокращению средств на внеплановые ремонты ходовой части вагонов и увеличению межремонтных пробегов. Это дает основания считать целесообразным дальнейшую проработку предлагаемой конструкции тележки и внедрение ее на сети железных дорог ОАО РЖД.

*Материал поступил в редколлегию 06.03.18.*

ISBN 978-5-906967-87-9. Компьютерное моделирование в железнодорожном транспорте: динамика, прочность, износ. Брянск, 2018.

УДК 629.4

**Михеев Г.В., Родиков А.Н., Круговова Е.А.**

Лаборатория вычислительной механики  
Брянский государственный технический университет  
Россия, 241035, г. Брянск, бульвар 50 лет Октября, 7  
(4832) 568637, mikheev@universalmechanism.com

## **МОДЕЛИРОВАНИЕ ДИНАМИКИ МОНОРЕЛЬСОВОГО ТРАНСПОРТА С УЧЕТОМ УПРУГОСТИ ПУТИ**

**Ключевые слова:** динамика упругих тел, монорельс.

### **Введение**

Монорельсовым транспортом или монорельсом будем называть транспортные системы, в которых подвижной состав перемещается по балке, установленной на опорах. Он применяется как для пассажирских, так и для грузовых перевозок. Путевая структура пассажирского монорельса расположена, как правило, на некоторой высоте над землей.

Монорельсовый транспорт классифицируется по следующим признакам:

- по компоновке: навесной или подвесной транспорт;
- по конструкции опорно-ходовой части подвижного состава: с колёсной, пневматической, магнитной подвеской или на скользящих опорах;
- по типу привода: электрический привод, двигатель внутреннего сгорания с передачей вращения на опорные колёса, воздушно-реактивный двигатель и т.д.

Пассажирский монорельс активно развивается в странах Азии, в частности, в Японии и Китае. В России он не получил широкого распространения – единственная дорога протяжённостью 4,7 километров функционирует в Москве.

В данной работе рассматриваются методы моделирования динамики упругого пути монорельса с колёсной подвеской, включающей резиновые шины. Для удержания и стабилизации экипажа на единственном рельсе конструкция тележки содержит ведущие, направляющие и стабилизирующие колёса.

Для анализа динамики монорельсового транспорта разработан специализированный модуль UM Monorail программного комплекса «Универсальный механизм» (ПК УМ) [1]. UM Monorail предоставляет возможность исследований с применением трёх подходов к моделированию путевой структуры:

- абсолютно жёсткий путь;
- представление пути балочной конечноэлементной (КЭ) моделью, которая создаётся непосредственно в ПК УМ;

- импорт КЭ модели, которая может включать элементы пластин и объёмов, из внешней программы КЭ анализа.

Основной целью данной работы было сравнение результатов моделирования, полученных с применением разных моделей упругого пути.

### Компьютерное моделирование

Балочная модель упругого монорельсового пути является КЭ аппроксимацией системы дифференциальных уравнений динамики балки, представленных в п. 27.3 руководства пользователя УМ, опубликованного на сайте [1]. Основными преимуществами данной модели является малая трудоемкость её создания и относительно малые потребности в вычислительных ресурсах. Трудности её применения связаны с расчётом характеристик эквивалентного сечения в случае сложной конструкции пролёта и адекватным моделированием условий подвешивания. Её недостатком является невозможность непосредственного расчёта динамических напряжений в отдельных узлах пути, конструкция которого неоднородна.

Методика импорта упругих подсистем из внешних программ КЭ анализа и применение их в задачах с подвижной нагрузкой, которая в данном случае прикладывается со стороны экипажей, описана в главах 11, 21 и 28 руководства пользователя УМ. Уравнения движения упругой подсистемы получены с применением модального подхода, их вывод и конечные выражения представлены в работе [2].

Сопоставление результатов моделирования динамики проводилось для подвешенного монорельса, пролёт которого имеет тонкостенный профиль открытого сечения, усиленный рёбрами, и торцевые утолщения в местах стыковки пролётов. КЭ модель пролёта представлена на рис. 1.

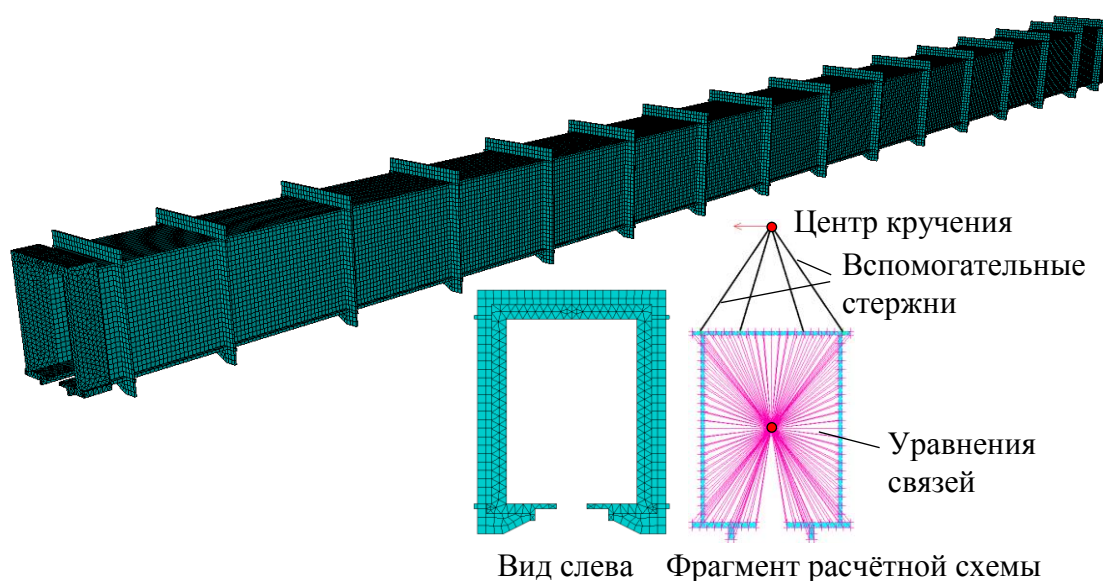


Рис. 1. Общий вид конечноэлементной модели пролёта пути и расчётная схема в среднем по длине сечении для определения геометрических характеристик эквивалентной балки

Характеристики эквивалентного сечения балки вычислялись с применением полной конечноэлементной модели, жёстко закреплённой по торцам. Сила прикладывалась в среднем по длине сечения. При определении изгибного геометрического момента инерции сечения силу необходимо приложить в центре кручения, поиск которого является отдельной задачей. Для её решения расчётная схема включает уравнения связей, чтобы обеспечить отсутствие депланации сечения, и дополнительные стержни для приложения силы в точке за его пределами.

Динамические расчёты выполнялись для сцепы двух вагонов массой 12600 килограммов каждый, движущихся в диапазоне скоростей от 10 до 60 км/ч, неровности пути не учитывались (рис. 2). Оценивались прогибы и ускорения в контрольных точках пути и под колёсами экипажей.

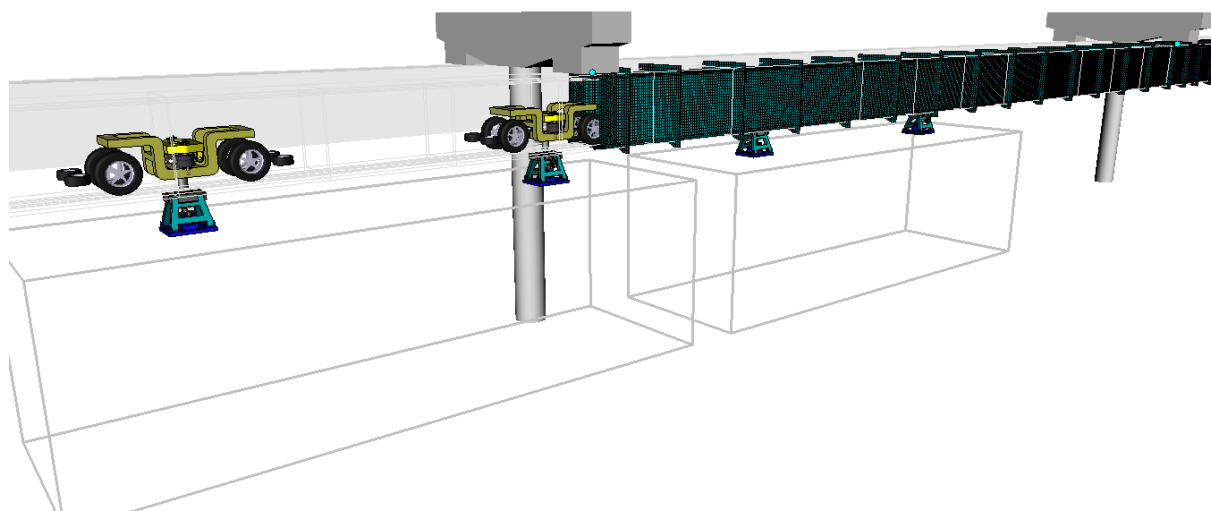


Рис. 2. Динамическая модель монорельса с двумя экипажами.

