

**Редколлегия**

**Главный редактор**  
Радченко С.Ю. д-р техн. наук, проф.

**Заместители главного редактора:**  
Барсуков Г.В. д-р техн. наук, проф.  
Гордон В.А. д-р техн. наук, проф.  
Подмастерьев К.В. д-р техн. наук, проф.  
Савин Л.А. д-р техн. наук, проф.  
Шоркин В.С. д-р физ.-мат. наук, проф.

**Члены редколлегии:**

Бабичев А.П. д-р техн. наук, проф. (Россия)  
Бухач А. д-р техн. наук, проф. (Польша)  
Довгин С.И. д-р техн. наук, проф. (Россия)  
Голенков В.А. д-р техн. наук, проф. (Россия)  
Дьяконов А.А. д-р техн. наук, проф. (Россия)  
Емельянов С.Г. д-р техн. наук, проф. (Россия)  
Запомель Я. д-р техн. наук, проф. (Чехия)  
Зубчанинов В.Г. д-р техн. наук, проф. (Россия)  
Киричек А.В. д-р техн. наук, проф. (Россия)  
Копылов Ю.Р. д-р техн. наук, проф. (Россия)  
Кухарь В.д. д-р техн. наук, проф. (Россия)  
Лавриненко В.Ю. д-р техн. наук, проф. (Россия)  
Ли Шенбо. канд. техн. наук, доц. (Китай)  
Мирзалимов В.М. д-р физ.-мат. наук, проф. (Азербайджан)  
Мулукин О.П. д-р техн. наук, проф. (Россия)  
Осадчий В.Я. д-р техн. наук, проф. (Россия)  
Пилипенко О.В. д-р техн. наук, проф. (Россия)  
Распопов В.Я. д-р техн. наук, проф. (Россия)  
Смоленцев В.П. д-р техн. наук, проф. (Россия)  
Старовойтов Э.И. д-р физ.-мат. наук, проф. (Беларусь)  
Степанов Ю.С. д-р техн. наук, проф. (Россия)  
Хейфец М.Л. д-р техн. наук, проф. (Беларусь)

**Ответственный секретарь:**  
Тюхта А.В. канд. техн. наук

**Адрес редакции**  
3902030, г. Орел, ул. Московская, 34  
+7(920)2806645, +7(906)6639898  
http://oreluniver.ru  
E-mail: tiostu@mail.ru

Зарег. в Федеральной службе по  
надзору в сфере связи, информационных  
технологий и массовых коммуникаций.  
Свидетельство ПИ № ФС77-67029  
от 30 августа 2016 года

Подписной индекс 29504  
по объединенному каталогу  
«Пресса России»

© ОГУ имени И.С. Тургенева, 2018

## Содержание

### Колонка главного редактора

Поздравление с юбилеем д.т.н., профессора Голенкова В.А. .... 3

### Теоретическая механика и ее приложения

Треццев А.А., Ходорович П.Ю., Теличко В.Г. Учет анизотропии и разносопротивляемости при определении параметров НДС многослойного полупространства .... 4

### Механика деформируемого твердого тела, динамика и прочность

Старовойтов Э.И., Леоненко Д.В. Осесимметричное деформирование круговой трехслойной пластины в температурном поле .... 13  
Лопа И.В. Продольная устойчивость ступенчатого стержня. .... 23

### Машиностроительные технологии и оборудование

Аникеева О.В., Ивахненко А.Г. Сравнительный анализ подходов к расчету геометрической точности металлорежущих станков. .... 28  
Селеменева О.В., Селеменев М.Ф., Фроленкова Л.Ю., Тарапанов А.С. Теоретический анализ стойкости эпиламированных покрытий инструмента при поверхностном пластическом деформировании. .... 37  
Зелинский В.В., Степанов Ю.С., Борисова Е.А. Повышение износостойкости исполнительных органов машин, образующих трибосистему «Сталь-Сталь». .... 43  
Большаков А.Н., Торопцева Е.Л., Двореченская С.А., Матюнин А.Г., Косинова О.А., Василенко Ю.В. Влияние параметров режимов резания на упрочнение обработанной поверхности стали X. .... 53  
Корнеев Ю.С., Гордон В.А., Корнеева Е.Н. Характеристики пускозащитных муфт .... 58  
Довгин С.И., Зайцев А.И., Татарченков Н.В. Математическое моделирование волнообразования при гибке труб. .... 62

### Машиноведение и мехатроника

Поляков Р.Н., Савин Л.А., Внуков А.В. Математическая модель бесконтактного пальчикового уплотнения с активным управлением зазором .... 66  
Жук А.П., Гавришев А.А., Осипов Д.Л. К вопросу о разработке защищенного устройства управления группой роботов посредством беспроводного канала связи. .... 72  
Алейников А.Ю., Афонин А.Н. Исследование поведения змееподобного робота для инспекции трубопроводов в условиях отказа звеньев .... 79  
Надеждин И.В., Молчанов А.А. Энергоэффективные приводы мехатронных загрузочных устройств автоматизированных сборочных систем .... 86  
Крахмалев О.Н. Методы объективно-ориентированного моделирования манипуляционных систем роботов .... 96  
Климов В.Е., Ушаков Л.С., Каманин Ю.Н. Разработка и математическое моделирование мехатронного горнопроходческого комплекса с рабочим органом планетарного типа .... 106  
Лукьянов Е.А., Ивацевич Ю.Б., Зайцев А.Ю. Виртуальное моделирование при формировании компетенций обучающихся по направлению 15.03.06 «Мехатроника и робототехника». .... 115  
Лукиенко Л.В., Исаев В.В. Моделирование зубчато-реечных движителей шахтных электровозов для выбора ресурсосберегающих параметров. .... 122

### Приборы, биотехнические системы и технологии

Яцун А.С. Динамическая ходьба в экзоскелете. .... 133  
Гладышев А.Р., Гладышева А.В. Разработка и исследование механической конструкции макета модульного бионического протеза ноги и системы управления. .... 139

### Контроль, диагностика, испытания и управление качеством

Демина А.С., Демин С.А., Шалобаев Е.В. Возможности применения тепловизионной спектроскопии в диагностике поверхностей высокогооборотного оборудования. .... 146

# Fundamental and Applied Problems of Engineering and Technology

The founder – Federal State Budgetary Educational Institution of Higher Educational  
«Orel State University named after I.S. Turgenev»  
(Orel State University)

## Editorial Committee

### Editor-in-chief

Radchenko S.Yu. Doc. Sc. Tech., Prof.

### Editor-in-chief Assistants:

Barsukov G.V. Doc. Sc. Tech., Prof.

Gordon V.A. Doc. Sc. Tech., Prof.

Podmastercnev K.V. Doc. Sc. Tech., Prof.

Savin L.A. Doc. Sc. Tech., Prof.

Shorkin V.S. Doc. Sc. Ph. - Math., Prof.

### Member of editorial board:

Babichev A.P. Doc. Sc. Tech., Prof. (Russia)

Buchach A. Doc. Sc. Tech., Prof. (Poland)

Vdovin S.I. Doc. Sc. Tech., Prof. (Russia)

Golenkov V.A. Doc. Sc. Tech., Prof. (Russia)

Dyakonov A.A. Doc. Sc. Tech., Prof. (Russia)

Emelyanov S.G. Doc. Sc. Tech., Prof. (Russia)

Zubchaninov V.G. Doc. Sc. Tech., Prof. (Russia)

Zapomel Ya. Doc. Sc. Tech., Prof. (Czech Republic)

Kirichek A.V. Doc. Sc. Tech., Prof. (Russia)

Kopylov Yu.R. Doc. Sc. Tech., Prof. (Russia)

Kukhar V.D. Doc. Sc. Tech., Prof. (Russia)

Lavrynenko V.Yu. Doc. Sc. Tech., Prof. (Russia)

Li Shenbo. Cand. Sc. Tech., Assist. Prof. (China)

Mirsalimov V.M. Doc. Sc. Ph. - Math., Prof.

(Azerbaijan)

Mulyukin O.P. Doc. Sc. Tech., Prof. (Russia)

Osadchy Y.Ya. Doc. Sc. Tech., Prof. (Russia)

Pilipenko O.V. Doc. Sc. Tech., Prof. (Russia)

Raspopov V.Ya. Doc. Sc. Tech., Prof. (Russia)

Smolenzov V.P. Doc. Sc. Tech., Prof. (Russia)

Starovoitov A.I. Doc. Sc. Ph. - Math., Prof.

(Belarus)

Stepanov Yu.S. Doc. Sc. Tech., Prof. (Russia)

Heifets M.I. Doc. Sc. Tech., Prof. (Belarus)

### Executive secretary:

Tyukhta A.V. Candidate Sc. Tech.

### Address

302030 Orel, Moskovskaya ul., 34

+7(920)2806645, +7(906)6639898

http://oreluniver.ru

E-mail: tiostu@mail.ru

Journal is registered in Federal Agency of supervision in sphere of communication, information technology and mass communications. The certificate of registration PI № FS77-67029 from 30.08.2016

Index on the catalogue of the  
«Pressa Rossii» 29504

© Orel State University, 2018

## Contents

### Editors Note

Congratulations on the jubilee of Doctor of Engineering Science, Professor Golenkov V.A. .... 3

### Theoretical mechanics and its applications

Treschev A.A., Khodorovich P.Yu., Telichko V.G. Account of anisotropy and different resistance in determining the parameters of stress-strain state of a multilayer half-space. .... 4

### Mechanics of deformable solids, dynamics and strength

Starovoitov E.I., Leonenko D.V. The axisymmetric deformation of circular sandwich plates in a temperature field. .... 13

Lopa I.V. Longitudinal stability of a stepped rod. .... 23

### Machine-building technologies and equipment

Anikeeva O.V., Ivakhnenko A.G. A comparative analysis of approaches to the calculation of geometric accuracy of machine tools. .... 28

Selemeneva O.V., Selemenev M.F., Frolenkova L.Yu., Tarapanov A.S. Theoretical analysis of the stability of epilated coatings of the tool at surface plastic deformation. .... 37

Zelinskiy V.V., Stepanov Yu.S., Borisova E.A. Increase of wear-resistance of the working parts of machines forming tribosystems steel-steel. .... 43

Bolshakov A.N., Toroptseva E.L., Dvurechenskaya S.A., Matynin A.G., Kosinova O.A., Vasilenko Yu.V. Influence of parameters of cutting regimes on hardening of steel X processed surface. .... 53

Korneev Yu.S., Gordon V.A., Korneeva E.N. Specification start-protective clutch. .... 58

Vdovin S.I., Zaitsev A.I., Tatarchenkov N.V. Mathematical modeling of wave generation for tube bending. .... 62

### Machine Science and Mechatronics

Polyakov R.N., Savin L.A., Vnukov A.V. Mathematical model of the inflammatory pullic seal with active management of the clearance. .... 66

Zhuk A.P., Gavrilov A.A., Osipov D.L. To the question about the development of a secure control device a group of robots through a wireless communication channel. .... 72

Aleinikov A.Yu., Afolin A.N. Investigation of conduct snake-like robots for inspection of pipelines in the failure of links. .... 79

Nadezhdin I.V., Molchanov A.A. Energy-efficient mechatronic drives loading device for automated assembly systems. .... 86

Krakhmalev O.N. Methods of object-oriented simulation of manipulation systems of robots. .... 96

Klimov V.E., Ushakov L.S., Kamanin Yu.N. Development and mathematical modeling of the mechatronic mining complex with a working organ of planetary type. .... 106

Lukyanov E.A., Ivatsevich Yu.B., Zaitsev A.Yu. Virtual modeling in the formation of competencies of students in the field 15.03.06. «Mechatronics and robotics». .... 115

Lukienko L.V., Isaev V.V. Simulation of rack and pinion propellers of mine electric locomotives for selection of resource-saving parameters. .... 122

### Devices, biotechnical systems and technologies

Yatsun A.S. Dynamic walking in the exoskeleton. .... 133

Gladyshev A.R., Gladysheva A.V. Development and research of mechanical design layout modular bionic leg prosthesis and control system. .... 139

### Monitoring, Diagnostics, Testing and Quality Management

Demina A.S., Demin S.A., Shalobaev E.V. Applying of thermal imaging spectroscopy in diagnostic of high-speed equipment surfaces. .... 146

## Колонка главного редактора

Уважаемые коллеги, авторы и читатели!

6 января 2018 года исполнилось 70 лет выдающемуся Российскому ученому и организатору науки, доктору технических наук, профессору Вячеславу Александровичу Голенкову.

Вячеслав Александрович – лауреат Государственной премии Российской Федерации в области науки и техники, лауреат премии Правительства Российской Федерации в области образования, лауреат премии Президента Российской Федерации в области образования, лауреат премии им. С.И. Мосина в области разработок военной техники, технологии и оборудования, лауреат премии Правительства Российской Федерации в области науки и техники. Награжден орденами Почета и Дружбы, нагрудным знаком «Почетный работник высшего профессионального образования Российской Федерации», почетными грамотами Минобрнауки РФ.

Профессор Голенков – основатель научной школы в области современных методов обработки металлов давлением, которой подготовлено более десяти докторов и кандидатов наук. Научное направление руководимого В.А. Голенковым коллектива посвящено решению фундаментальной проблемы – развитию новых технологий создания изделий из конструкционных материалов с заранее заданной градиентной субмикро- и нанокристаллической структурой, что обеспечивает значительное повышение их прочностных и эксплуатационных характеристик. В рамках развития научного направления разработаны теоретические подходы к исследованию и моделированию технологических процессов получения изделий с подобной структурой и свойствами, методики проектирования и расчета технологических процессов.

В настоящее время В.А. Голенков руководит двумя докторскими диссертационными советами, является членом редколлегий и редсоветов ряда авторитетных научно-технических журналов, и нам особенно приятно, что одним из них является наш с Вами журнал «Фундаментальные и прикладные проблемы техники и технологии».

Коллектив редколлегии и редакции присоединяется ко всем поздравлениям и добрым пожеланиям, которые уже получил и, мы не сомневаемся, продолжает получать Вячеслав Александрович, сердечно поздравляем юбиляра и желаем ему долгих лет активной научной жизни, умных учеников и интересных научных публикаций, в том числе и в нашем журнале!



# ТЕОРЕТИЧЕСКАЯ МЕХАНИКА И ЕЕ ПРИЛОЖЕНИЯ

УДК 539.3, 624.131.439

А.А. ТРЕЩЕВ, П.Ю. ХОДОРОВИЧ, В.Г. ТЕЛИЧКО

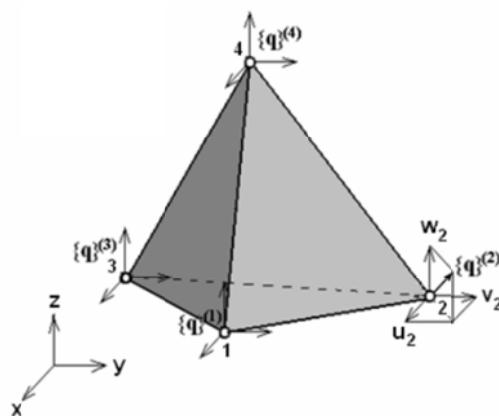
## **УЧЕТ АНИЗОТРОПИИ И РАЗНОСОПРОТИВЛЯЕМОСТИ ПРИ ОПРЕДЕЛЕНИИ ПАРАМЕТРОВ НДС МНОГОСЛОЙНОГО ПОЛУПРОСТРАНСТВА**

**Аннотация.** В статье решается задача о нахождении параметров напряженно-деформированного состояния полупространства, состоящего из нескольких слоев различных разносопротивляющихся ортотропных материалов, под равномерно распределенным давлением на прямоугольной области. Для описания свойств материала используется модификация стандартного четырехузлового конечного элемента в виде тетраэдра с тремя степенями свободы в узле. Для описания зависимости механических свойств от вида напряженного состояния используется теория, предложенная А. А. Трещевым, в которой вид напряженного состояния описан с помощью нормированных напряжений. Рассчитанные параметры напряженно-деформированного состояния сравнивались с результатами, полученными на основе теорий, предложенных другими авторитетными учеными, а также на основе классической теории анизотропии. В итоге анализа полученных данных авторами проводится сравнение используемых теорий и делается вывод о необходимости учета неклассических свойств материалов.

**Ключевые слова:** анизотропия, ортотропия, разносопротивляемость, конечный элемент, полупространство.

### **Введение.**

Основной задачей в современной строительной механике является повышение точности инженерных расчетов. Для достижения этой задачи авторами статьи предложено учитывать такие свойства грунтового основания как чувствительность к виду напряженного состояния и анизотропию механических свойств. В авторитетных источниках, таких как [1], говорится о том, что в последние 35 – 45 лет экспериментальными исследованиями неоспоримо доказано, что одной из существенных и общих особенностей скальных и нескальных пород и грунтов является анизотропия их механических свойств. Кроме того, в работе [2] подтверждается не только о наличие у грунтов свойства разносопротивляемости, но и о том, что для создания обобщенной модели деформирования грунта в физических соотношениях необходимо учитывать взаимное влияние всех инвариантов тензора напряжений и тензора деформаций.



*Рисунок 1 – Конечный элемент в виде тетраэдра*

### **Основная часть.**

Для описания вышеприведенных механических свойств грунтового основания авторами предложено использовать определяющие соотношения, описанные А.А. Трещевым

в работе [3]. Для этого произведена модификация изопараметрического конечного элемента в виде тетраэдра [4], который изображен на рисунке 1, с учетом предложенной теории. Вопросы, связанные с построением матрицы жесткости такого элемента изложены в работах [5] – [8].

Для данного конечного элемента имеем векторы узловых и перемещений –  $\{q\}_i = \{q\}_i^{(1)} \{q\}_i^{(2)} \{q\}_i^{(3)} \{q\}_i^{(4)}$ , вектор узловых сил  $\{R\}_i = \{R\}_i^{(1)} \{R\}_i^{(2)} \{R\}_i^{(3)} \{R\}_i^{(4)}$ . Связь между этими векторами осуществляется при помощи матрицы жесткости:

$$[K]_i = \begin{bmatrix} [K]_{j1}^{(1)} & [K]_{j1}^{(2)} & [K]_{j1}^{(3)} & [K]_{j1}^{(4)} \\ [K]_{j2}^{(1)} & [K]_{j2}^{(2)} & [K]_{j2}^{(3)} & [K]_{j2}^{(4)} \\ [K]_{j3}^{(1)} & [K]_{j3}^{(2)} & [K]_{j3}^{(3)} & [K]_{j3}^{(4)} \\ [K]_{j4}^{(1)} & [K]_{j4}^{(2)} & [K]_{j4}^{(3)} & [K]_{j4}^{(4)} \end{bmatrix}, \quad (1)$$

где типовой блок определяется по формулам:

$$[K]_{ij}^{(k)} = \iiint_{V_i} ([B]^{(j)})^T [D] [B]^{(k)} dV, \quad (2)$$

где  $[B]$  – матрица деформаций;

$[D]$  – матрица, связывающая напряжения и деформации.

При линейной аппроксимации перемещений в пределах конечного элемента типовой блок матрицы жесткости (2) определяется как:

$$[K]_{il}^{(k)} = \frac{1}{36V_i^2} \begin{bmatrix} K_{11} & K_{12} & K_{13} \\ K_{21} & K_{22} & K_{23} \\ K_{31} & K_{32} & K_{33} \end{bmatrix}, \quad (3)$$

где  $K_{11} = D_{11}b_k b_j + D_{44}c_k c_j + D_{66}d_k d_j + D_{14}(c_k b_j + b_k c_j) + D_{16}(d_k b_j + b_k d_j) + D_{46}(d_k c_j + c_k d_j)$ ;

$K_{12} = D_{12}c_k b_j + D_{14}b_k b_j + D_{15}d_k b_j + D_{24}c_k c_j + D_{44}b_k c_j + D_{45}d_k c_j + D_{26}c_k d_j + D_{46}b_k d_j + D_{56}d_k d_j$ ;

$K_{13} = D_{13}d_k b_j + D_{15}c_k b_j + D_{16}b_k b_j + D_{43}d_k c_j + D_{45}c_k c_j + D_{46}b_k c_j + D_{36}d_k d_j + D_{56}c_k d_j + D_{66}b_k d_j$ ;

$K_{21} = D_{12}b_k c_j + D_{24}c_k c_j + D_{26}d_k c_j + D_{14}b_k b_j + D_{44}c_k b_j + D_{46}d_k b_j + D_{15}b_k d_j + D_{45}c_k d_j + D_{56}d_k d_j$ ;

$K_{22} = D_{22}c_k c_j + D_{44}b_k b_j + D_{55}d_k d_j + D_{24}(b_k c_j + c_k b_j) + D_{25}(d_k c_j + c_k d_j) + D_{45}(d_k b_j + b_k d_j)$ ;

$K_{23} = D_{23}d_k c_j + D_{25}c_k c_j + D_{26}b_k c_j + D_{34}d_k b_j + D_{45}c_k b_j + D_{46}b_k b_j + D_{35}d_k d_j + D_{55}c_k d_j + D_{56}b_k d_j$ ;

$K_{31} = D_{13}b_k d_j + D_{34}c_k d_j + D_{36}d_k d_j + D_{15}b_k c_j + D_{45}c_k c_j + D_{56}d_k c_j + D_{16}b_k b_j + D_{46}c_k b_j + D_{66}d_k b_j$ ;

$K_{32} = D_{23}c_k d_j + D_{34}b_k d_j + D_{35}d_k d_j + D_{25}c_k c_j + D_{45}b_k c_j + D_{55}d_k c_j + D_{26}c_k b_j + D_{46}b_k b_j + D_{56}d_k b_j$ ;

$K_{33} = D_{33}d_k d_j + D_{55}c_k c_j + D_{66}b_k b_j + D_{35}(c_k d_j + d_k c_j) + D_{36}(b_k d_j + d_k b_j) + D_{56}(b_k c_j + c_k b_j)$ ,

$j, k = 1, 2, 3$ .

Компоненты матрицы упругости  $[D] = [C]^{-1}$  принимаются с учетом определяющих соотношений, предложенных в работе [3], где уравнения состояния выбраны в форме близкой к обобщенному закону Гука для анизотропных материалов при малых деформациях. В произвольной ортогональной системе координат закон упругости для анизотропного разноопротивляющегося материала при линейной аппроксимации диаграмм деформирования записан в виде:

$$e_{ij} = C_{ijkl}(\alpha_{ij})\sigma_{km}; \quad (i, j, k, m = 1, 2, 3); \quad (4)$$

где

$$C_{kkkk} = A_{kkkk} + B_{kkkk}\alpha_{kk};$$

$$C_{iijj} = A_{iijj} + B_{iijj}(\alpha_{ii} + \alpha_{jj}); \quad i \neq j; \quad (\text{здесь и далее по индексам не суммировать});$$

$$C_{iiji} = A_{iiji} + B_{iiji}(\alpha_{ii} + \sqrt{2}\alpha_{ij}); \quad i \neq j;$$

$$C_{ijij} = A_{ijij} + B_{ijij}\sqrt{2}\alpha_{ij}; \quad i \neq j;$$

$$C_{ijk} = A_{ijk} + B_{ijk}(\alpha_{ii} + \sqrt{2}\alpha_{jk}); \quad j \neq k;$$

$$C_{ijkm} = A_{ijkm} + B_{ijkm}\sqrt{2}(\alpha_{ij} + \alpha_{km}); \quad i \neq j; \quad k \neq m;$$

$$C_{ijkm} = C_{kmij};$$

$A_{ijkm}$ ,  $B_{ijkm}$  – компоненты тензоров четвертого ранга, определяющие физико-механические характеристики материалов, вычисляемые не только из простейших экспериментов (в общем случае число независимых констант равно 42);

Для ортотропного материала на основании (4) получено:

$$\begin{aligned} e_{11} &= (A_{1111} + B_{1111}\alpha_{11})\sigma_{11} + [A_{1122} + B_{1122}(a_{11} + \alpha_{22})]\sigma_{22} + [A_{1133} + B_{1133}(\alpha_{11} + \alpha_{33})]\sigma_{33}; \\ e_{22} &= [A_{1122} + B_{1122}(a_{11} + \alpha_{22})]\sigma_{11} + (A_{2222} + B_{2222}\alpha_{22})\sigma_{22} + [A_{2233} + B_{2233}(\alpha_{22} + \alpha_{33})]\sigma_{33}; \\ e_{33} &= [A_{1133} + B_{1133}(a_{11} + \alpha_{33})]\sigma_{11} + (A_{2233} + B_{2233}(\alpha_{22} + \alpha_{33}))\sigma_{22} + [A_{3333} + B_{3333}\alpha_{33}]\sigma_{33}; \\ e_{12} &= (A_{1212} + B_{1212}\sqrt{2}\alpha_{12})\tau_{12}; \quad e_{13} = (A_{1313} + B_{1313}\sqrt{2}\alpha_{13})\tau_{13}; \quad e_{23} = (A_{2323} + B_{2323}\sqrt{2}\alpha_{23})\tau_{23}. \end{aligned} \quad (5)$$

В этом случае число независимых характеристик материала равно восемнадцати.

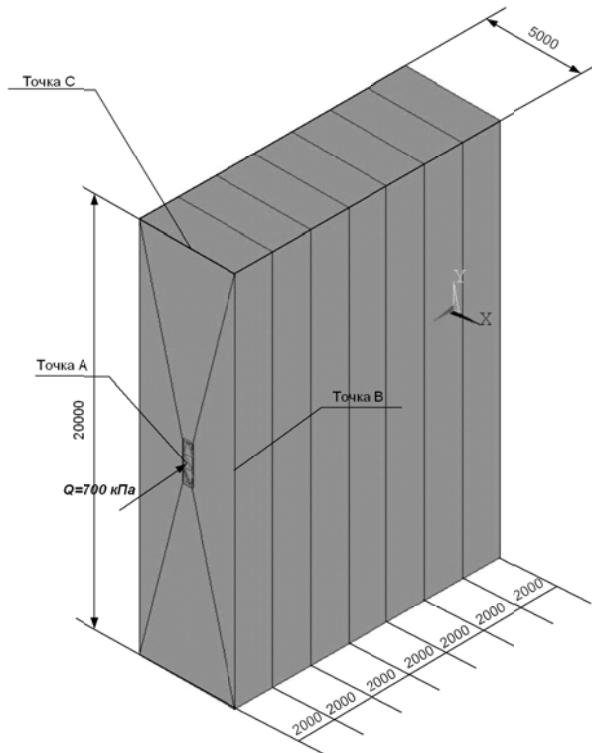


Рисунок 2 – Расчетная схема

При этом константы для ортотропного материала определены из опытов по одноосному растяжению и сжатию вдоль главных осей анизотропии и под углом  $45^0$  к ним и представлены следующим образом:

$$\begin{aligned} A_{kkkk} &= (1/E_k^+ + 1/E_k^-)/2; \quad B_{kkkk} = (1/E_k^+ - 1/E_k^-)/2; \\ A_{ijj} &= -(\nu_{ij}^+ / E_j^+ + \nu_{ij}^- / E_j^-)/2; \quad B_{ijj} = -(\nu_{ij}^+ / E_j^+ - \nu_{ij}^- / E_j^-)/2; \\ A_{ijj} &= (1/E_{ij}^+ + 1/E_{ij}^-) - 0,25 \left[ \begin{aligned} &(1/E_i^+ + 1/E_j^+ + 1/E_i^- + 1/E_j^-) - \\ &- 2(\nu_{ji}^+ / E_i^+ + \nu_{ji}^- / E_i^-) \end{aligned} \right]; \\ B_{ijj} &= \sqrt{2}(1/E_{ij}^+ - 1/E_{ij}^-) - 0,125\sqrt{2} \left[ \begin{aligned} &(1/E_i^+ + 1/E_j^+ - 1/E_i^- - 1/E_j^-) - \\ &- 4(\nu_{ji}^+ / E_i^+ - \nu_{ji}^- / E_i^-) \end{aligned} \right], \end{aligned} \quad (6)$$

где  $\nu_{ij}^+ / E_j^+ = \nu_{ji}^+ / E_i^+$ ;  $\nu_{ij}^- / E_j^- = \nu_{ji}^- / E_i^-$ ;

$E_i^\pm$ ,  $v_{ij}^\pm$  – модули деформаций и коэффициенты поперечной деформации при одноосном растяжении и сжатии в направлениях соответствующих главных осей анизотропии;

$E_{ij}^\pm$  – модули деформаций при растяжении и сжатии в направлениях под углом  $45^\circ$  к соответствующим главным осям анизотропии.

Рассмотрим задачу о давлении на полупространство. Расчетная схема приведена на рисунке 2. Исходные данные для расчета принимались следующие: размеры в плане 20000x5000 мм, по высоте 7 слоев по 2000 мм, размер зоны давления 2000x500. Механические характеристики материалов приведены в таблице 1. Интенсивность равномерно распределенной нагрузки  $q$  варьировалась от 0 до 700 кПа.