### **Заключение**

Результаты численных экспериментов близки, когда балка монорельса крепится в геометрическом центре сечения. Если точки крепления расположены на верхней поверхности монорельса, результаты моделирования заметно отличаются. В связи с этим запланированы дополнительные исследования с целью корректировки балочной модели.

Работа выполнена при поддержке РФФИ, грант № 17-01-00815.

### **СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ**

1. Лаборатория вычислительной механики БГТУ: [сайт].–URL: <http://www.universalmecanichism.com>.
2. Михеев, Г.В. Компьютерное моделирование динамики систем абсолютно твердых и упругих тел, подверженных малым деформациям: дис. ... канд. техн. наук. / Г.В. Михеев. – Брянск: БГТУ, 2004. – 153 с.

*Материал поступил в редколлегию 06.03.18.*



ISBN 978-5-906967-87-9. Компьютерное моделирование в железнодорожном транспорте: динамика, прочность, износ. Брянск, 2018.

УДК 629.4

**Михеев Г.В., Томашевский С.Б.**

Лаборатория вычислительной механики  
Брянский государственный технический университет  
Россия, 241035, г. Брянск, бульвар 50 лет Октября, 7  
(4832) 568637, um@umlab.ru

## **UM FEA - НОВЫЙ ИНСТРУМЕНТ ДЛЯ ПОДГОТОВКИ УПРУГИХ ПОДСИСТЕМ В ДИНАМИЧЕСКИХ МОДЕЛЯХ ПК «УНИВЕРСАЛЬНЫЙ МЕХАНИЗМ»**

**Ключевые слова:** МКЭ, упругая подсистема, метод Крэйга-Бэмптона.

### **Введение**

ПК УМ позволяет включать в состав моделей механических систем упругие тела (например, упругие колесные пары, упругие железнодорожные мосты и др.), совершающие произвольные пространственные перемещения. При этом конечноэлементная модель упругого тела строится с использованием внешних программ, реализующих МКЭ. После создания модели и выполнения необходимых расчетов данные импортируются в УМ.

Ранее для подготовки математических моделей упругих конструкций, используемых в составе динамических моделей ПК УМ, данные необходимо было импортировать из зарубежных коммерческих конечноэлементных пакетов, таких как ABAQUS, ANSYS, MSC.NASTRAN и NX NASTRAN.

В настоящее время для снижения зависимости ПК УМ от использования сторонних программных комплексов, разрабатывается собственный программный модуль UM FEA. Этот модуль позволит выполнять анализ конструкций методом конечных элементов и включать данные расчетов упругих тел в состав механических систем ПК УМ.

### **Ключевые особенности модуля UM FEA**

Схема применения модуля UM FEA представлена на рис. 1. Предлагается два варианта подготовки конечноэлементной разбивки для модуля UM FEA.

Во-первых, существует возможность загрузить в UM FEA уже готовую параметризованную конечноэлементную разбивку из библиотеки моделей UM FEA. В эту библиотеку входят наиболее часто применяемые модели стандартных деталей железнодорожного подвижного состава: осей, колес, колесных пар, рельсов и др.

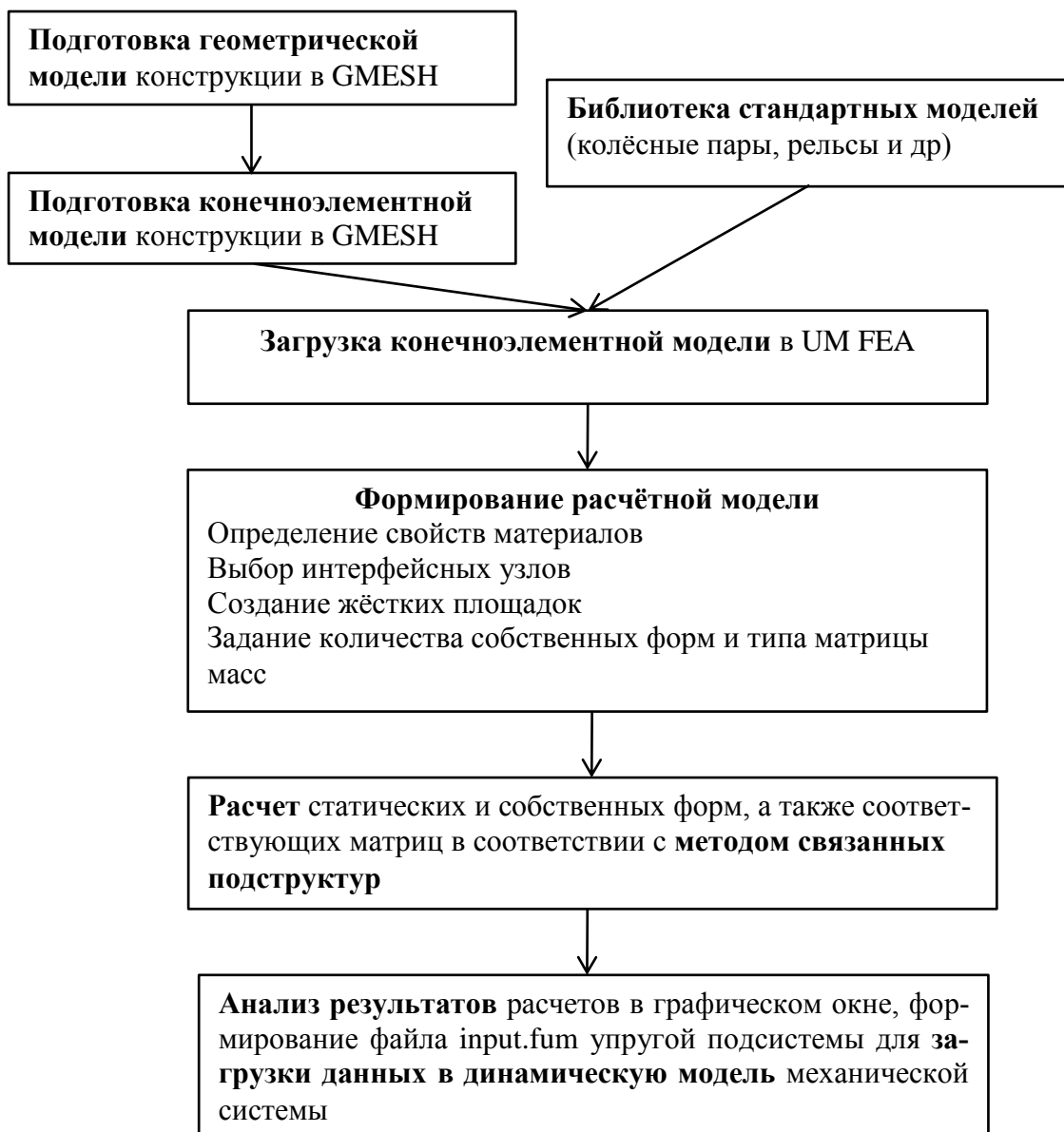


Рис. 1. Схема применения модуля UM FEA

Во-вторых, пользователю предлагается инструкция по использованию свободно распространяемой программы GMESH, с помощью которой есть возможность самостоятельно задать геометрию произвольной детали и создать её конечноэлементную дискретизацию.

В настоящее время UM FEA поддерживает следующие типы конечных элементов:

- объёмные элементы:
  - 8-ми узловой гексаэдр;
  - 6-ти узловая призма;
  - 3-х узловой тетраэдр;
- оболочечные конечные элементы:
  - 3-х узловой треугольник.

Имеется также возможность создавать жёсткие площадки, которые моделируют жёсткую связь между ведущим узлом и одним или несколькими зависимыми узлами по выбранным пользователем степеням свободы.

После загрузки конечноэлементной сетки в модуль UM FEA необходимо задать свойства материалов конечных элементов, выбрать интерфейсные узлы, указать количество собственных форм и способ формирования матрицы масс (диагональная или согласованная). Затем запускается расчет в соответствии с методом связанных подструктур (Крэйга-Бэмптона). После выполнения расчета пользователь имеет возможность проанализировать полученные результаты и, при необходимости, провести повторный анализ, изменив предварительно конечноэлементную расчётную схему. Если расчёт выполнен успешно, то пользователь получает данные упругой подсистемы в формате файла input.fum, который уже непосредственно загружается в динамическую модель механической системы в ПК УМ.

### **Заключение**

В настоящее время ведутся следующие работы по подготовке к выпуску первой версии модуля UM FEA:

- разработка матрицы жёсткости и матрицы масс 4-х узлового оболочечного конечного элемента;
- тестирование работы алгоритмов, реализованных в модуле UM FEA, при решении теоретических и прикладных задач;
- наполнение библиотеки конечноэлементных моделей стандартных деталей железнодорожного подвижного состава;
- подготовка справочной документации по использованию модуля UM FEA.

Работа выполнена при поддержке РФФИ, грант № 17-01-00815.

### **СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ**

1. Zienkiewicz, O.C. The Finite Element Method. Fifth Edition. V.2. Solid Mechanics / O.C. Zienkiewicz, R.L. Taylor. – Butterworth-Heinemann, 2000. – 459 p.
2. Михеев, Г.В. Компьютерное моделирование динамики систем абсолютно твердых и упругих тел, подверженных малым деформациям: дис.... канд. техн. наук. Брянский государственный технический университет, Брянск, 2004.

*Материал поступил в редколлегию 06.03.18.*

ISBN 978-5-906967-87-9. Компьютерное моделирование в железнодорожном транспорте: динамика, прочность, износ. Брянск, 2018.

УДК 629.4

**Родиков А.Н., Погорелов Д.Ю.**

Лаборатория вычислительной механики  
Брянский государственный технический университет  
Россия, 241035, г. Брянск, бульвар 50 лет Октября, 7  
(4832) 568637, rodikov@umlab.ru

## **ПРОГНОЗИРОВАНИЕ ИЗНОСА ПРОФИЛЕЙ ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНЫХ КОЛЕС В ПК «УНИВЕРСАЛЬНЫЙ МЕХАНИЗМ»**

**Ключевые слова:** износ в системе «колесо-рельс», компьютерное моделирование.

### **Введение**

Прогнозирование износа профилей ж.-д. колес является важной задачей ж.-д. транспорта. Эволюция профиля в процессе износа оказывает влияние на динамику рельсового экипажа, устойчивость и безопасность движения. В последние десятилетия все большее распространение для прогнозирования износа профилей колес получает компьютерное моделирование [1,2,3]. Методы компьютерного моделирования позволяют разрабатывать новые профили с улучшенными характеристиками, например, сохраняющие почти постоянные показатели безопасности движения между переточками. Применяя компьютерное моделирование, можно планировать и оптимизировать межремонтные сроки колес. Несмотря на большой объем исследований в данном направлении, совершенствование методов компьютерного моделирования эволюции профилей ж.-д. колес в процессе износа остается актуальной задачей.

### **Методы и подходы к моделированию износа**

В работе рассматривается параллельный дискретный подход к прогнозированию износа профилей ж.-д. колес.

«Параллельный» означает, что параллельно моделируются различные варианты движения экипажа (конфигурации), при этом профили колес одинаковые для всех конфигураций (рис. 1). Конфигурации различаются макрогеометрией пути, неровностями рельсовых нитей, массой экипажа и т.д. Совокупность конфигураций должна представлять собой репрезентативный набор условий, в которых функционирует рельсовый экипаж.

«Дискретный» означает, что длина пути, проходимого экипажем при моделировании, делится на множество интервалов (шагов износа). Количество интервалов одинаковое для всех конфигураций. В пределах интервала профили не изменяются при моделировании движения экипажа. В

конце каждого интервала эпюры износа масштабируются в соответствии с километражем, назначенным одному шагу износа. Целью масштабирования является получение значимых показателей износа при небольшой длине моделируемого пути. Процедура масштабирования применима, поскольку малые потери материала при износе практически линейно зависят от пройденного пути, что справедливо в пределах одного шага износа. После масштабирования эпюры износа для соответствующих колес суммируются с учетом весовых (статистических) коэффициентов конфигураций и симметрии износа, если таковая учитывается. Затем профили модифицируются в соответствии с результирующей эпюрой износа (рис. 1). Расчет потерь материала основан на теории, предложенной Арчардом [4]. Согласно этой теории, потери материала прямо пропорциональны работе сил трения в контакте. Для решения нормальной и касательной контактных задач используются модель В. Кика и И. Пиотровского [5] или программа CONTACT [6]. В модели В. Кика и И. Пиотровского для вычисления сил крива используется алгоритм FASTSIM, модифицированный для неэллиптических пятен контакта.

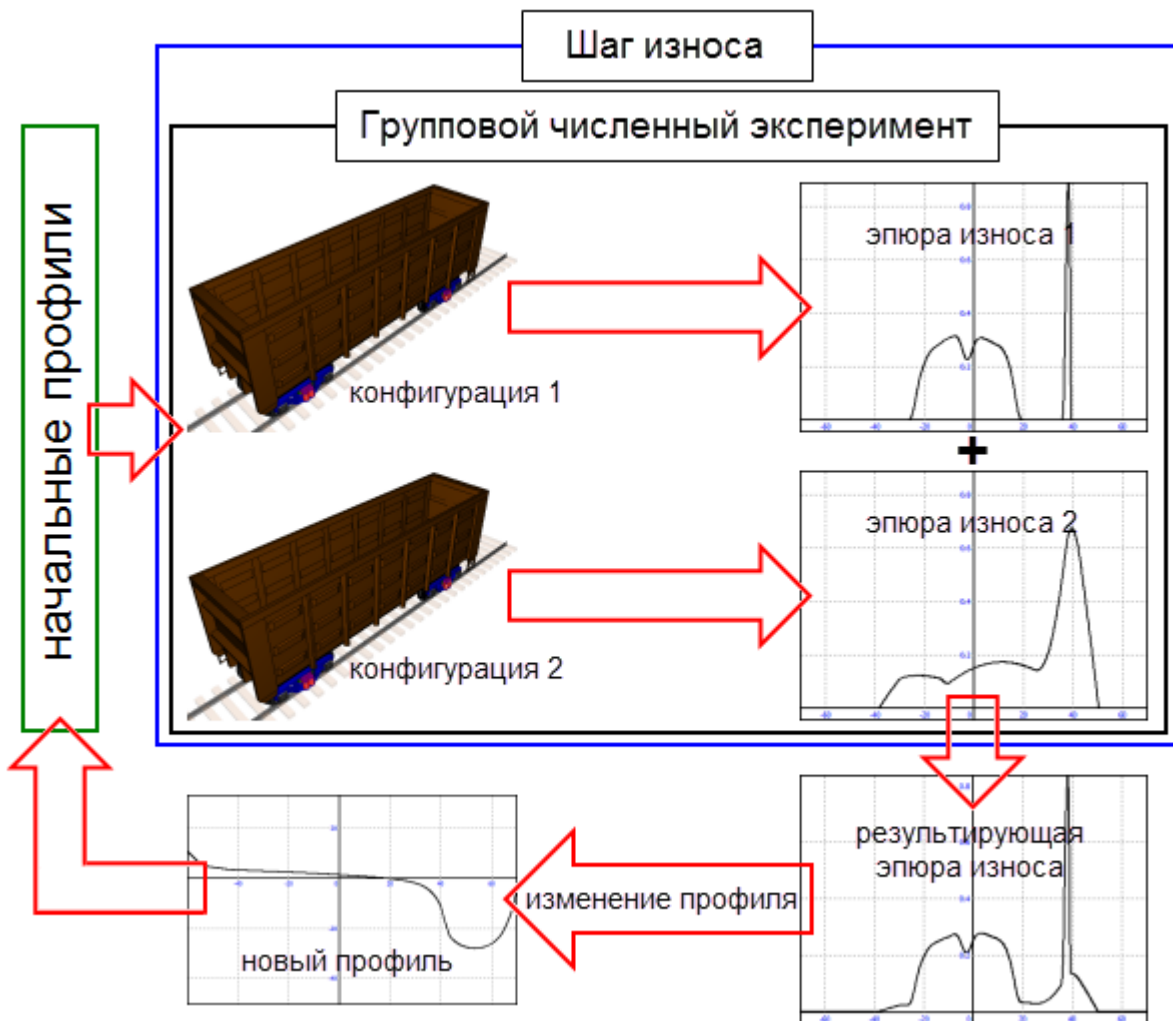


Рис. 1. Схема моделирования износа

Рассмотренный подход к прогнозированию износа профилей ж.-д. колес реализован в ПК «Универсальный механизм» в инструменте **UM Loco/Wheel Profile Wear Evolution**. Для ускорения процесса моделирования реализован расчет конфигураций в параллельных потоках на многопоточных процессорах.