Таблица 1 – Механические характеристики слоев

| Номера слоев | Механические характеристики<br>(все модули упругости в МПа, а коэффициенты Пуассона в долях единицы) |            |            |            |            |            |            |            |
|--------------|--|------------|------------|------------|------------|------------|------------|------------|
|              | $E_1^+$  | $E_1^-$    | $E_2^+$    | $E_2^-$    | $E_3^+$    | $E_3^-$    | $E_{12}^+$ | $E_{12}^-$ |
| 1            | 31,05  | 27,95      | 29,74      | 24,16      | 26,35      | 19,12      | 27,55      | 23,32      |
|              | $E_{13}^+$   | $E_{13}^-$ | $v_{12}^+$ | $v_{12}^-$ | $v_{13}^+$ | $v_{13}^-$ | $v_{23}^+$ | $v_{23}^-$ |
|              | 28,33  | 21,92      | 0,38       | 0,32       | 0,37       | 0,32       | 0,37       | 0,32       |
|              | $E_1^+$  | $E_1^-$    | $E_2^+$    | $E_2^-$    | $E_3^+$    | $E_3^-$    | $E_{12}^+$ | $E_{12}^-$ |
| 2            | 40,55  | 32,42      | 42,01      | 29,42      | 25,35      | 20,24      | 33,91      | 30,58      |
|              | $E_{13}^+$   | $E_{13}^-$ | $v_{12}^+$ | $v_{12}^-$ | $v_{13}^+$ | $v_{13}^-$ | $v_{23}^+$ | $v_{23}^-$ |
|              | 30,03  | 25,35      | 0,33       | 0,25       | 0,33       | 0,25       | 0,33       | 0,25       |
|              | $E_1^+$  | $E_1^-$    | $E_2^+$    | $E_2^-$    | $E_3^+$    | $E_3^-$    | $E_{12}^+$ | $E_{12}^-$ |
| 3            | 80,00  | 64,15      | 70,9       | 55,3       | 60,0       | 35,0       | 70,0       | 58,3       |
|              | $E_{13}^+$   | $E_{13}^-$ | $v_{12}^+$ | $v_{12}^-$ | $v_{13}^+$ | $v_{13}^-$ | $v_{23}^+$ | $v_{23}^-$ |
|              | 69,2   | 45,6       | 0,27       | 0,2        | 0,27       | 0,2        | 0,22       | 0,17       |
|              | $E_1^+$  | $E_1^-$    | $E_2^+$    | $E_2^-$    | $E_3^+$    | $E_3^-$    | $E_{12}^+$ | $E_{12}^-$ |
| 4            | 10,05  | 7,5        | 12,25      | 9,12       | 10,35      | 8,28       | 10,2       | 8,6        |
|              | $E_{13}^+$   | $E_{13}^-$ | $v_{12}^+$ | $v_{12}^-$ | $v_{13}^+$ | $v_{13}^-$ | $v_{23}^+$ | $v_{23}^-$ |
|              | 9,55   | 8,1        | 0,27       | 0,23       | 0,27       | 0,23       | 0,25       | 0,25       |
|              | $E_1^+$  | $E_1^-$    | $E_2^+$    | $E_2^-$    | $E_3^+$    | $E_3^-$    | $E_{12}^+$ | $E_{12}^-$ |
| 5            | 120,6  | 80,4       | 90,0       | 78,4       | 66,3       | 50,1       | 90,7       | 84,5       |
|              | $E_{13}^+$   | $E_{13}^-$ | $v_{12}^+$ | $v_{12}^-$ | $v_{13}^+$ | $v_{13}^-$ | $v_{23}^+$ | $v_{23}^-$ |
|              | 60,0   | 57,5       | 0,42       | 0,32       | 0,42       | 0,32       | 0,42       | 0,35       |
|              | $E_1^+$  | $E_1^-$    | $E_2^+$    | $E_2^-$    | $E_3^+$    | $E_3^-$    | $E_{12}^+$ | $E_{12}^-$ |
| 6            | 60,5   | 48,4       | 50,1       | 30,7       | 49,15      | 40,85      | 45,2       | 30,5       |
|              | $E_{13}^+$   | $E_{13}^-$ | $v_{12}^+$ | $v_{12}^-$ | $v_{13}^+$ | $v_{13}^-$ | $v_{23}^+$ | $v_{23}^-$ |
|              | 48,75  | 46,3       | 0,3        | 0,24       | 0,3        | 0,24       | 0,35       | 0,3        |
|              | $E_1^+$  | $E_1^-$    | $E_2^+$    | $E_2^-$    | $E_3^+$    | $E_3^-$    | $E_{12}^+$ | $E_{12}^-$ |
| 7            | 28,5   | 22,1       | 26,7       | 24,3       | 20,9       | 15,2       | 27,7       | 23,3       |
|              | $E_{13}^+$   | $E_{13}^-$ | $v_{12}^+$ | $v_{12}^-$ | $v_{13}^+$ | $v_{13}^-$ | $v_{23}^+$ | $v_{23}^-$ |
|              | 21,6   | 17,5       | 0,25       | 0,22       | 0,25       | 0,22       | 0,31       | 0,27       |

Результаты расчетов сравнивались с данными, полученными на основе классической теории деформирования анизотропных материалов [4] с использованием комплекса ANSYS 14; теории С.А. Амбарцумяна [9] и теории Р.М. Джонса – Д.А.Р. Нельсона [10].

На рисунке 3 приведен график зависимости величины максимального прогиба от нагрузки (нагрузка варьируется от 0 до 700 кПа).

На рисунках 4 – 10 приведены графики, показывающие изменение параметров напряженно-деформированного состояния по толщине полупространства в характерных точках при нагрузке 700 кПа.



Рисунок 3 – График зависимости максимального вертикального перемещения от нагрузки

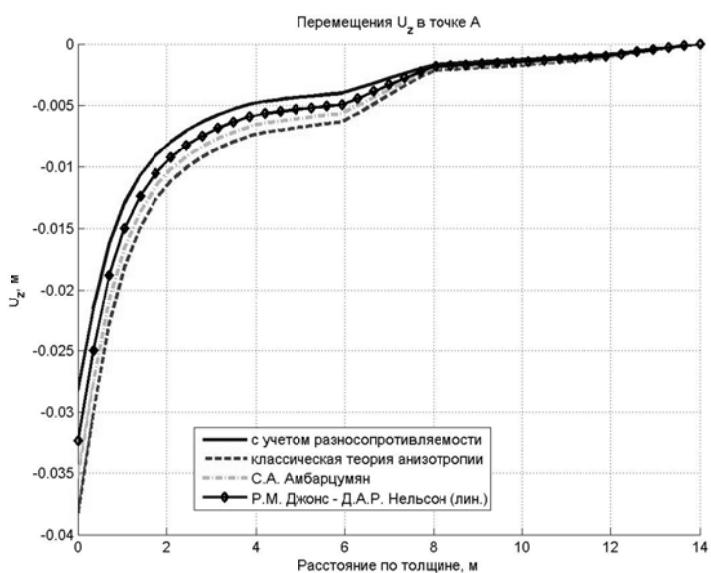


Рисунок 4 – График зависимости вертикального перемещения в точке A от толщины

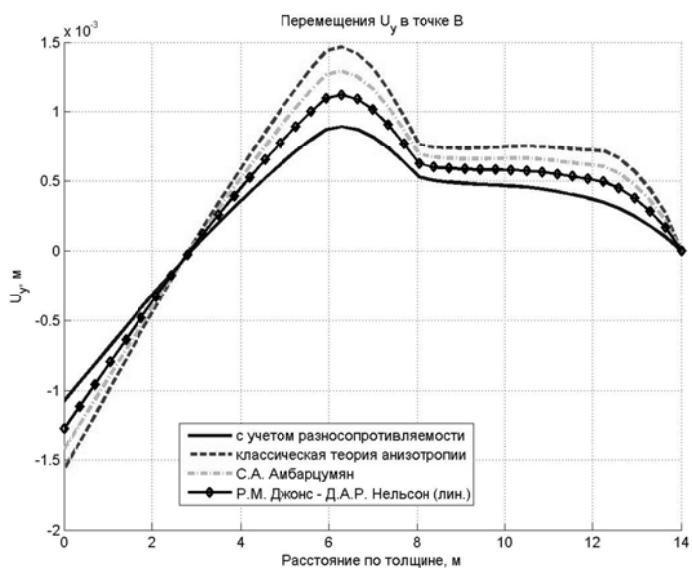


Рисунок 5 – График зависимости горизонтального перемещения в точке B от толщины

**Заключение.**

Проведенные авторами исследования напряженно-деформированного состояния модели полупространства из нескольких слоев разносопротивляющихся анизотропных (ортотропных) материалов показали, что предлагаемый подход, основанный на положениях трехмерной теории упругости и определяющих соотношениях А.А. Трещева [3] вполне адекватен и обладает рядом преимуществ над существующими теориями благодаря повышенной точности и удобству использования метода конечных элементов [4].

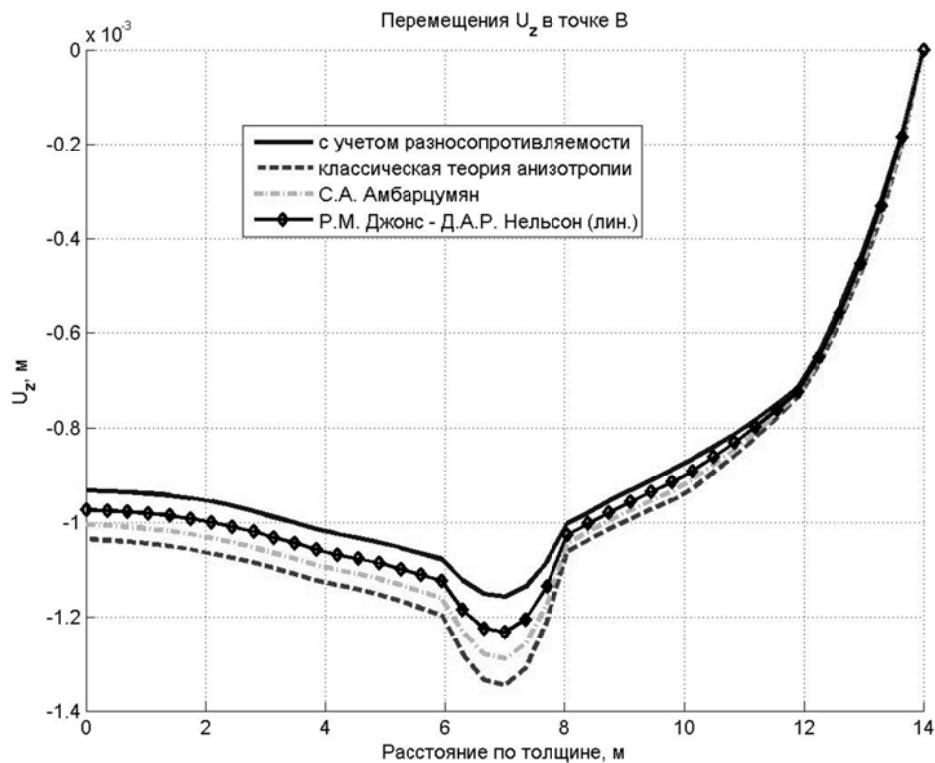


Рисунок 6 – График зависимости вертикального перемещения в точке В от толщины

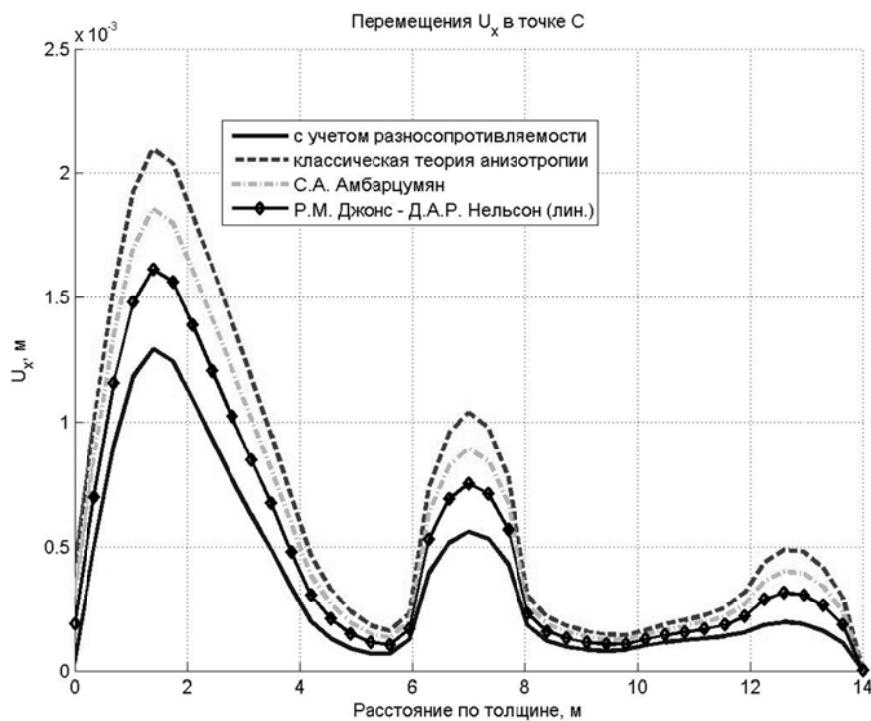


Рисунок 7 – График зависимости горизонтального перемещения в точке С от толщины

Также показано, что при проведении расчетов пренебрегать учетом явления разносопротивляемости недопустимо, так как это может привести к значительным погрешностям в определении параметров напряженно-деформированного состояния (до 30% по напряжениям и перемещениям).

Материалы статьи могут быть полезны для специалистов в области прогнозирования поведения конструкций, а также для выполнения проектировочных и проверочных расчетов в различных областях механики строительства и других отраслях народного хозяйства.