Работа выполнена при поддержке РФФИ, грант № 17-01-00815.

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Auciello, J. Development of a model for the analysis of wheel wear in railway vehicles / J. Auciello, M. Ignesti, L. Marini, E. Meli, A. Rindi // *Mechanica*. – 2013. – V.48(3). – P. 681-697.
2. Lewis, R. Integrating Dynamics and Wear Modelling to Predict Railway Wheel Profile Evolution / R. Lewis, F. Braghin, A. Ward et al. // *Proceedings of the 6<sup>th</sup> International Conference on Contact Mechanics and Wear of Rail/Wheel Systems*. – Gothenburg, 2003. – P. 7-16.
3. Ковалев, Р.В. Разработка и реализация эффективных методик компьютерного исследования динамики и оптимизации параметров ходовых частей железнодорожных экипажей: дис. ... канд. техн. наук. / Р.В. Ковалев. – Брянск: БГТУ, 2004. – 114 с.
4. Archard, J.F. Contact and Rubbing of Flat Surface / J.F. Archard // *J. Appl. Phys.* – 1953. – V.24(8). – P. 981-988.
5. Piotrowski, J. A simplified model of wheel/rail contact mechanics for non-Hertzian problems and its application in rail vehicle dynamic simulations / J. Piotrowski, W. Kik // *Vehicle System Dynamics*. – 2008. – V.46(1-2). – P. 27-48.
6. Kalker, J.J. *Three-Dimensional Bodies in Rolling Contact*. / J.J. Kalker. – Kluwer Academic Publishers, 1990. – 314 p.

*Материал поступил в редколлегию 06.03.18.*

ISBN 978-5-906967-87-9. Компьютерное моделирование в железнодорожном транспорте: динамика, прочность, износ. Брянск, 2018.

УДК 629.4

**Савоськин А.Н., Васильев А.П.**

Российский университет транспорта (МИИТ)  
127994, г. Москва, ул Образцова, д 9, стр. 9  
8(495) 684-22-33, elmechtrans@mail.ru

## **ВЫБОР МОДЕЛИ ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ КОЛЕСА И РЕЛЬСА ПРИ РЕАЛИЗАЦИИ ВРАЩАЮЩЕГО МОМЕНТА И ПРИ БОКОВЫХ КОЛЕБАНИЯХ ЭКИПАЖА**

**Ключевые слова:** реализация вращающего момента, боковые колебания, взаимодействие колеса и рельса, дислокация кристаллической решетки, сила сцепления.

### **Введение**

Разработана модель взаимодействия колеса локомотива с рельсом, основанная на учете дискретного строения твёрдых деформируемых тел с использованием фундаментального понятия о дислокациях кристаллической решётки металлов. Показана удовлетворительная сходимость результатов расчетов боковых колебаний экипажа, полученных при использовании предлагаемой модели, с известными экспериментальными данными.

### **Моделирование контакта колеса и рельса**

Для описания процессов взаимодействия колеса и рельса предлагается применить модель, основанную на учёте дискретного строения твёрдых деформируемых тел с использованием фундаментального понятия о дислокациях кристаллической решётки металлов. В рамках этой теории дислокации представляют собой особый вид несовершенства кристаллической решётки; они возникают в процессе изготовления деталей и являются неотъемлемой частью кристаллической решётки.

Если под действием приложенных нагрузок в детали возникает сложное напряжённое состояние с наличием касательных напряжений  $\tau$  то, когда суммарные напряжения в некоторых её зонах начинают удовлетворять условию начала текучести, например, Мизеса (при плоском напряжённом состоянии):

$$\sigma_{\text{н}}^2 + 3\tau^2 > \sigma_{\text{уп}}^2, \quad (1)$$

возникнет движение дислокаций с выходом их на поверхность кристалла или детали.

Будем считать, что при взаимодействии колеса и рельса движение дислокаций происходит под действием приведенной силы  $F_{\text{пр}}$ , вычисляемой по аналогии с условием (1) в предположении равенства напряжений во всех точках плоскости контакта:

$$F_{\text{пр}} = \sqrt{\Pi^2 + 3F_{\tau 3}^2}, \quad (2)$$

где  $F_{\tau 3}$  – эквивалентная касательная сила, состоящая из суммы наибольшей касательной силы  $F_{\tau 1}$ , возникающей в пятне контакта от действия вертикальной силы давления колеса на рельс  $\Pi$ , гравитационных сил, обусловленных конусностью бандажа, и доли внешней касательной силы тяги  $F_{\tau 2}$ , приложенной в пятне контакта от рельса к колесу локомотива.

Допустим, что коэффициенты крипа  $k_{x,y}^{\text{л,п}}$  можно определить как **суммарные силы разрушения захватов в зонах контакта**, т. е. в зонах, в которых установилось физическое взаимодействие между группами атомов колеса и рельса:

$$k_{x,y}^{\text{л,п}} = 2,342 \cdot 10^6 \mu_y(v_{\Sigma}) \Lambda_{p0}(\varepsilon) S_0 F_{\text{пр}x,y}^{\text{л,п}}(v_{\Sigma}) \left[ \frac{F_{\text{пр}x,y}^{\text{л,п}}(v_{\Sigma})}{S_0 \sigma_{\text{вн}}} \right]^{0,25}, \quad (3)$$

где  $\mu_y(v_{\Sigma})$  – зависимость, учитывающая увеличение числа дислокаций с ростом скорости деформации зоны контакта, приведенная в [1],  $\Lambda_p = 1,15 \Lambda_{p0}(\varepsilon)$  – коэффициент разрушения поверхностной окисной пленки, приведенный в [1],  $S_0$  – площадь контакта колеса и рельса, определяемая из решения контактной задачи Герца,  $\sigma_{\text{вн}}$  – внутреннее напряжение в материале, обусловленное наклепом.

Допустим, что **скольжение** колеса по рельсу происходит вследствие разрушения интерметаллоидных соединений на пятне контакта. Это разрушение будем интерпретировать как процесс **«схлопывания дислокаций»**, вышедших на поверхность контакта, – трансляционное (переносное) пластическое течение (сдвиг без деформации). Тогда относительная скорость скольжения колеса по рельсу  $\varepsilon$  определится как

$$\varepsilon = 4,48 \cdot 10^{-6} a \mu_y(v_{\Sigma}) \Lambda_{p0}(\varepsilon) F_{\text{пр}}(v_{\Sigma}) \left[ \frac{F_{\text{пр}}(v_{\Sigma})}{S_0 \sigma_{\text{вн}}} \right]^{0,25}, \quad (4)$$

где  $a$  – большая (поперечная) ось эллипса контакта.



Тогда поперечные и продольные силы крива можно определить по известным выражениям:

$$F_{kry}^{л,п} = k_y^{л,п} \varepsilon_y^{л,п}; \quad F_{krx}^{л,п} = k_x^{л,п} \varepsilon_x^{л,п}, \quad (5)$$

где  $\varepsilon_y^{л,п}$  и  $\varepsilon_x^{л,п}$  – относительные поперечные и продольные скорости скольжения левого и правого колёс, обусловленные извилистым движением колёсной пары и определяемые по известным формулам.

На основе этих выражений были выполнены расчеты свободных боковых колебаний элементов электровоза ВЛ10<sup>у</sup> как нелинейной системы с начальными условиями, заданными на относ первой по ходу движения колесной пары  $y_0 = 0,007$  м. На рис. 1а в качестве примера показан результат расчета свободных горизонтальных колебаний при скорости движения 60 км/ч в виде реализации процесса колебаний относ первой по ходу движения колесной пары, а на рис. 1б её амплитудный спектр.

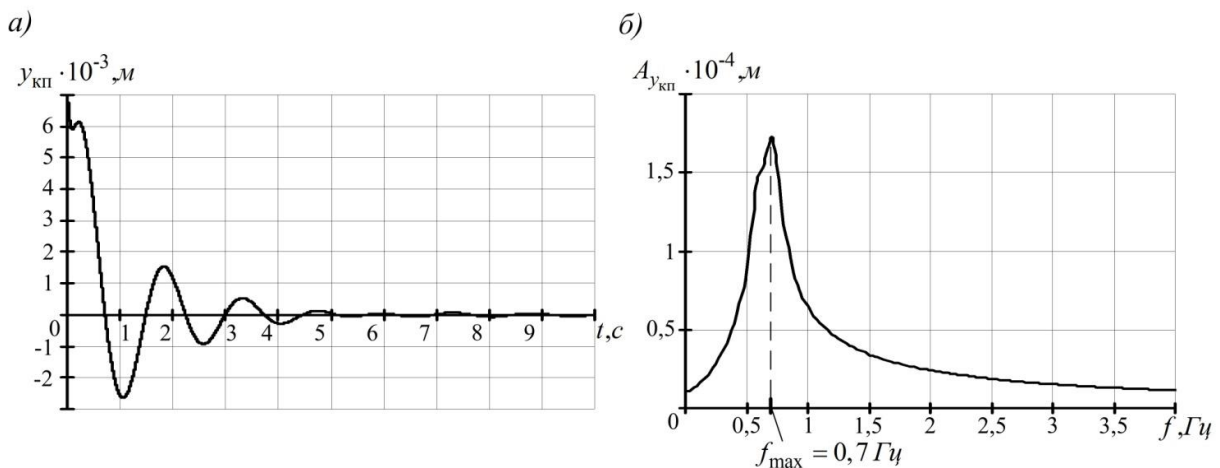


Рис. 1. Реализация процесса колебаний относ первой колесной пары при скорости движения 60 км/ч (а) и ее амплитудный спектр (б)

Как видно из этих рисунков, свободные колебания относ колесной пары носят затухающий характер и происходят с частотой 0,7 Гц, что соответствует результатам испытаний. Таким образом, по результатам исследования свободных колебаний можно сделать вывод о том, что описание сил взаимодействия колес и рельсов можно выполнять на основе дислокационной модели сцепления. В дальнейшем будет выполнено более подробное сравнение результатов расчёта вынужденных колебаний с результатами испытаний.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Ляпушкин, Н.Н. Прогнозирование сцепных свойств локомотивов с различными типами тяговых электродвигателей / Н. Н. Ляпушкин // Автореферат диссертации на соискание ученой степени докт. техн. наук. – М.: МИИТ, 2014.
2. Mizis, T.N. Adhesion of solids and the effect of surface films / T.N. Mizis, J.S. McFarlane // Proceedings of the Royal Society. – 202A – N. 1969. – p. 224-243.
3. Kittel, Ch. Introduction to solid state physics. Second ed. / Ch. Kittel. – New York. John Wiley & Sons, INC; London: Chapman & Hall, LTD, 1956. – 617 p.
4. Averbach, B.L. The effect of cold work in metals on powder pattern intensities / B.L. Averbach, B.E. Warren // Appl. Phys. – 1949. – Vol. 20. – p. 1066-9.
5. Савоськин, А.Н. Прогнозирование характеристик сцепления локомотивов с рельсами / А.Н. Савоськин, Н.Н. Ляпушкин, А.А Чучин // Тр. X Междунар. науч.-практ. конференции «Наука и технологии: шаг в будущее – 2014». – Прага: Publ. House «Education and science», 2014. – С. 69-86.

*Материал поступил в редколлегию 06.03.18.*

ISBN 978-5-906967-87-9. Компьютерное моделирование в железнодорожном транспорте: динамика, прочность, износ. Брянск, 2018.

УДК 629.4

**Сакало В.И., Сакало А.В.**

Лаборатория вычислительной механики  
Брянский государственный технический университет  
Россия, 241035, г. Брянск, бульвар 50 лет Октября, 7  
Тел.: (4832) 568637, e-mail: sakalo@universalmechanism.com

## **ВЫБОР КРИТЕРИЯ ДЛЯ МОДЕЛИРОВАНИЯ ПРОЦЕССА НАКОПЛЕНИЯ КОНТАКТНО-УСТАЛОСТНЫХ ПОВРЕЖДЕНИЙ В КОЛЁСАХ ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНОГО ПОДВИЖНОГО СОСТАВА**

**Ключевые слова:** критерий, эквивалентные напряжения, контактная усталость.

### **Введение**

Компьютерное моделирование процесса накопления контактно-усталостных повреждений в материале колеса выполняется с использованием кривых контактной усталости типа кривых Вёлера [1,2]. Они представляются в виде, характерном для малоциклового усталости

$$N = C \sigma_{eq}^{-m}, \quad (1)$$

где  $\sigma_{eq}$  – выбранный критерий контактной прочности;  $N$  – количество циклов переменных напряжений до появления усталостных повреждений материала;  $C, m$  – константы материала.

### **Критерии контактно-усталостного разрушения**

#### ***Максимальное контактное давление***

В мировой практике кривые контактной усталости строятся в координатах: максимальное контактное давление  $p_0$  – количество циклов  $N$  до появления усталостных повреждений. Есть несколько причин, почему максимальное контактное давление не может использоваться в качестве критерия при моделировании процессов накопления контактных повреждений. Первая – критерий не учитывает распределённые по поверхности контакта касательные силы, возникающие во время качения колеса при торможении, продольном и поперечном крепе, спине, оказывающие значительное влияние на напряжённое состояние. Вторая – критерий не позволяет учесть остаточные напряжения в подконтактном слое материала. Третья – испытания на контактную усталость проводятся при высоких герцевских давлениях до 3500 МПа. При этом в подконтактном слое возникают пластические деформации, приводящие к изменению геометрии поверхностей контакта и, как следствие, изменению распределения контактных давлений.

### ***Максимальное касательное напряжение***

Простейшим критерием, используемым при моделировании процесса накопления контактно-усталостных повреждений, является максимальное касательное напряжение  $\tau_{\max}$  [1,3]. Целесообразность его использования в качестве критерия очевидна с учётом доминирующего представления о природе усталостного разрушения: вследствие сдвигов материала по площадкам действия наибольших касательных напряжений материал разрыхляется, образуются микротрещины, переходящие затем в магистральную трещину. Критерий позволяет учесть напряжения, вызванные нормальными и касательными силами в контакте. Недостаток критерия состоит в том, что он не учитывает гидростатическое давление и остаточные напряжения. Гидростатическое давление оказывает существенное влияние на процесс накопления контактно-усталостных повреждений, поскольку при всестороннем растяжении в материале создаются благоприятные условия для образования и распространения трещины, а при сжатии – затрудняющие её образование.

### ***Критерии Данг Вана и Сайнса***

Сайнсом [4] и Данг Ваном [5] предложены критерии, учитывающие гидростатическое давление. Они предназначены для оценки прочности при переменной нагрузке. Критерии имеют сходную структуру: состоят из двух слагаемых, во второе входит гидростатическое давление.

Критерий Данг Вана представляется выражением

$$\sigma_{DV} = |\tau_a(t)| + \alpha_{DV}\sigma_h(t), \quad (2)$$

где  $\tau_a(t)$  – «амплитудное» значение максимального касательного напряжения в точке в момент времени  $t$ ;  $\sigma_h(t) = (\sigma_x + \sigma_y + \sigma_z)/3$  – гидростатическое давление;  $\sigma_x, \sigma_y, \sigma_z$  – нормальные напряжения в точке;  $\alpha_{DV} = 3(\tau_e/\sigma_e - 0,5)$  – коэффициент Данг Вана;  $\tau_e$  – предел выносливости материала колеса при двухосном напряжённом состоянии;  $\sigma_e$  – предел выносливости материала колеса при одноосном напряжённом состоянии; рекомендуемое значение коэффициента 0,38.

При вычислении значения критерия Сайнса или Данг Вана возникают проблемы в тех узлах, где действует большое отрицательное гидростатическое давление, которое даже после умножения на понижающий коэффициент превышает «амплитудное» значение максимального касательного напряжения, в результате эквивалентные напряжения становятся отрицательными. В этом случае значение критерия приходится принимать равным нулю.

### ***Критерий полной потенциальной энергии деформации***

Данный критерий предлагается авторами настоящей работы в качестве альтернативы рассмотренным выше. Критерий получен путём приравнивания выражений для потенциальной энергии деформации для сложного напряжённого состояния и эквивалентного одноосного

$$\sigma_{eqU} = [\sigma_1^2 + \sigma_2^2 + \sigma_3^2 - 2\nu(\sigma_1\sigma_2 + \sigma_2\sigma_3 + \sigma_3\sigma_1)]^{1/2}, \quad (3)$$

где  $\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$  – главные напряжения в узле;  $\nu$  – коэффициент Пуассона.