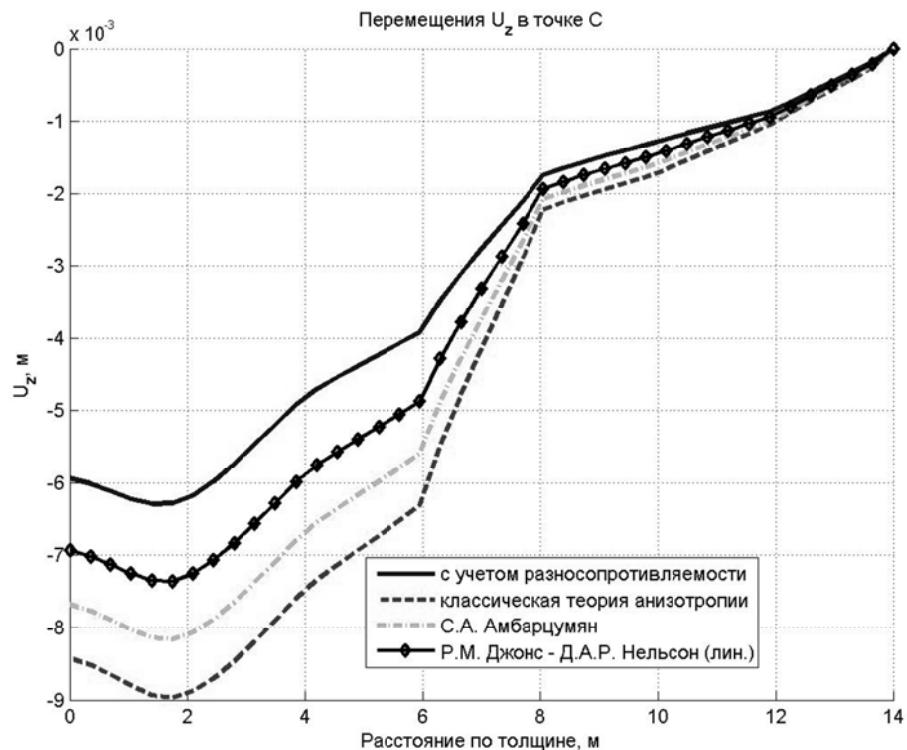


Рисунок 8 – График зависимости вертикального перемещения в точке С от толщины

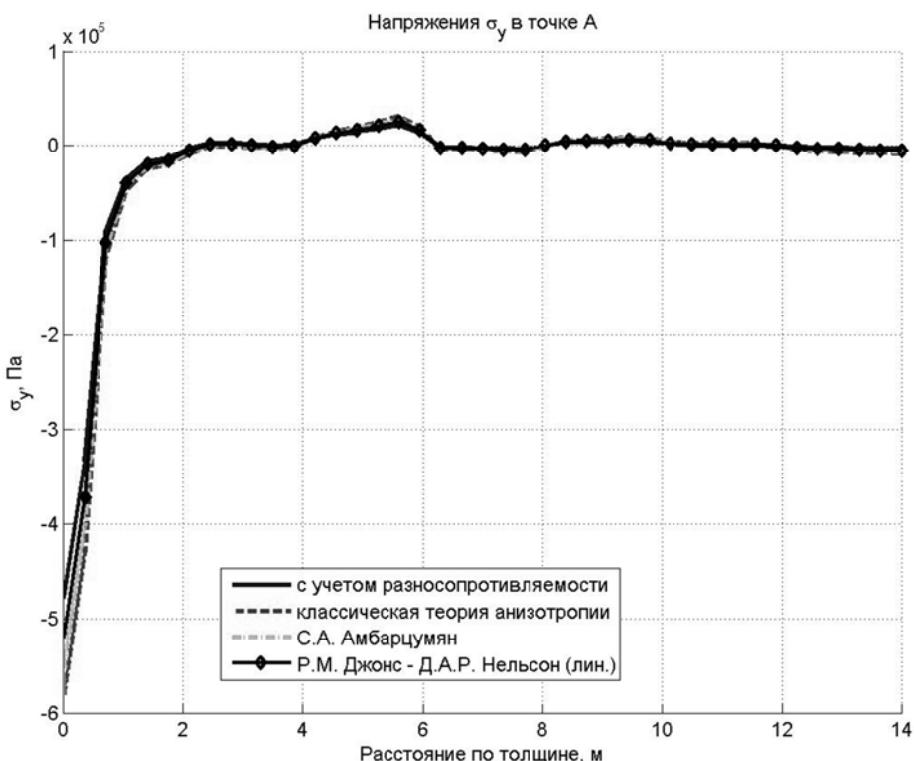


Рисунок 9 – График зависимости напряжений  $\sigma_y$  в точке А от толщины

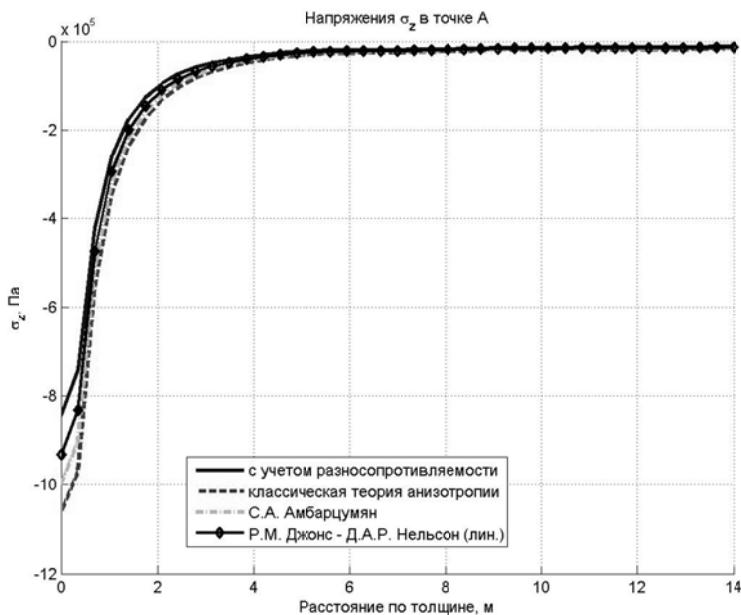


Рисунок 10 – График зависимости напряжений  $\sigma_z$  в точке А от толщины

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Бугров, А.К. Анизотропные грунты и основания сооружений. / А.К. Бугров, Голубев А.И. // СПб.: Недра, 1993. — 245 с.: ил.
2. Вялов, С. С. Реологические основы механики грунтов: Учеб. пособие для строительных вузов. / С.С. Вялов // М.: Высш. школа, 1978.— 447 с, ил.
3. Трещев, А.А. Теория деформирования и прочности материалов с изначальной и наведенной чувствительностью к виду напряженного состояния. Определяющие соотношения / А.А. Трещев. – М.; Тула: РААСН; ТулГУ, 2016. – 326 с.
4. Клованич, С.Ф. Метод конечных элементов в нелинейных задачах инженерной механики. / С.Ф. Клованич // Библиотека журнала "Світ геотехніки", 9-й выпуск. – Запорожье: Издательство журнала "Світ геотехніки", 2009. – 400 с. : ил. — Библиогр. в конце кн. — ISBN 978-966-7732-72-2
5. Трещев, А.А. Конечно-элементная модель расчета пространственных конструкций из материалов с усложненными свойствами / Трещев А.А., Теличко В.Г., Царев А.Н., Ходорович П.Ю. // Известия ТулГУ. Технические науки. – Тула: Изд-во ТулГУ. – 2012. Вып. 10. – С. 106-115.
6. Трещёв, А.А. Моделирование напряженно-деформированного состояния толстых цилиндрических оболочек из материалов с усложненными свойствами / А.А. Трещёв, В.Г. Теличко, П.Ю. Ходорович // Materials Physics and Mechanics. – 2014. – Vol. 21. – No 1. – P. 38-51.
7. Трещев, А.А., Расчет цилиндрических оболочек покрытий транспортных сооружений из материалов с усложненными свойствами/ А.А. Трещев, В.Г. Теличко, П.Ю. Ходорович // Транспортное строительство. 2014. №9. С. 24-27.
8. Трещев, А.А. Моделирование сферической оболочки из разносопротивляющегося графита 3D конечными элементами/ А.А. Трещев, В.Г. Теличко, А.Н. Царев, П.Ю. Ходорович // Вестник Чувашского государственного педагогического университета им. И. Я. Яковлева. Серия: Механика предельного состояния. 2013. № 3(17). С. 62-72.
9. Амбарцумян, С.А. Разномодульная теория упругости / С.А. Амбарцумян // М.: Наука, 1982. – 320 с.
10. Jones, R.M. Stress-Strain Relations for Materials with Different Moduli in Tension and Compression / R.M. Jones // AIAA Journal, 1977. – Vol. 15. – № 1. – P. 16-25.

**Трещев Александр Анатольевич**  
ФГБОУ ВО «ТулГУ», Тула  
Доктор технических наук,  
профессор, зав. кафедрой  
«Строительства, строительных  
материалов и конструкций»  
300012, г. Тула, пр. Ленина, 92  
Тел. +7(4872) 25-71-08;  
E-mail: taa58@yandex.ru.

**Ходорович Павел Юрьевич**  
ФГБОУ ВО «ТулГУ», г. Тула  
Ассистент кафедры  
«Строительства, строительных  
материалов и конструкций»  
300012, г. Тула, пр. Ленина, 92  
Тел. +7(4872) 25-71-08;  
E-mail: antaresn80@mail.ru.

**Теличко Виктор Григорьевич**  
ФГБОУ ВО «ТулГУ», г. Тула  
Кандидат технических наук,  
доцент кафедры «Строительства,  
строительных материалов и  
конструкций»  
300012, г. Тула, пр. Ленина, 92  
Тел. +7(4872) 25-71-08;  
E-mail: katranv@yandex.ru.

## ACCOUNT OF ANISOTROPY AND DIFFERENT RESISTANCE IN DETERMINING THE PARAMETERS OF STRESS-STRAIN STATE OF A MULTILAYER HALF-SPACE

**Abstract.** Article task of finding parameters of stressed-strained state of half-space, consisting of several layers of various different resistant of orthotropic materials under uniformly distributed pressure on the rectangular region. To describe the properties of the material used is a modification of a standard four-node finite element in the form of a tetrahedron with three degrees of freedom in the node. To describe the dependence of mechanical properties on the kind of stress state used the theory proposed by A. A. Treschev, which kind of stress state is described using normalized stresses. The designed parameters of stressed-strained state were compared with the results obtained on the basis of the theories proposed by other authoritative scientists, as well as based on the classical theory of anisotropy. The analysis of the received data the authors compared used theories and concludes about the need to take into account the proposed properties of materials.

**Keywords:** anisotropy, orthotropy, different resistance, finite element, half-space.

### BIBLIOGRAPHY

1. Bugrov, A.K. Anizotropnye grunty i osnovaniya sooruzhenij. / A.K. Bugrov, Golubev A.I. // SPb.: Nedra, 1993. — 245 s.: il.
2. Vyalov, S. S. Reologicheskie osnovy mekhaniki grunov: Ucheb. posobie dlya stroitelnyh vuzov. / S.S. Vyalov // M.: Vyssh. shkola, 1978.— 447 s, il.
3. Treshchev, A.A. Teoriya deformirovaniya i prochnosti materialov s iznachalnoj i navedennoj chuvstvitelnostyu k vidu napryazhennogo sostoyaniya. Opredelyayushchie sootnosheniya / A.A. Treshchev. — M.; Tula: RAASN; TulGU, 2016. — 326 s.
4. Klovanich, S.F. Metod konechnyh ehlementov v nelinejnyh zadachah inzhenernoj mekhaniki. / S.F. Klovanich // Biblioteka zhurnala "Svit geotekhniki", 9-yy vypusk. — Zaporozhe: Izdatelstvo zhurnala "Svit geotekhniki", 2009. — 400 s. : il. — Bibliogr. v konce kn. — ISBN 978-966-7732-72-2
5. Treshchev, A.A. Konechno-ehlementnaya model rascheta prostranstvennyh konstrukcij iz materialov s uslozhennymi svojstvami / Treshchev A.A., Telichko V.G., Carev A.N., Hodorovich P.YU. // Izvestiya TulGU. Tekhnicheskie nauki. — Tula: Izd-vo TulGU. — 2012. Vyp. 10. — S. 106-115.
6. Treshchyov, A.A. Modelirovanie napryazhенно-deformirovannogo sostoyaniya tolstyh cilindricheskikh obolochek iz materialov s uslozhennymi svojstvami / A.A. Treshchyov, V.G. Telichko, P.YU. Hodorovich // Materials Physics and Mechanics. — 2014. — Vol. 21. — No 1. — P. 38-51.
7. Treshchev A.A., Raschet cilindricheskikh obolochek pokrytij transportnyh sooruzhenij iz materialov s uslozhennymi svojstvami/ A.A. Treshchev, V.G. Telichko, P.YU. Hodorovich // Transportnoe stroitelstvo. 2014. №9. S. 24-27.
8. Treshchev, A.A. Modelirovanie sfericheskoy obolochki iz raznosoprotivlyayushchegosya grafita 3D konechnymi ehlementami/ A.A. Treshchev, V.G. Telichko, A.N. Carev, P.YU. Hodorovich // Vestnik CHuvashskogo gosudarstvennogo pedagogicheskogo universiteta im. I. YA. YAKOVLEVA. Seriya: Mekhanika predelnogo sostoyaniya. 2013. № 3(17). S. 62-72.
9. Ambarcumyan, S.A. Raznomodulnaya teoriya uprugosti / S.A. Ambarcumyan // M.: Nauka, 1982. — 320 s.
10. Jones, R.M. Stress-Strain Relations for Materials with Different Moduli in Tension and Compression / R.M. Jones // AIAA Journal, 1977. — Vol. 15. — № 1. — P. 16-25.

**Treschev Alexander Anatolievich**  
FSEI HE «TulGU», Tula  
Grand PhD in Engineering sciences,  
Professor, head of chair  
«Construction, Building Materials  
and Structures»  
300012, Tula, prospekt Lenina, 92  
Ph. +7(4872) 25-71-08;  
E-mail: taa58@yandex.ru.

**Khodorovich Pavel Yurevich**  
FSEI HE «TulGU», Tula  
Assistant lecturer of chair  
«Construction, Building Materials  
and Structures»  
300012, Tula, prospekt Lenina, 92  
Ph. +7(4872) 25-71-08;  
E-mail: antaresn80@mail.ru.

**Telichko Victor Grigorievich**  
FSEI HE «TulGU», Tula  
PhD in Engineering sciences,  
Associate Professor of chair  
«Construction, Building Materials  
and Structures»  
300012, Tula, prospekt Lenina, 92  
Ph. +7(4872) 25-71-08;  
E-mail: katranyv@yandex.ru.

# **МЕХАНИКА ДЕФОРМИРУЕМОГО ТВЕРДОГО ТЕЛА, ДИНАМИКА И ПРОЧНОСТЬ**

УДК 539.3

Э.И. СТАРОВОЙТОВ, Д.В. ЛЕОНЕНКО

## **ОСЕСИММЕТРИЧНОЕ ДЕФОРМИРОВАНИЕ КРУГОВОЙ ТРЕХСЛОЙНОЙ ПЛАСТИНЫ В ТЕМПЕРАТУРНОМ ПОЛЕ**

**Аннотация.** Приведена постановка краевой задачи об осесимметричном деформировании упругой круговой несимметричной по толщине пластины. Рассмотрено влияние температурного поля на НДС пластины. Для описания кинематики пакета приняты гипотезы ломаной нормали: в тонких несущих слоях справедливы гипотезы Кирхгофа; в несжимаемом по толщине жестком заполнителе выполняется гипотеза Тимошенко. Учитывается работа заполнителя в тангенциальном направлении. Уравнения равновесия выведены вариационным методом. Получено аналитическое решение краевой задачи в общем случае нагружения осесимметричной поверхностью нагрузкой. Константы интегрирования выписаны при защемленном или шарнирно опертом контуре пластины. Проведен численный анализ НДС пластины с защемленным контуром.