Для трёхосного напряжённого состояния находится эквивалентный цикл в одноосном напряжённом состоянии. Тогда критерий, использующий удельную потенциальную энергию деформации, представляется в виде

$$\sigma_{eqU} = \psi_\sigma \sigma_{eqU}^m + \sigma_{eqU}^a, \quad (4)$$

где  $\sigma_{eqU}^m, \sigma_{eqU}^a$  – среднее и амплитудное значение критерия (3) за цикл напряжений, возникающих в точке при прохождении её через область, прилегающую к контакту;  $\psi_\sigma$  – коэффициент, учитывающий асимметрию цикла.

Предлагаемый подход обеспечивает ненулевые значения критерия (4) в области контакта. Критерий также позволяет учесть гидростатическое давление и остаточные напряжения.

### Заключение

Выполнен анализ известных критериев контактной прочности. Предложен критерий полной потенциальной энергии деформации, позволяющий учесть напряжения, вызванные нормальными и касательными силами в контакте, гидростатическое давление, остаточные напряжения.

В соответствии с методикой, изложенной в работе [3], для всех рассмотренных критериев построены кривые контактной усталости колёсных сталей с различной твёрдостью. Алгоритм моделирования процесса накопления контактно-усталостных повреждений в материале колеса реализован в программном модуле UM Rolling Contact Fatigue (UM RCF).

### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Контактно-усталостные повреждения колес грузовых вагонов / Под ред. С.М. Захарова. – М.: Интекст, 2004. – 160 с.
2. Afferrante, L. A re-examination of rolling contact fatigue experiments by Clayton and Su with suggestions for surface durability calculations / L. Afferrante, M. Ciavarella, G. Demelio // *Wear*. – 2004. – V.256. – P. 329-334.
3. Sakalo, V. Computer modelling of process of accumulation of rolling contact fatigue damage in railway wheels / V. Sakalo, A. Sakalo, S. Tomashevskiy, D. Kerentcev // *International Journal of Fatigue*. – 2018. – V.111. – P. 7-15.
4. Talamini, B. Development of a standard for new passenger car wheel designs / B. Talamini, B. Perlman, J. Gordon // *Proc. of IMECE 2006, Int. Mech. Engineering congress and exhibition*. – Chicago, Illinois, 2006. – P. 8.
5. Ekberg, A. Rolling contact fatigue of railway wheels – computer modeling and in-field data // *Proc. of the 2<sup>nd</sup> mini conf. on contact mechanics and wear of rail/wheel systems*. – Budapest, 1996. – P. 154-163.

*Материал поступил в редколлегию 06.03.18.*

ISBN 978-5-906967-87-9. Компьютерное моделирование в железнодорожном транспорте: динамика, прочность, износ. Брянск, 2018.

УДК 629.4

**Симонов В.А., Керенцев Д.Е., Погорелов Д.Ю.**

Брянский государственный технический университет  
Россия, 241035, г. Брянск, бульвар 50 лет Октября, 7  
Тел.: (4832) 568637, e-mail: simonov@umlab.ru

## **ОЦЕНКА ПРОФИЛЕЙ КОЛЕС ВАГОНОВ ПО КРИТЕРИЯМ ДИНАМИКИ, ИЗНОСА И УСТАЛОСТНОЙ ПРОЧНОСТИ С УЧЁТОМ ИХ ЭВОЛЮЦИИ В ПРОЦЕССЕ ЭКСПЛУАТАЦИИ**

**Ключевые слова:** динамические показатели, износ и усталостная прочность профилей колес, эволюция профилей.

### **Введение**

Геометрические очертания профиля колес вагонов в значительной степени влияют на множество важнейших показателей, определяющих в конечном счете существенные эксплуатационные затраты, связанные с ремонтом колесных пар, расходом энергии на движение экипажа, ремонтом пути, безопасностью движения [1-3].

Большое внимание в мире уделяется разработке геометрических очертаний профилей колес, позволяющих повысить эффективность эксплуатации подвижного состава по различным показателям.

Компьютерное моделирование с помощью программного комплекса «Универсальный механизм» позволяет выполнить оценку таких показателей, основными из которых являются силовое воздействие на путь, сопротивления движению, безопасность движения по вкатыванию колеса на головку рельса, долговечность профилей по износу и усталостной прочности.

Особенность рассматриваемого в данной работе подхода заключается в том, что все показатели оцениваются в процессе эволюции профилей. Таким образом, задача формулируется как задача многокритериальной оценки профилей в условиях, когда значения показателей меняются в течение межремонтного периода колес. Такая задача использована, в частности, при выборе рациональных профилей на множестве альтернатив.

### **Компьютерное моделирование**

Вопросам получения рациональных очертаний профилей на основе как частных, так и комплексных показателей посвящено большое количество публикаций, в частности [4-14]. Все эти методы не позволяют охватить множество требований, которым должен удовлетворять результиру-

ющий профиль. Однако, эти методы, а также многие другие, можно использовать для разработки первоначального множества альтернативных вариантов профилей.

В данном случае рассмотрена ситуация, когда имеется готовое множество альтернативных вариантов профилей  $\{П1, П2...П10\}$ , подготовленных для дальнейшего углубленного анализа и выбора из них варианта, наилучшим образом удовлетворяющего совокупности показателей в течение всего базового периода работы, включающих:

- поперечное воздействие на путь (боковые и рамные силы);
- коэффициент устойчивости по вкатыванию колеса на рельс;
- интенсивность износа (сопротивление движению за счет диссипации энергии в точках контакта колес с рельсами);
- износ поверхности катания и гребня профиля;
- усталостную повреждаемость металла поверхности катания профиля;
- долговечность по износу;
- долговечность по усталостной прочности.

При этом адекватным образом должно учитываться множество условий эксплуатации профилей колес:

- прямые и кривые участки пути;
- скоростной режим движения;
- состояние пути;
- степень загрузки вагона;
- конструкция экипажной части вагонов;
- материал, из которого изготовлены колеса;
- трибологическое состояние в контактах колес с рельсами.

Под базовым периодом эксплуатации в данном случае подразумевается пробег, на котором в условиях численного эксперимента можно уверенно оценить качества профилей с учетом их эволюции. Предварительный анализ показал, что для этого достаточен пробег в 200 тыс. км.

Для получения сверток оценок показателей на множестве условий функционирования естественно использовать объективные данные о вероятности (повторяемости) условий в эксплуатации. При этом конструкция экипажей и материал не использовались в свертке, и выбор для каждого типа экипажа и типа материала колеса выполнялся отдельно.

Оценка безопасности движения вагона выполнялась для порожнего режима движения, в то время как силовое воздействие на путь - для груженого. Эти показатели играли роль ограничений и служили для проверки возможных нарушений их нормативных значений альтернативами в процессе эволюции. Выбор профилей осуществлялся по показателям износа и усталостной долговечности поверхностей катания колес.

В качестве примера анализируется эволюция износа и накопленной относительной (по отношению к максимальной накопленной повреждае-

мости профиля в соответствии с ГОСТ) усталостной поврежденности одного из оптимальных профилей П5 в сравнении с коническим профилем по ГОСТ 10791 для грузовых вагонов на двух типах тележек: 18-100 с осевой нагрузкой 23,5 тс; 18-9855 с осевой нагрузкой 25 тс и колесами из стали Т. В результате установлено, что инновационный профиль П5 на двух типах тележек служит лучше, чем профиль по ГОСТ. Особенно большие преимущества он обеспечивает по износу гребня (рис.1), увеличивая ресурс по этому показателю не менее, чем на 160 тыс. км. Использование инновационного профиля позволит снизить остроту проблемы с износом гребней. Ресурс по усталостной прочности инновационного профиля возрастает в меньшей степени и поэтому по нему отказ может наступить раньше, чем по износу. Для решения этой проблемы необходимо совершенствовать характеристики металла, из которого изготовлены колеса.

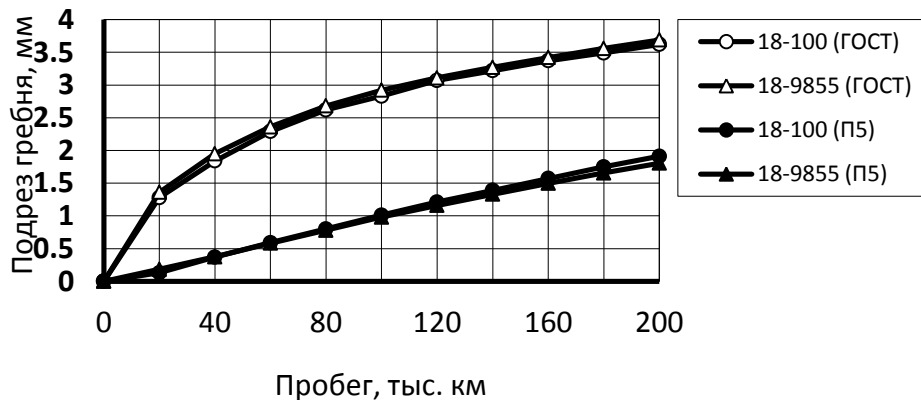


Рис.1. Износ гребня в процессе эволюции профилей колес

Эпюры износа для стандартного и инновационного профилей показывают, что профиль П5 изнашивается более равномерно по ширине.

По показателям поперечного воздействия на путь и коэффициенту устойчивости по вкатыванию колеса на рельс (КУ) порожнего вагона профиль П5 в составе тележек типа 18-100 уступает стандартному коническому профилю до стадии его среднего износа и примерно совпадает с показателями стандартного профиля при его износе от среднего и выше. Этот недостаток преодолевается использованием скользунов постоянного контакта. В составе тележки 18-9855 профиль П5 лишь незначительно уступает профилю по ГОСТ по рамным силам и КУ на начальном этапе эксплуатации до пробега порядка 40 тыс. км.

Для пассажирского вагона разработан профиль с рабочим названием П9, который, имея чуть лучшие оценки проката поверхности катания, может полностью снять проблему подреза гребней и существенно повысить усталостную прочность рабочей поверхности колеса, увеличив ресурс по этому показателю примерно на 80 тыс. км. При этом обеспечиваются характеристики безопасности движения и бокового воздействия на путь.



## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Захаров С.М., Погорелов Д.Ю., Симонов В.А., Анализ влияния параметров экипажей и пути на интенсивность износа в системе колесо-рельс (на основе полного факторного численного эксперимента) // Вестник ВНИИЖТ. – 2010. – №2. – С.31-35.
2. Черкашин Ю.М., Погорелов Д.Ю., Симонов В.А., Анализ влияния параметров экипажа и пути на показатели, определяющие безопасность движения // Вестник ВНИИЖТ. – 2010. – № 2. – С.3-9.
3. Iwnicki, S. The Effect of Profiles on Wheel and Rail Damage// International Journal of Vehicle Structures & Systems. – 2013. – 1 (4). pp. 99 -104.
4. Smallwood, R An optimisation technique to minimize rail contact stresses / R. Smallwood, J.C. Sinclair, K.J. Sawley // Wear. – 1991. – V. 144. – pp. 373–384.
5. Ковалев, Р.В. Разработка и реализация эффективных методик компьютерного исследования динамики и оптимизации параметров ходовых частей железнодорожных экипажей: дисс.... канд. техн. наук. – Брянск: Брянский государственный технический университет, 2004. – 114 с.
6. Persson, I. Optimisation of railway wheel profiles using a genetic algorithm / I. Persson, S.D. Iwnicki // Veh. Sys. Dyn. 41(Suppl.) (2004), pp. 517-527.
7. Shevtsov, I.Y. Optimal design of wheel profile for railway vehicles / I.Y. Shevtsov, V.L. Markine, C. Esveld // Wear. – 2005. –V.258.– pp.1022-1030.
8. Shevtsov, I.Y. Design of railway wheel profile taking into account rolling contact fatigue and wear / I.Y. Shevtsov, V.L. Markine, C. Esveld // Wear. – 2008. – V.265, pp. 1273-1282.
9. Polach O. Wheel profile design for the targeted conicity and a wide contact spreading / O. Polach // 8th International Conference on Contact Mechanics and Wear of Rail/Wheel Systems (CM2009), Firenze, Italy, September 15-18, 2009.- pp.809-816.
10. Оптимизация профилей колес и рельсов // ЖДМ. 2007, №10. С. 62-64.
11. Santamaria, J. Design of an optimised wheel profile for rail vehicles operating on two track gauges / J. Santamaria, J. Herreros, E.G. Vadillo, N. Correa // Veh. Sys. Dyn. – 2013. – V. 51, №1. – pp. 54-73.
12. Ignesti, M. Development of a wear model for the wheel profile optimisation on railway vehicles / M. Ignesyi, A. Innocenti, I. Marini, E. Meli, A. Rindi// Veh. Sys. Dyn. – 2013. – V.51, № 9. – pp. 1363-1402.
13. Максимов, И.Н., Разработка профиля колес для скоростных поездов и прогнозирование его эволюции в процессе взаимодействия подвижного состава и пути: дисс.... канд. техн. наук / И.Н. Максимов. – Москва, 2014. – 226 с.
14. Liua, B. Design and optimisation of wheel–rail profiles for adhesion improvement / B. Liua, T.X. Meib, S. Bruni // Veh. Sys. Dyn. – 2016. – V.54, № 3. – pp. 429-444.

*Материал поступил в редколлегию 06.03.18.*

ISBN 978-5-906967-87-9. Компьютерное моделирование в железнодорожном транспорте: динамика, прочность, износ. Брянск, 2018.

УДК 629.4

**Тарасов А.Н., Малахов В.Н., Федяева Г.А., Ковалёв Р.В.**

Брянский государственный технический университет  
Россия, г. Брянск, бульвар 50 лет Октября, 7  
(4832) 56-36-02, e-mail: tarasov.79@inbox.ru

## **МОДЕЛИРОВАНИЕ СИСТЕМЫ УПРАВЛЕНИЯ ТЯГОВЫМ ЭЛЕКТРОПРИВОДОМ ЛОКОМОТИВА С СОВМЕСТНЫМ РЕГУЛИРОВАНИЕМ АСИНХРОННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ**

**Ключевые слова:** тяговый электропривод, двухосная тележка, вертикальные нагрузки осей, асинхронные двигатели, система управления.

### **Введение**

В современном тяговом электроприводе (ТЭП) широко внедряются двигатели переменного тока взамен традиционных коллекторных двигателей. На мощных локомотивах с высоким использованием сил сцепления наибольшее распространение получил ТЭП с асинхронными тяговыми двигателями (АТД). Асинхронные двигатели (АД) применены на отечественных серийно выпускаемых тепловозах 2ТЭ25А, электровозах 2ЭС10, ЭП20, опытном электровозе 2ЭВ120.

Динамические и тяговые качества локомотивов с АТД определяющим образом зависят от системы управления ТЭП. В то же время, из вышеперечисленных локомотивов только на тепловозе 2ТЭ25А применены отечественные алгоритмы управления тяговыми двигателями, разработанные Всероссийским научно-исследовательским и конструкторско-технологическим институтом подвижного состава (ВНИКТИ), а на российские электровозы интегрированы алгоритмы зарубежных фирм: Siemens, Alstom, Bombardier Transportation, являющиеся интеллектуальной собственностью этих фирм.

Целесообразно, наряду с внедрением импортных систем управления, создавать и совершенствовать с учетом мировых достижений собственные алгоритмы управления ТЭП, используя для их отработки как уже имеющиеся образцы локомотивов, так и новые компьютерные технологии.

### **Компьютерное моделирование**

Для анализа новых алгоритмов идеально подходит четырёхосный гибридный маневрово-вывозной тепловоз ТЭМ9Н с АД, разработанный Людиновским тепловозостроительным заводом в рамках пилотного проекта, так как в системе управления (СУ) ТЭП ТЭМ9Н внедрены наиболее динамичные алгоритмы разрывного управления АТД при регулировании потокосцепления статора, основанные на положениях [1]. Реализованная СУ

имеет три основных преимущества: 1) достижение предельной физической возможной скорости изменения момента, что позволяет построить систему использования реального коэффициента сцепления; 2) минимизация частоты переключения приборов; 3) получение максимально возможной первой гармоники напряжения (соответственно, - величины потока, - в режиме однократной коммутации). Кроме того, обеспечивается стабильность работы тягового привода при колебаниях напряжения в промежуточном контуре (dc-link) и изменении параметров объекта управления. Помимо этого, использование в системе электропитания ТЭМ9Н аккумуляторной батареи с огромным энергозапасом (300 кВт\*часов) и суперконденсаторов дает возможность обрабатывать алгоритмы регулирования ТЭП, применимые как для тепловозов, так и для электровозов нового поколения.