**Ключевые слова:** трехслойная круговая пластина, температурное поле, аналитическое решение, численный анализ НДС

### **Введение.**

Современные тенденции в строительстве и машиностроении диктуют всё новые требования к конструкциям и изделиям. Условия эксплуатации становятся всё более жесткими, что диктует необходимость непрерывного повышения прочностных характеристик. В связи с этим широкое применение в технике и строительстве получили композитные, в том числе трехслойные, элементы конструкций. В условиях деформации изгиба эти конструкции оказываются наиболее рациональными, то есть близкими оптимальным с точки зрения обеспечения минимума весовых показателей при заданных ограничениях на прочность и жесткость. Стержни, пластины и оболочки, имеющие слоистую структуру, при относительно малом весе способны обеспечить заданную прочность, жёсткость и противостоять ряду других физических воздействий.

На сегодняшний день создание общей теории деформирования трехслойных элементов конструкций еще не завершено и интенсивно продолжается. В первую очередь это связано с необходимостью расчетов при комплексных термосиловых динамических и квазистатических воздействиях.

Динамическое и квазистатическое поведение упругих неоднородных элементов конструкций исследовалось в монографиях [1–4]. Свободные и вынужденные колебания трехслойных стержней и пластин рассмотрены в статьях [5–9]. Задачи нестационарного контактного взаимодействия, в том числе и с подвижными границами, изучались в работах [10–14]. Изотермическое однократное и переменное нагружения упругих и упругопластических трехслойных стержней и пластин рассматривалось в статьях [15–20]. Здесь рассмотрено осесимметричное деформирование несимметричных по толщине упругих круговых трехслойных пластин в температурном поле.

### **Постановка краевой задачи.**

Постановку задачи и ее решение проведем в цилиндрической системе координат  $r$ ,  $\phi$ ,  $z$ . Срединную плоскость заполнителя примем за координатную, ось  $z$  направим ей перпендикулярно вверх, к первому слою (рисунок 1). Для тонких внешних несущих слоев толщиной  $h_1 \neq h_2$  принимаются гипотезы Кирхгофа, для толстого жесткого заполнителя ( $h_3 = 2c$ ), воспринимающего нагрузку в тангенциальном направлении, справедлива гипотеза о прямолинейности и несжимаемости деформированной нормали. Считаем, что к наружной поверхности первого несущего слоя приложены произвольные распределенные нагрузки  $q(r)$ ,  $p(r)$  и подводится тепловой поток  $q_t$ . Считаем поверхность  $z = -c - h_2$  и контур пластины

теплоизолированными. Это позволяет неоднородное температурное поле  $T(z)$ , отсчитываемое от некоторой начальной температуры  $T_0$ , вычислять с достаточной точностью по формуле [3]:

$$T = \frac{qH}{\lambda} \left\{ \tau + \frac{1}{2} \left( s + \frac{c + h_2}{H} \right)^2 - \frac{1}{6} - \frac{2}{\pi^2} \sum_{n=1}^{\infty} \frac{(-1)^n}{n^2} \cos \left[ \pi n \left( s + \frac{c + h_2}{H} \right) \right] e^{-n^2 \pi^2 \tau} \right\},$$

$$\tau = \frac{at}{H^2}, \quad a = \sum_{k=1}^3 \lambda_{tk} h_k / \sum_{k=1}^3 \rho_k C_k h_k, \quad H = \sum_{k=1}^3 h_k. \quad (1)$$

где  $\lambda_{tk}, C_k$  – теплопроводность и теплоемкость материала  $k$ -го слоя.

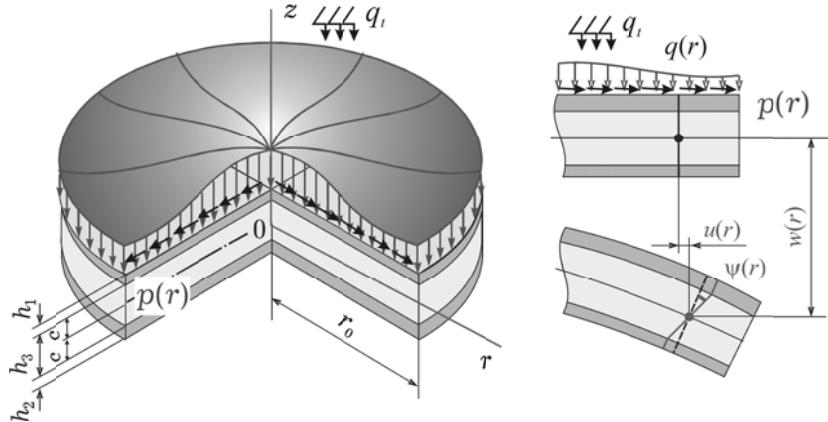


Рисунок 1 – Расчетная схема пластины

В силу симметрии нагрузки тангенциальные перемещения в слоях отсутствуют:  $u_{\phi}^{(k)} = 0$  ( $k$  – номер слоя), а прогиб пластины  $w$ , относительный сдвиг в заполнителе  $\psi$  и радиальное перемещение координатной поверхности  $u$  не зависят от координаты  $\phi$ , то есть  $w = w(r)$ ,  $u = u(r)$ ,  $\psi = \psi(r)$ . В дальнейшем эти функции считаем искомыми. На контуре пластины предполагается наличие жесткой диафрагмы, препятствующей относительному сдвигу слоев ( $\psi = 0$  при  $r = 1$ ). Все перемещения и линейные размеры пластины отнесены к ее радиусу  $r_0$ ; силовые характеристики – к 1 Па.

Исходя из гипотезы прямолинейности нормали заполнителя

$$2\epsilon_{rz}^{(3)} = u_r^{(3)}_{,z} + w_{,r} = \psi,$$

после интегрирования получим выражения для радиальных перемещений в слоях  $u_r^{(k)}$  через искомые функции:

$$\begin{aligned} u_r^{(1)} &= u + c\psi - zw_{,r}, \quad c \leq z \leq c + h_1, \\ u_r^{(3)} &= u + z\psi - zw_{,r}, \quad -c \leq z \leq c, \\ u_r^{(2)} &= u - c\psi - zw_{,r}, \quad -c - h_2 \leq z \leq -c, \end{aligned} \quad (2)$$

где  $z$  – координата рассматриваемого волокна;

$u + c\psi$  – величина смещения внешнего несущего слоя за счет деформации заполнителя, для второго несущего слоя это смещение будет  $u - c\psi$ ;

запятая в нижнем индексе обозначает операцию дифференцирования по следующей за ней координате.

Деформации в слоях следуют из (2) и соотношений Коши. Используя компоненты тензора напряжений  $\sigma_{\alpha}^{(k)}$  ( $\alpha = r, \phi$ ),  $\sigma_{rz}^{(3)}$  введем обобщенные внутренние усилия и моменты в пластине:

$$T_{\alpha} \equiv \sum_{k=1}^3 T_{\alpha}^{(k)} = \sum_{k=1}^3 \int_{h_k}^3 \sigma_{\alpha}^{(k)} dz, \quad M_{\alpha} \equiv \sum_{k=1}^3 M_{\alpha}^{(k)} = \sum_{k=1}^3 \int_{h_k}^3 \sigma_{\alpha}^{(k)} z dz,$$

$$H_\alpha = M_\alpha^{(3)} + c \left( T_\alpha^{(1)} - T_\alpha^{(2)} \right), \quad Q = \int_{-c}^c \sigma_{rz}^{(3)} dz. \quad (3)$$

Уравнения равновесия трехслойной пластины получим, используя принцип возможных перемещений Лагранжа:

$$\delta A = \delta W, \quad (4)$$

где  $\delta A, \delta W$  – вариации работ внешних сил и внутренних напряжений.

При определении работы внешних сил считаем, что к срединной поверхности заполнителя приложены произвольные осесимметричные распределенные нагрузки, на контуре пластины могут быть заданы погонные силы и моменты  $T_r^0, H_r^0, M_r^0, Q^0$ . Вариации работы внешней поверхности и контурной нагрузок  $\delta A = \delta A_1 + \delta A_2$  представим в виде:

$$\delta A_1 = \iint_S (q \delta w + p \delta u) r dr d\varphi. \\ \delta A_2 = \int_0^{2\pi} (T_r^0 \delta u + H_r^0 \delta \psi + M_r^0 \delta w_{,r} + Q^0 \delta w) d\varphi, \quad (5)$$

где двойной интеграл распространен по всей срединной поверхности заполнителя  $S$ .

Вариация работы сил упругости

$$\delta W = \iint_S \left[ \sum_{k=1}^3 \int_{h_k}^3 (\sigma_r^{(k)} \delta \varepsilon_r^{(k)} + \sigma_\varphi^{(k)} \delta \varepsilon_\varphi^{(k)}) dz + \int_{-c}^c \sigma_{rz}^{(3)} \delta \psi dz \right] r dr d\varphi. \quad (6)$$

Вариации перемещений в слоях следуют из соотношений (2) вариации деформаций – из соотношений Коши.

Выполнив необходимые преобразования с выражениями (5), (6) и потребовав выполнения уравнения (4), получим систему дифференциальных уравнений равновесия в усилиях, описывающую деформирование круговой трехслойной пластины:

$$\begin{aligned} T_{r,r} + \frac{1}{r} (T_r - T_\varphi) &= -p, \\ H_{r,r} + \frac{1}{r} (H_r - H_\varphi) - Q &= 0, \\ M_{r,rr} + \frac{1}{r} (2M_{r,r} - M_{\varphi,r}) &= -q. \end{aligned} \quad (7)$$

На границе  $r = r_0$  должны выполняться силовые условия

$$T_r = T_r^0, \quad H_r = H_r^0, \quad M_r = M_r^0, \quad M_{r,r} + \frac{1}{r} (M_r - M_\varphi) = Q^0. \quad (8)$$

Для вывода уравнений равновесия в перемещениях, воспользуемся термоупругими соотношениями закона Гука в девиаторно-шаровой форме

$$\begin{aligned} s_\alpha^{(k)} &= 2G_k(T_k) \varepsilon_\alpha^{(k)}, \quad \sigma^{(k)} = 3K_k(T_k)(\varepsilon^{(k)} - \alpha_{0k}T_k) \quad (k = 1, 2, 3), \\ s_{rz}^{(3)} &= 2G_k(T_k) \varepsilon_{rz}^{(3)} \quad (\alpha = r, \varphi), \end{aligned} \quad (9)$$

где  $s_\alpha^{(k)}, \varepsilon_\alpha^{(k)}$  – девиаторные,

$\sigma^{(k)}, \varepsilon^{(k)}$  – шаровые части тензоров напряжений и деформаций;

$G_k(T_k), K_k(T_k)$  – температурно-зависимые модули сдвига и объемного деформирования;

$T_k$  – известная температура (1);

$\alpha_{0k}$  – коэффициент линейного температурного расширения материала  $k$ -го слоя.

Выражение обобщенных усилий через три искомые функции:  $u(r), \psi(r), w(r)$  получим, подставив (9) в (3), с учетом выражений деформаций через перемещения. После этого, подставив полученные соотношения в систему уравнений (7), имеем

$$\begin{aligned} L_2(a_1u + a_2\psi - a_3w_r) &= -p, \\ L_2(a_2u + a_4\psi - a_5w_r) - 2cG_3\psi &= 0, \\ L_3(a_3u + a_5\psi - a_6w_r) &= -q. \end{aligned} \quad (10)$$

Здесь дифференциальные операторы  $L_2$  (оператор Бесселя),  $L_3$  определяются соотношениями

$$\begin{aligned} L_2(g) &\equiv \left( \frac{1}{r}(rg)_{,r} \right)_{,r} \equiv g_{,rr} + \frac{g_{,r}}{r} - \frac{g}{r^2}, \\ L_3(g) &\equiv \frac{1}{r}(rL_2(g))_{,r} \equiv g_{,rrr} + \frac{2g_{,rr}}{r} - \frac{g_{,r}}{r^2} + \frac{g}{r^3}. \end{aligned} \quad (11)$$

Коэффициенты  $a_i$  определяются интегральными соотношениями, т.к. модули упругости материалов в слоях изменяются по их толщине вместе с температурой

$$\begin{aligned} a_1 &= \sum_{k=1}^3 K_{k0}, \quad a_2 = c(K_{10} - K_{20}), \quad a_3 = \sum_{k=1}^3 K_{k1}, \\ a_4 &= K_{32} + c^2(K_{10} + K_{20}), \quad a_5 = K_{32} + c(K_{11} + K_{21}), \quad a_6 = \sum_{k=1}^3 K_{k2}, \\ K_{km} &= \int_{h_k} \left[ K_k(T_k) + \frac{4}{3}G_k(T_k) \right] z^m dz, \quad (m = 0, 1, 2). \end{aligned} \quad (12)$$

Если температурное поле усреднено по толщине  $k$ -го слоя пластины, то значения упругих параметров постоянно внутри слоя

$$G_k(T_k) \equiv G_k(T_{0k}), \quad K_k(T_k) \equiv K_k(T_{0k}), \quad T_{0k}(t) = \frac{1}{h_k} \int_{h_k} T_k(z, t) dz.$$

В этом случае, после интегрирования в (12) получим

$$\begin{aligned} a_1 &= \sum_{k=1}^3 h_k K_k^+, \quad a_2 = c(h_1 K_1^+ - h_2 K_2^+), \\ a_3 &= h_1 \left( c + \frac{1}{2}h_1 \right) K_1^+ - h_2 \left( c + \frac{1}{2}h_2 \right) K_2^+, \quad a_4 = c^2 \left( h_1 K_1^+ + h_2 K_2^+ + \frac{2}{3}c K_3^+ \right), \\ a_5 &= c \left[ h_1 \left( c + \frac{1}{2}h_1 \right) K_1^+ + h_2 \left( c + \frac{1}{2}h_2 \right) K_2^+ + \frac{2}{3}c^2 K_3^+ \right], \\ a_6 &= h_1 \left( c^2 + ch_1 + \frac{1}{3}h_1^2 \right) K_1^+ + h_2 \left( c^2 + ch_2 + \frac{1}{3}h_2^2 \right) K_2^+ + \frac{2}{3}c^3 K_3^+. \\ K_k + \frac{4}{3}G_k &\equiv K_k^+, \quad K_k - \frac{2}{3}G_k \equiv K_k^-. \end{aligned}$$

Краевая задача определения функций  $u(r)$ ,  $\psi(r)$ ,  $w(r)$  замыкается присоединением к системе уравнений (10) силовых (8) и / или кинематических граничных условий:

- при заделке контура пластины

$$u = \psi = w = w_{,r} = 0 \quad \text{при } r = 1;$$

- при шарнирном опирании пластины

$$u = \psi = w = M_r = 0 \quad \text{при } r = 1. \quad (13)$$

Следует отметить, что температура в явном виде в уравнения равновесия (10) не входит, как и у трехслойного стержня с несжимаемым заполнителем [3].

#### Решение краевой задачи.

Используя полученное первое и третье уравнения из системы (10), можно исключить из второго уравнения этой же системы радиальное перемещение  $u(r)$  и прогиб  $w(r)$ . В результате получим неоднородное модифицированное *уравнение Бесселя* для нахождения функции  $\psi(r)$

$$L_2(\psi) - \beta^2 \psi = f. \quad (14)$$

Здесь

$$\begin{aligned} \beta^2 &= \frac{2cb_3G_3}{b_1b_3-b_2^2}, \quad b_1 = \frac{a_1a_4-a_2^2}{a_1}, \quad b_2 = \frac{a_1a_5-a_2a_3}{a_1}, \quad b_3 = \frac{a_1a_6-a_3^2}{a_1}, \\ f(r) &= \frac{b_3}{b_1b_3-b_2^2} \left[ \frac{p(a_2b_3-a_3b_2)}{a_1b_3} + \frac{b_2}{b_3r} \left( \int qr \, dr - C_1 \right) \right], \end{aligned} \quad (15)$$

где в константу интегрирования  $C_1$  включены числовые множители.

Решение полученного уравнения можно представить в виде суммы общего решения соответствующего однородного уравнения  $\psi_0$  и частного решения  $\psi_r$  неоднородного уравнения (14)

$$\psi(r) = \psi_0(r) + \psi_r(r), \quad (16)$$

причем

$$L_2(\psi_0) - \beta^2 \psi_0 = 0.$$

Решение этого уравнения известно [21]:

$$\psi_0 = C_2 I_1(\beta r) + C_3 K_1(\beta r), \quad (17)$$

где  $I_1(\beta r)$  – модифицированная функция Бесселя первого порядка,  $K_1(\beta r)$  – функция Макдональда.

Как известно из теории линейных дифференциальных уравнений второго порядка, частное решение уравнения (14) можно получить, используя два линейно независимых решения соответствующего однородного уравнения

$$\psi_r(r) = K_1(\beta r) \int \frac{I_1(\beta r)f(r)}{W} \, dr - I_1(\beta r) \int \frac{K_1(\beta r)f(r)}{W} \, dr, \quad (18)$$

где  $W$  – определитель Вронского

$$W\{I_1, K_1\} = K_{1,r} I_1 - I_{1,r} K_1 = -\frac{1}{r}.$$

Таким образом, частное решение (18) принимает вид

$$\psi_r = -K_1(\beta r) \int I_1(\beta r)f(r)r \, dr + I_1(\beta r) \int K_1(\beta r)f(r)r \, dr. \quad (19)$$

Суммируя (17) и (19), получаем искомое решение для сдвига (16). После этого прогиб и радиальное перемещение следуют из оставшихся уравнений системы (10). В результате

После этого прогиб и радиальное перемещение следуют из оставшихся уравнений системы (10). В результате

$$\begin{aligned} \psi &= C_2 I_1(\beta r) + C_3 K_1(\beta r) + \psi_r, \\ w &= \frac{b_2}{b_3} \int \psi \, dr - \frac{a_3}{b_3 a_1} \int L_2^{-1}(p) \, dr + \frac{1}{b_3} \int L_3^{-1}(q) \, dr + \frac{1}{4} C_1 r^2 (\ln r - 1) + \frac{C_5 r^2}{4b_3} + C_6 \ln r + C_4, \\ u &= \frac{a_3}{a_1} w_{,r} - \frac{a_2}{a_1} \psi - \frac{1}{a_1} L_2^{-1}(p) + \frac{C_7 r}{2} + \frac{C_8}{r}. \end{aligned} \quad (20)$$

Здесь  $L_2^{-1}$ ,  $L_3^{-1}$  – линейные интегральные операторы, обратные дифференциальным операторам (11)

$$L_2^{-1}(f) \equiv \frac{1}{r} \int r \int f dr \, dr, \quad L_3^{-1}(f) \equiv \frac{1}{r} \int r \int \frac{1}{r} \int r f dr \, dr \, dr.$$

Исходя из условия гладкости решения в центре пластины ( $r = 0$ ) для сплошных пластин необходимо в выражениях (15), (19), (20) положить  $C_1 = C_3 = C_6 = C_8 = 0$ . Остальные четыре константы интегрирования определяются из граничных условий (13).

В результате точное решение задачи теории термоупругости о деформировании сплошной круглой трехслойной пластины принимает вид

$$\psi = C_2 I_1(\beta r) - K_1(\beta r) \int I_1(\beta r)f(r)r \, dr + I_1(\beta r) \int K_1(\beta r)f(r)r \, dr,$$

$$w = \frac{1}{b_3} \left[ b_2 \left( \frac{C_2}{\beta} I_0(\beta r) + \int \psi_r \, dr \right) - \int \left( \frac{a_3}{a_1} L_2^{-1}(p) - L_3^{-1}(q) \right) dr + \frac{C_5 r^2}{4} + C_4 \right],$$

$$u = \frac{a_3}{a_1 a_6 - a_3^2} \left[ L_3^{-1}(q) - \frac{a_6}{a_3} L_2^{-1}(p) + \left( a_5 - \frac{a_2 a_6}{a_3} \right) \psi + C_7 r \right], \quad (21)$$

Если контур пластиинки заделан, то, удовлетворяя первому из условий (13), получим следующие константы интегрирования:

$$C_2 = -\frac{\psi_r}{I_1(\beta)} \Big|_{r=1},$$

$$C_4 = -b_2 \left( \frac{C_2}{\beta} I_0(\beta) + \int \psi_r \, dr \Big|_{r=1} \right) + \int \left( \frac{a_3}{a_1} L_2^{-1}(p) - L_3^{-1}(q) \right) dr \Big|_{r=1} - \frac{C_5}{4},$$

$$C_5 = 2 \left( \frac{a_3}{a_1} L_2^{-1}(p) - L_3^{-1}(q) \right) \Big|_{r=1}, \quad C_7 = \left( \frac{a_6}{a_3} L_2^{-1}(p) - L_3^{-1}(q) \right) \Big|_{r=1}. \quad (22)$$

В этом случае решение (21), (22) не зависит явно от температуры. Она будет влиять только на значения модулей упругости материалов.

#### Действие равномерно распределенной поверхностной нагрузки.

При изгибе пластины непрерывной равномерно распределенной поперечной нагрузкой ( $p = 0, q = \text{const}$ ) из (15) следует

$$f(r) = \frac{b_2 q}{2(b_1 b_3 - b_2^2)} r.$$

В этом случае частное решение уравнения (14) можно принять в виде

$$\psi_r(r) = -\frac{b_2 q}{4cb_3 G_3} r.$$

Подставив эти выражения в формулы (21), (22), получим решение задачи об изгибе круглой термоупругой трехслойной пластины, защемленной по контуру,

$$\psi = \frac{b_2 q}{4cb_3 G_3} \left( \frac{I_1(\beta r)}{I_1(\beta)} - r \right), \quad u = \frac{a_3}{a_1 a_6 - a_3^2} \left[ \left( a_5 - \frac{a_2 a_6}{a_3} \right) \psi + \frac{qr}{16} (r^2 - 1) \right],$$

$$w = \frac{b_2^2 q}{4cb_3^2 G_3} \left( \frac{I_0(\beta r) - I_0(\beta)}{\beta I_1(\beta)} - \frac{1}{2} (r^2 - 1) \right) + \frac{q}{64b_3} (r^2 - 1)^2. \quad (23)$$

Если контур пластины шарнирно оперт, то при ее изгибе равномерно распределенной поперечной нагрузкой константы интегрирования следуют из второго условия (13):

$$C_2 = \frac{b_2 q}{4cb_3 G_3 I_1(\beta)}, \quad C_4 = -\frac{b_2^2 q}{4cb_3 G_3} \left( \frac{I_0(\beta)}{\beta I_1(\beta)} - \frac{1}{2} \right) - \frac{q}{64} - \frac{C_5}{4},$$

$$C_5 = \frac{2b_3}{a_6 + a_7} \left[ a_3 u_{,r}(1) + \psi_{,r}(1) \left( a_5 - \frac{a_6 b_2}{b_3} \right) - \frac{q}{16b_3} (3a_6 + a_7) - 3 \sum_{k=1}^3 \alpha_{0k} \int_{h_k} K_k T_k z \, dz \right],$$

$$C_7 = -\frac{q}{16}, \quad (24)$$

где

$$\psi_{,r}(1) = \frac{b_2 q}{4cb_3 G_3} \left( \frac{\beta I_0(\beta)}{I_1(\beta)} - 2 \right), \quad u_{,r}(1) = \frac{a_3}{a_1 a_6 - a_3^2} \left[ \left( a_5 - \frac{a_2 a_6}{a_3} \right) \psi_{,r}(1) + \frac{q}{8} \right],$$

$$a_7 = h_1 (c^2 + ch_1 + \frac{h_1^2}{3}) K_1^- + h_2 (c^2 + ch_2 + \frac{h_2^2}{3}) K_2^- + \frac{2}{3} c^3 K_3^-.$$

Следует отметить, что в этом случае решение будет явно зависеть от температуры через константу  $C_5$  в (24). При свободном крае пластины константы интегрирования определяются из условия  $\psi = 0$ ,  $T_r = M_r = M_{r,r} = 0$ , что также повлечет прямую зависимость их от температуры.

### Числовые результаты.

Численное исследование проводилось для круговой трехслойной несимметричной по толщине пластины в соответствии с решением (23). Слои набраны из Д16Т-фторопласт–Д16Т, соответствующие механические характеристики материалов приведены в [3]; величина интенсивности нагрузки  $q_0 = 1$  МПа; граничные условия – заделка по контуру; геометрические параметры пластины отнесены к ее радиусу  $r_0$ ; относительные толщины слоев:  $h_1 = 0,02$ ;  $h_2 = 0,06$ ;  $h_3 = 0,4$ .

На рисунке 2, *a*, *б* показано изменение сдвига в заполнителе и прогиба вдоль радиуса пластины при различных температурах: 1 –  $T_1 = 293$  К, 2 –  $T_2 = 323$  К, 3 –  $T_3 = 373$  К. Повышение температуры на  $30^\circ$  приводит к увеличению модулей максимальных перемещений примерно на 30 %. При увеличении температуры на  $80^\circ$  рост наблюдается порядка 70 %.

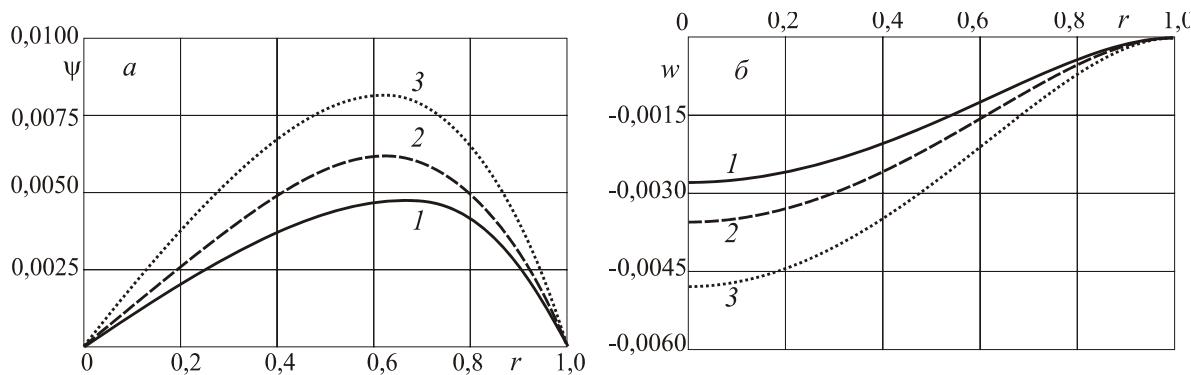


Рисунок 2 – Изменение сдвига в заполнителе и прогиба вдоль радиуса пластины при различных температурах

Распределение линейных деформаций  $\varepsilon_x^k$  по высоте поперечного сечения в заделке ( $x = 1$ ) показано на рисунке 3: 1 –  $T_1 = 293$  К; 2 –  $T_2 = 323$  К; 3 –  $T_3 = 373$  К. Здесь деформации на склейках слоев непрерывны и достигают максимального значения на внешней поверхности слоя 2. При нагревании пластины максимальные деформации в слое 1 сдвигаются в отрицательную область, уменьшаясь по величине на 63 % не изменяя знака. Аналогично уменьшаются деформации в заполнителе на поверхности склейки со слоем 1. Максимальными по модулю становятся деформации на внешней поверхности слоя 2, увеличиваясь на 112 %

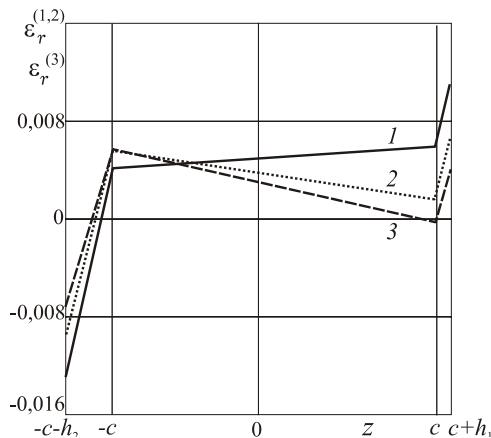


Рисунок 3 – Изменение линейных деформаций по высоте поперечного сечения

Графики на рисунке 4: *а* – в центре, *б* – на контуре, показывают распределение нормальных напряжений  $\sigma_r$  в пластине при различных температурах. Кривые 1 –  $T_1 = 293$  К, 2 –  $T_2 = 323$  К, 3 –  $T_3 = 373$  К. При нагревании напряжения в центре пластины смещаются в отрицательную область параллельно самим себе, увеличиваясь по модулю в разы. На контуре они изменяются в гораздо меньшей степени. Максимума напряжения в обоих случаях достигают на внешней поверхности второго слоя.