По экономическим соображениям и условиям размещения на тепловозе ТЭМ9Н применено потележечное регулирование АТД, это вносит ряд особенностей в регулирование двигателей на пределе по сцеплению и затрудняет его реализацию. Скорости роторов параллельно включенных двигателей каждой двухосной тележки могут отличаться по многим причинам: различие вертикальных нагрузок колес первой и второй осей тележек, разность диаметров бандажей колесных пар, разброс параметров двигателей, различие условий сцепления колес первой и второй осей каждой тележки и др.

Экспериментальная отработка алгоритмов управления сцеплением на ТЭМ9Н весьма дорогостояща и в настоящее время затруднена в связи с недостаточным финансированием. В связи с этим СУ ТЭМ9Н, модифицированная и дополненная алгоритмом регулирования скольжения колес [2,3], была исследована на основе моделирования с использованием совмещения программных комплексов MatLab/Simulink и «Универсальный механизм» (УМ) [4]. Модель электрической части ТЭП составлена в MatLab/Simulink. Модель экипажной части тепловоза ТЭМ9Н с составом из 10-и вагонов разработана в программном комплексе (ПК) «Универсальный механизм» (УМ). Оценка достоверности результатов моделирования производилась путем сравнения расчетных осциллограмм с экспериментальными данными, полученными при испытаниях тепловоза ТЭМ9Н [3], установлено удовлетворительное совпадение результатов.

С использованием моделирования исследовалась работа ТЭП при варьировании потенциального коэффициента сцепления  $\psi_0$  в диапазоне 0,4 0,1 и разбросе параметров АТД 15%. На рис. 1 приведены результаты моделирования реализации предельных усилий при управлении ТЭП по скорости двигателя разгруженной оси тележки. В пилотном варианте ТЭМ9Н не предусмотрены наклонные тяги в конструкции тележек или специальные догрузатели, позволяющие выравнять вертикальные нагрузки осей локомотива, поэтому оси тележек, вращаемые параллельно подключенными к АИН двигателями, по нагрузкам существенно различаются, – до 10,8 Т при реализации потенциального коэффициента сцепления 0,4.

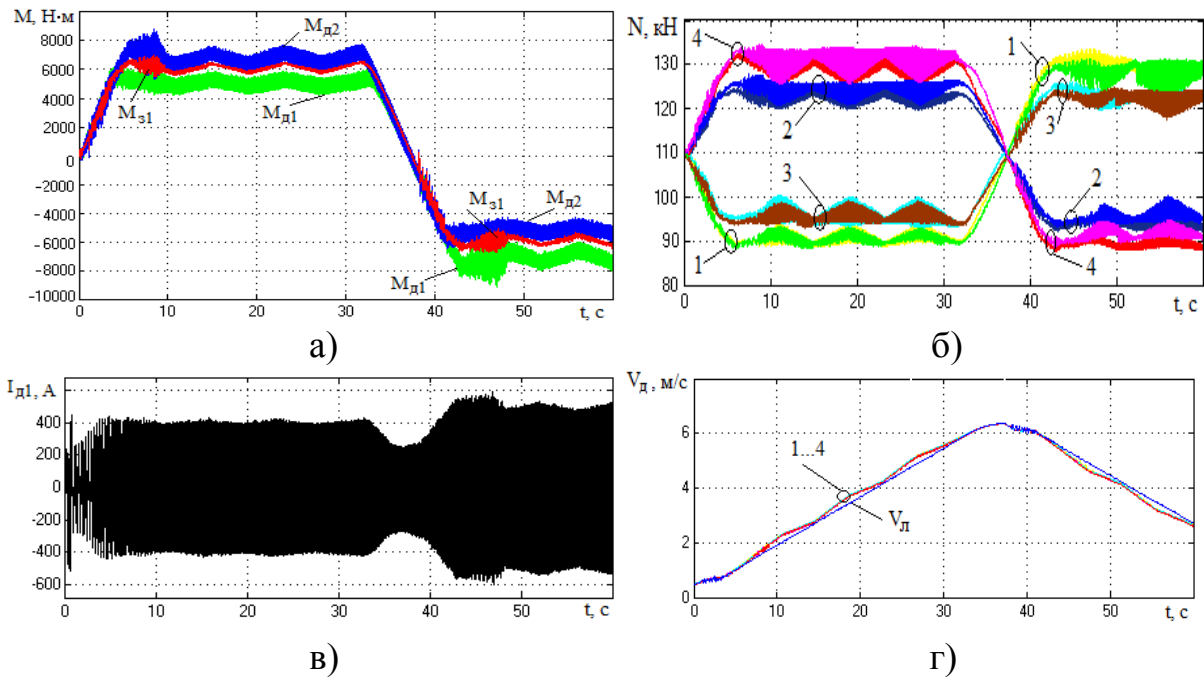


Рис. 1. Результаты моделирования реализации предельных тяговых усилий при разгоне и торможении гибридного тепловоза с составом 1000 Т ( $\psi_0 = 0,25$ ) при регулировании ТЭП тележек по скорости АТД1, АТД3 (в режиме тяги) и АТД2, АТД4 (в режиме торможения): а – электромагнитные моменты двигателей первой ( $M_{д1}$ ) и второй ( $M_{д2}$ ) осей и задание на электромагнитный момент ( $M_{с1}$ ); б – вертикальные нагрузки колес (1...4 – 1-й...4-й осей соответственно); в – ток АТД1 первой оси; г – приведённые к линейной скорости колеса скорости роторов (1...4 - АТД1...АТД4 соответственно) и скорость локомотива ( $V_{л}$ )

Установлено, что СУ ТЭП тепловоза ТЭМ9Н, модифицированная с учетом предложенных алгоритмов, несмотря на существенное различие вертикальных нагрузок осей, плавно выводит ТЭП локомотива на предел по сцеплению и обеспечивает использование потенциальных условий сцепления не менее чем на 90% в режиме реализации предельных усилий.

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Depenbrok, M. Direct self-control (DSC) of inverter-fed induction machine / M. Depenbrok // IEEE Trans. Power Electron. – 1988. – Vol. 3. – pp. 420-429.
2. Иньков, Ю.М. Управление тяговым электроприводом гибридного маневрового тепловоза с асинхронными двигателями в режиме реализации предельных усилий / Ю.М. Иньков, Г.А. Федяева, А.Н. Тарасов // Электротехника. – 2016. – №9. – С. 31-38.
3. Федяева, Г.А. Совершенствование системы управления тягового электропривода гибридного маневрового тепловоза / Г.А. Федяева, Ю.М. Иньков, А.Н. Тарасов, Д.В. Конохов // Электроника и электрооборудование транспорта. – 2017. – №1. – С. 30-36.
4. Лаборатория вычислительной механики БГТУ: [сайт]. – URL: <http://www.universalmechanism.com>.

Материал поступил в редколлегию 06.03.18.

## Именной указатель / Author index

BU Ji-lin .....	10
LEI Qiang .....	10
LIN Peng-zhen .....	8
LIU Wei .....	10
LIU Zhen-guang .....	10
Nugraha P.A. ....	13
Pogorelov D. ....	14
Rosyada M.F. ....	13
Vollebregt Edwin .....	17
WANG Ya-peng .....	8
WOO Kwanje .....	20
ZHANG Nan .....	23
ZHOU Shuang .....	23
Агапов Д.Г. ....	25
Антипин Д.Я. ....	39
Васильев А.П. ....	63
Волохов Г.М. ....	27
Воронкова М.И. ....	30
Гребенников Н.В. ....	33
Дудкевич В.П. ....	33
Зарифьян А.А. ....	33
Исаев А.В. ....	36
Керенцев Д.Е. ....	70
Князев Д.А. ....	27
Кобищанов В.В. ....	39
Ковалёв Р.В. ....	42, 74
Колотыркин И.П. ....	45
Конохов Д.В. ....	48
Круговова Е.А. ....	54
Лютак Р.Д. ....	51
Малахов В.Н. ....	74
Михеев Г.В. ....	54, 57
Надточей А.Г. ....	48
Овечников М.Н. ....	27, 30

Петренко В. ....	36
Петухов В.Н. ....	45
Погорелов Д.Ю. ....	60, 70
Родиков А.Н. ....	54, 60
Савоськин А.Н. ....	63
Сакало А.В. ....	42, 67
Сакало В.И. ....	67
Симонов В.А. ....	70
Талахадзе Т.З. ....	33
Тарасов А.Н. ....	74
Тимаков М.В. ....	27
Томашевский С.Б. ....	57
Федяева Г.А. ....	48, 74
Харченко М.В. ....	33
Черников В.В. ....	33
Чечулин Е.С. ....	39
Шабуневич В.И. ....	30