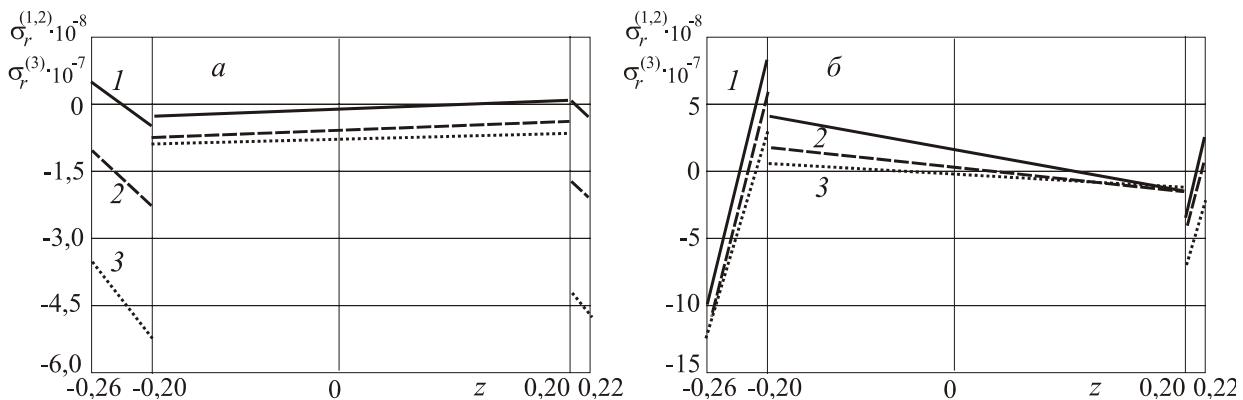


Рисунок 4 –Изменение напряжений по высоте

### Заключение.

Предложенная постановка краевой задачи и полученные соответствующие решения уравнений равновесия позволяют исследовать напряженно-деформированное состояние трехслойных круговых пластин при нагружении в температурном поле. Численные расчеты показали существенное влияние температуры на напряженно-деформированное состояние в пластине.

*Работа выполнена в Московском авиационном институте при финансовой поддержке Российского научного фонда (проект № 14-49-00091-П).*

### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Болотин, В.В. Механика многослойных конструкций / В.В. Болотин, Ю.Н. Новичков. — М.: Машиностроение, 1980.— 375 с.
2. Соломонов, Ю.С. Прикладные задачи механики композитных цилиндрических оболочек / Ю.С. Соломонов [и др.]. – М: ФИЗМАТЛИТ, 2014. – 408 с.
3. Горшков, А. Г. Теория упругости и пластичности / А. Г. Горшков, Э.И. Старовойтов, Д.В. Тарлаковский. – М.: ФИЗМАТЛИТ, 2011. – 416 с.
4. Головко, К.Г. Динамика неоднородных оболочек при нестационарных нагрузках / К.Г. Головко, П.З. Луговой, В.Ф. Мейш. – Киев: Киевский ун-т, 2012. – 541 с.
5. Khalili, S. M. R. Free Vibration Analysis of Sandwich Beams Using Improved Dynamic Stiffness Method / S. M. R. Khalili [etc] // Composite Structures. – 2010. – Vol. 92, no. 2. – Pp. 387–394.
6. Salam, M. Free Vibration Characteristics for Different Configurations of Sandwich Beams / M. Salam, N. Bondok // International Journal of Mechanical & Mechatronics. – 2010. – Vol. 10. – Pp. 41-54.
7. Rabboh, S. The Effect of Functionally Graded Materials into the Sandwich Beam Dynamic Performance / S. Rabboh // Materials Sciences and Applications. – 2013. – 4. – Pp. 751–760.
8. Starovoitov, E.I. Vibration of sandwich rod under local and impulsive forces / E.I. Starovoitov, D.V. Leonenko, A.V. Yarovaya // International Applied Mechanics. – 2005. – V. 41, no. 7. – Pp. 809–816.
9. Старовойтов, Э.И. Колебания круглых трехслойных пластин, связанных с упругим основанием / Э.И. Старовойтов, В.Д. Кубенко, Д.В. Тарлаковский // Изв. ВУЗов. Авиационная техника. – 2009. – № 2. – С. 16–19.
10. Tarlakovskiy, D.V. Analytic investigation of features of stresses in plane nonstationary contact problems with moving boundaries / D.V. Tarlakovskiy, G.V. Fedotenkov // Journal of Mathematical Sciences. – 2009. – Vol. 162, no. 2. – Pp. 246 – 253.
11. Kuznetsova, E.L. Propagation of unsteady waves in an elastic layer / E.L. Kuznetsova, D.V. Tarlakovskii, G.V. Fedotenkov // Mechanics of Solids. – 2011. – Vol. 46, no. 5. – Pp. 779–787.
12. Tarlakovskii, D.V. Nonstationary 3D motion of an elastic spherical shell / D.V. Tarlakovskii, G.V. Fedotenkov // Mechanics of Solids. – 2015. – Vol. 46, no 5. – Pp. 779-787.

13. Tarlakovskii, D.V. Two-Dimensional Nonstationary Contact of Elastic Cylindrical or Spherical Shells shell / D.V. Tarlakovskii, G.V. Fedotenkov // Journal of Machinery Manufacture and Reliability. – 2014. – Vol. 43, no. 2. – Pp. 145–152.
14. Suvorov, Ye.M. The plane problem of the impact of a rigid body on a half-space modelled by a Cosserat medium/ Ye.M. Suvorov, D.V. Tarlakovskii, G.V. Fedotenkov // Journal of Applied Mathematics and Mechanics. – 2012. – Vol. 76, № 5. – Pp.511-518.
15. Škec, L. Analysis of a geometrically exact multi-layer beam with a rigid interlayer connection / L. Škec, G. Jelenić // Acta Mechanica. –2014. – Vol. 225, no. 2. – Pp. 523–541.
16. Starovoitov, É.I. Elastoplastic bending of a sandwich bar on an elastic foundation / É.I. Starovoitov, D.V. Leonenko, A.V. Yarovaya // International Applied Mechanics. 2007. – Vol. 43, no. 4. – Pp. 451–459.
17. Горшков, А.Г. Деформирование трехслойной круговой пластины на упругом основании / Горшков А.Г. [и др.] // Экологический вестник научных центров Черноморского экономического сотрудничества. – 2005. – № 1. – С. 16–22.
18. Москвитин, В.В. К исследованию напряженно-деформированного состояния двухслойных металлополимерных пластин при циклических нагрузлениях / В.В. Москвитин, Э.И. Старовойтов // Изв. АН СССР. Механика твердого тела. – 1986. – № 1. – С. 116–121.
19. Горшков, А.Г. Циклические нагрузления упругопластических тел в нейтронном потоке / А.Г. Горшков, Э.И. Старовойтов, А.В. Яровая // Механика твердого тела. Изв. РАН. – 2001. – № 1. – С. 79–85.
20. Старовойтов, Э.И. Переменное деформирование трехслойного стержня локальной синусоидальной нагрузкой / Э.И. Старовойтов, Д. В. Леоненко, М.А. Журавков // Фундаментальные и прикладные проблемы техники и технологии. – 2016. – № 1 – С.19–28.
21. Камке, Э. Справочник по обыкновенным дифференциальным уравнениям / Э. Камке. – М.: Наука, 1976. – 576 с.

**Старовойтов Эдуард Иванович**

Белорусский государственный университета транспорта  
доктор физ. – мат. наук, профессор, зав.  
кафедрой «Строительная механика»  
Кирова, 34, 246653 г. Гомель, Республика  
Беларусь  
Тел. +375-232 - 95-39-61 (раб.)  
E-mail: edstar0@yandex.by

**Леоненко Денис Владимирович**

Белорусский государственный университета транспорта  
доктор физ. – мат. наук, доцент, профессор кафедры  
«Строительная механика»  
Кирова, 34, 246653 г. Гомель, Республика Беларусь.  
Тел. +375-232 - 95-39-61 (раб.).  
E-mail: leoden@tut.by

E.I. STAROVOITOV, D.V. LEONENKO

**THE AXISYMMETRIC DEFORMATION OF CIRCULAR  
SANDWICH PLATES IN A TEMPERATURE FIELD**

**Abstract.** The formulation of the boundary value problem of axisymmetric deformation of circular elastic steel thickness of the plate is given. The effect of a thermal field on the SSS of a plate is considered. For the asymmetric in thickness three-layer plate we have accepted the kinematic hypothesis of a broken normal. In the thin external layers the Kirchhoffs hypotheses are accepted. The filler is no compressible through thickness. Its normal subject to the hypothesis Tymoshenko. The work of arising shear stresses is taken into account. At the ends of the plate the presence of rigid diaphragms is assumed to prevent the relative shift of the layers. The presence of splices is presumed on the external surfaces of the layers. The equations of equilibrium in terms of displacements of the rod were obtained by the Variational method. The thermal flow has a constant intensity. The analytical solution of the boundary-value problem in the case of a distributed load was obtained. The numerical analysis of the SSS of a plate with clamped contour is given.

**Keywords:** circular sandwich plate, thermal field, analytical solution, numerical analysis of the SSS.

**BIBLIOGRAPHY**

1. Bolotin, V.V. Mehanika mnogoslojnyh konstrukcij / V.V. Bolotin, Ju.N. Novichkov. — M.: Mashinostroenie, 1980. - 375 s.
2. Solomonov, Ju.S. Prikladnye zadachi mehaniki kompozitnyh cilindricheskikh obolochek / Ju.S. Solomonov [i dr.]. – M: FIZMATLIT, 2014. – 408 s.
3. Gorshkov, A. G. Teoriya uprugosti i plastichnosti / A. G. Gorshkov, Je.I. Starovoitov, D.V. Tarlakovskij. – M.: FIZMATLIT, 2011. – 416 s.
4. Golovko, K.G. Dinamika neodnorodnyh obolochek pri nestacionarnyh nagruzkah / K.G. Golovko, P.Z. Lugovoj, V.F. Mejsh. – Kiev: Kievskij un-t, 2012. – 541 s.

5. Khalili, S.M.R. Free Vibration Analysis of Sandwich Beams Using Improved Dynamic Stiffness Method / S. M. R. Khalili [etc] // Composite Structures. – 2010. – Vol. 92, no. 2. – Pp. 387–394.
6. Salam, M. Free Vibration Characteristics for Different Configurations of Sandwich Beams / M. Salam, N. Bondok // International Journal of Mechanical & Mechatronics. – 2010. – Vol. 10. – Pp. 41-54.
7. Rabboh, S. The Effect of Functionally Graded Materials into the Sandwich Beam Dynamic Performance / S. Rabboh // Materials Sciences and Applications. – 2013. – 4. – Pp. 751–760.
8. Starovoitov, E.I. Vibration of sandwich rod under local and impulsive forces / E.I. Starovoitov, D.V. Leonenko, A.V. Yarovaya // International Applied Mechanics. – 2005. – V. 41, no. 7. – Pp. 809–816.
9. Starovojtov, Je.I. Kolebanija kruglyh trehslojnyh plastin, sviazannyyh s uprugim osnovaniem / Je.I. Starovojtov, V.D. Kubenko, D.V. Tarlakovskij // Izv. VUZov. Aviacionnaja tehnika. – 2009. – № 2. – S. 16–19.
10. Tarlakovskiy, D.V. Analytic investigation of features of stresses in plane nonstationary contact problems with moving boundaries / D.V. Tarlakovskiy, G.V. Fedotenkov // Journal of Mathematical Sciences. – 2009. – Vol. 162, no. 2. – Pp. 246 – 253.
11. Kuznetsova, E.L. Propagation of unsteady waves in an elastic layer / E.L. Kuznetsova, D.V. Tarlakovskii, G.V. Fedotenkov // Mechanics of Solids. – 2011. – Vol. 46, no. 5. – Pp. 779–787.
12. Tarlakovskii, D.V. Nonstationary 3D motion of an elastic spherical shell / D.V. Tarlakovskii, G.V. Fedotenkov // Mechanics of Solids. – 2015. – Vol. 46, no 5. – Pp. 779-787.
13. Tarlakovskii, D.V. Two-Dimensional Nonstationary Contact of Elastic Cylindrical or Spherical Shells shell / D.V. Tarlakovskii, G.V. Fedotenkov // Journal of Machinery Manufacture and Reliability. – 2014. – Vol. 43, no. 2. – Pp. 145–152.
14. Suvorov, Ye.M. The plane problem of the impact of a rigid body on a half-space modelled by a Cosserat medium/ Ye.M. Suvorov, D.V. Tarlakovskii, G.V. Fedotenkov // Journal of Applied Mathematics and Mechanics. – 2012. – Vol. 76, № 5. – Pp.511-518.
15. Škec, L. Analysis of a geometrically exact multi-layer beam with a rigid interlayer connection / L. Škec, G. Jelenić // Acta Mechanica. –2014. – Vol. 225, no. 2. – Pp. 523–541.
16. Starovoitov, É.I. Elastoplastic bending of a sandwich bar on an elastic foundation / É.I. Starovoitov, D.V. Leonenko, A.V. Yarovaya // International Applied Mechanics. 2007. – Vol. 43, № 4. – P. 451–459.
17. Gorshkov, A.G. Deformirovanie trehslojnoj krugovoj plastiny na uprugom osnovanii / Gorshkov A.G. [i dr.] // Jekologicheskij vestnik nauchnyh centrov Chernomorskogo jekonomiceskogo sotrudnichestva. – 2005. – № 1. – S. 16–22.
18. Moskвитин, V.V. K issledovaniju naprjazhennno-deformirovannogo sostojaniya dvuhslojnyh metallopolimernyh plastin pri ciklicheskih nagruzenijah / V.V. Moskвитин, Je.I. Starovojtov // Izv. AN SSSR. Mehanika tverdogo tela. – 1986. – № 1. – S. 116–121.
19. Gorshkov, A.G. Ciklicheskie nagruzenija uprugoplasticheskikh tel v nejtronnym potoke / A.G. Gorshkov, Je.I. Starovojtov, A.V. Jarovaja // Mehanika tverdogo tela. Izv. RAN. – 2001. – № 1. – S. 79–85.
20. Starovojtov, Je.I. Peremennoe deformirovanie trehslojnogo sterzhnja lokalnoj sinusoidalnoj nagruzkoj / Je.I. Starovojtov, D. V. Leonenko, M.A. Zhuravkov // Fundamentalnye i prikladnye problemy tehniki i tehnologii. – 2016. – № 1 – S.19–28.
21. Kamke, Je. Spravochnik po obyknovennym differencialnym uravnenijam / Je. Kamke. – M.: Nauka, 1976. – 576 s.

**Starovoitov Eduard Ivanovich**

Belarusian State University of Transport  
Doctor of physico-mathematical sciences,  
Professor, Head of chair  
Kirova st. 34, Gomel, 246653, Belarus  
Tel. +375-232-953961 (office)  
E-mail edstar0@yandex.by

**Leonenko Denis Vladimirovich**

Belarusian State University of Transport  
Doctor of physico-mathematical sciences, Docent,  
Professor  
Kirova st. 34, Gomel, 246653, Belarus  
Tel. +375-232-953961 (office)  
E-mail leoden@tut.by

## ПРОДОЛЬНАЯ УСТОЙЧИВОСТЬ СТУПЕНЧАТОГО СТЕРЖНЯ

**Аннотация.** Рассматриваются стержни со ступенчатым изменением жесткости, нагруженные сжимающим осевым усилием. Показано, что классическая теория устойчивости сжатых стержней Л. Эйлера не подходит для описания их поведения, так как предполагает симметричный изгиб оси. Предложен способ оценки их продольной устойчивости, позволяющий рассматривать устойчивость каждой ступени в отдельности и определять суммарную величину максимальной нагрузки для конструкции в целом. Проведены сравнительные расчеты, показавшие возможность использования предложенной модели для ряда инженерных расчетов.

**Ключевые слова:** ступенчатый стержень, продольная устойчивость, устойчивость ступени, суммарная нагрузка, сравнительные расчеты.

### Введение.

При определенной совокупности конструктивных особенностей и свойств материалов в некоторых случаях целесообразно применять ступенчатые стержневые конструкции. Они находят широкое применение в строительстве, в машиностроении и в других отраслях промышленности. Например, система «шпиндель – затвор» задвижки трубопровода имеет сложную ступенчатую конструкцию [1]: винт с двумя различными диаметрами и клин затвора трубопровода, имеющий коническую форму. По условиям функционирования такая конструкция испытывает значительные напряжения продольного сжатия и возникает проблема ее расчета на продольную устойчивость [2]. Особенно это актуально при аварийном перекрытии затвора, так как ударное давление дополнительно нагружает систему «шпиндель – затвор» [3]. В этом случае расчет на устойчивость нельзя провести по классической схеме Л. Эйлера:

$$P_{kp} = \frac{\pi^2 E J_{np}}{L^2},$$

где  $J_{np}$  - приведенный момент инерции поперечного сечения, так как она подразумевает использование описания формы изогнутой оси стержня после потери устойчивости функцией вида:  $y = c_0 \sin \frac{\pi z}{L}$ .

Это является недопустимым, так как очевидны фактическая несимметричность функции  $y(z)$  и прямая связь последней с величиной  $P_{kp}$  [4].

### Основная часть.

Моделируется потеря продольной устойчивости стержня со ступенчато изменяющейся жесткостью при осевом сжимающем нагружении. Предлагается стержень разделить на 3 (рисунок 1) или более независимые части с длинами  $l_1, l_2, l_3 \dots l_n$  соответственно. Известно, что длина для каждого участка обратно пропорциональна корню квадратному от величины критической нагрузки. Сумма длин отдельных участков составит длину стержня в целом.

Тогда, справедливо следующее выражение:

$$\sqrt{\frac{C}{P}} = \sqrt{\frac{C_1}{P_1}} + \sqrt{\frac{C_2}{P_2}} + \dots + \sqrt{\frac{C_n}{P_n}} = \sum_{n=1}^N \sqrt{\frac{C_n}{P_n}}, \quad (1)$$

где константы  $C, C_1, C_2, \dots, C_n$  подлежат определению.

При выводе условия (1) рассматривалась устойчивость сжатого стержня по Л. Эйлеру, то есть предполагалось, что изгиб упругий и величина критической нагрузки прямо пропорциональна жесткости стержня при изгибе:

$$C = EJ, \quad C_1 = E_1 J_1, \quad C_2 = E_2 J_2, \dots, \quad C_n = E_n J_n. \quad (2)$$

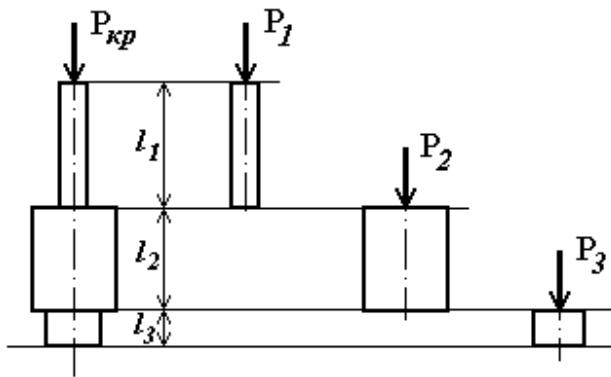


Рисунок 1 - Схема для определения суммарной критической нагрузки

В случае ступенчатого стержня предлагается суммарную жесткость определять с учетом длин участков стержня с постоянной жесткостью:

$$C = (EJ)_{np} = E_1 J_1 \frac{l_1}{l} + E_2 J_2 \frac{l_2}{l} + \dots + E_n J_n \frac{l_n}{l} = \sum_{n=1}^N E_n J_n \frac{l_n}{l}. \quad (3)$$

Тогда условие (1) запишется так:

$$\frac{1}{\sqrt{P}} = \frac{K_1}{\sqrt{P_1}} + \frac{K_2}{\sqrt{P_2}} + \frac{K_3}{\sqrt{P_3}} + \dots + \frac{K_n}{\sqrt{P_n}},$$

где  $K_1 = \sqrt{C_1/C}$ ,  $K_2 = \sqrt{C_2/C}$ , ...  $K_n = \sqrt{C_n/C}$ .

Или окончательно:

$$P = \frac{\prod_{n=1}^N P_n}{\left[ \sum_{n=1}^N K_n \cdot \prod_{m=1}^N \sqrt{\frac{P_m}{P_n}} \right]^2}, \text{ где } K_n = \sqrt{\frac{E_n J_n}{\sum_{n=1}^N E_n J_n \frac{l_n}{l}}}. \quad (4)$$

Первоначальная проверка адекватности предложенной модели проводилась для задачи о продольной устойчивости двух скрепленных разнородных со значительной отличием друг от друга модулями упругости стержней [5] (рисунок 2, а): материал 1 - модуль упругости  $E_1$ , плотность  $\rho_1$ , длина  $l_1$ ; материал 2 - модуль упругости  $E_2$ , плотность  $\rho_2$ , длина  $l_2$ ; общая длина стержня  $l_1 + l_2$ .

При различных материалах частей стержня сложность заключается в определении критического значения сжимающего напряжения для стержня в целом, так как, необходимо определять реальную геометрическую форму изогнутой оси стержня. Для этого в работе [5] предлагается описывать изменение модуля упругости материалов составного стержня гладкой непрерывной функцией  $E = E(z)$ , не имеющей точек разрыва. Для нелинейной

дробно - рациональной функции  $E(z) = \frac{E_0}{\alpha z^2 + \beta}$  (рисунок 2, б) было получено выражение

для  $P_{kp}$ :

$$P_{kp} = \frac{\pi^2 E_0 J}{L^2} \frac{1}{2\alpha \frac{L^2}{\pi} + \alpha \frac{L^2}{4} - 6\alpha \frac{L^2}{\pi^2} + \beta}$$

и его численное значение для частного случая (рисунок 2, б):

$$P_{kp}^{4ue} = 57,678 \times 10^{11} \pi^2 J. \quad (5)$$

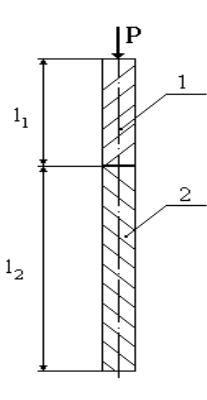


Рисунок 2, а - Расчетная схема для составного стержня

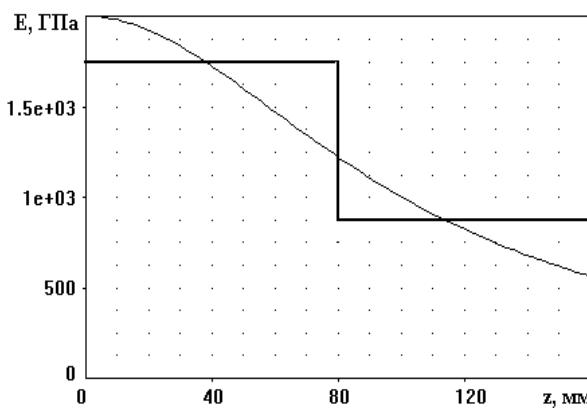


Рисунок 2, б - Аппроксимация зависимости  
 $E = E(z)$

По ранее предложенной модели (4) был проведен расчет с исходными данными, соответствующими (5), и получены следующие результаты:

$$P_{kp} = \frac{P_1 P_2}{(K_1 \sqrt{P_2} + K_2 \sqrt{P_1})^2}, \quad P_{kp} = 51,248 \times 10^{11} \pi^2 J, \quad (6)$$

$$\text{где: } K_1 = \sqrt{\frac{E_1}{E_1 \frac{l_1}{l} + E_2 \frac{l_2}{l}}}, \quad K_2 = \sqrt{\frac{E_2}{E_1 \frac{l_1}{l} + E_2 \frac{l_2}{l}}}.$$

Видно, что расхождение между (5) и (6) довольно значительное и составляет 11 процентов. Следует заметить, что погрешность результатов может быть связана и с гипотезами, принятыми в работе [5], в частности с моделированием ступенчатого изменения модуля упругости гладкой непрерывной функцией (рисунок 2, б), в чем может содержаться значительная погрешность.

Для дальнейшей проверки адекватности модели использовались ставшие классическими результаты исследований, изложенные в монографии А. М. Масленникова [6] и результатов, полученных Н.Н. Леонтьевым [7] по вариационному методу Ритца-Тимошенко. Рассматриваются стержни, со ступенчато изменяющейся жесткостью, как с заданным, так и шарнирно опертыми концами и сжатые продольной силой  $F$ , приложенной к верхнему торцу (рисунки 3а и 3б).

Для схемы, представленной на рисунке 3а, по предложенной модели решение имеет вид:

$$P_{kp} = \frac{P_1 P_2}{(K_1 \sqrt{P_2} + K_2 \sqrt{P_1})^2}, \quad K_1 = \sqrt{\frac{E_1 J_1}{E_1 J_1 \frac{l_1}{l} + E_2 J_2 \frac{l_2}{l}}}, \quad K_2 = \sqrt{\frac{E_2 J_2}{E_1 J_1 \frac{l_1}{l} + E_2 J_2 \frac{l_2}{l}}}$$

и его численное значение:  $P_{kp} = 5,07 \frac{EJ}{l^2}$ .

А. М. Масленниковым для той же задачи, был получен следующий результат:  $P_{kp}^{Mac} = 4,812 \frac{EJ}{l^2}$ . Видно, что погрешность составила 5,1 %, что можно считать удовлетворительным.

Н.Н. Леонтьев для задачи, представленной на рисунке 3б, искал решение в виде:

$$F_{kp} = \frac{EJ_1 \int_0^{l_1} \varphi''^2 dx + EJ_2 \int_{l_1}^{l_1+l_2} \varphi''^2 dx + EJ_1 \int_{l_1+l_2}^{l_1+l_2+l_3=l} \varphi''^2 dx}{\int_0^l \varphi'^2 dx}$$

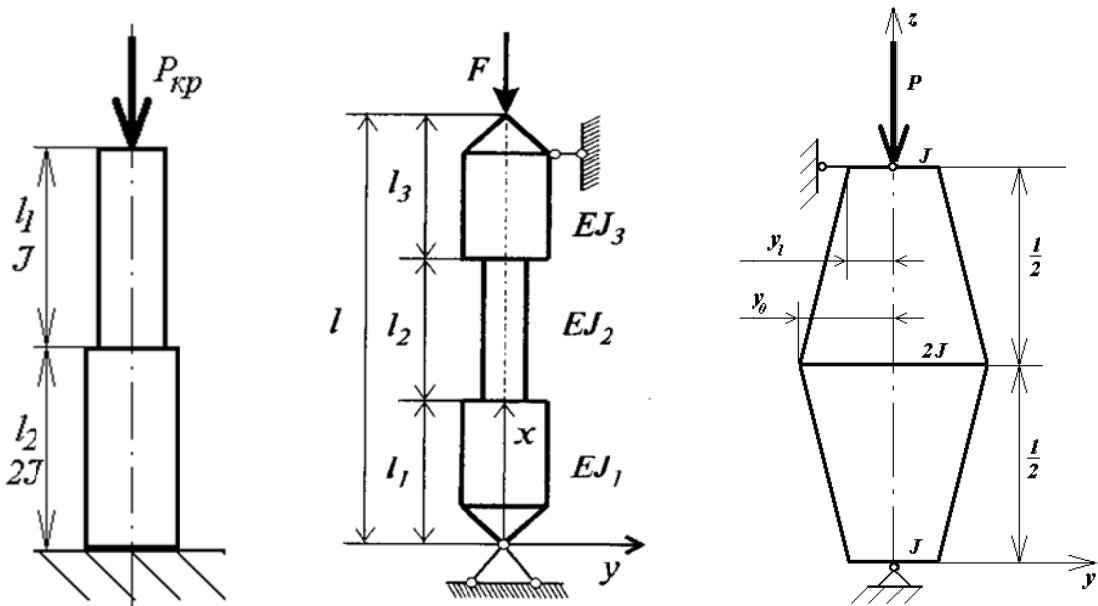


Рисунок 3, а, 3, б, и 3, в - Расчетные схемы для механически неоднородных стержней

Причем, в качестве функции, описывающей прогибы, использовалась зависимость  $\varphi(x) = x^4 - 2x^3 + xl^3$ . В результате численного интегрирования им было получено:  $F_{kp}^{Леон} = 7,016 \frac{EJ}{l^2}$ .

Применяя изложенный выше подход легко получить следующие результаты:

$$P_{kp} = \frac{P_1 P_2 P_3}{(K_3 \sqrt{P_1} \sqrt{P_2} + K_1 \sqrt{P_2} \sqrt{P_3} + K_2 \sqrt{P_1} \sqrt{P_3})^2}, \quad P_{kp} = 7,472 \frac{EJ}{l^2},$$

где  $K_1 = K_3 = \sqrt{\frac{E_1 J_1}{E_1 J_1 \frac{l_1}{l} + E_2 J_2 \frac{l_2}{l} + E_3 J_3 \frac{l_3}{l}}}, \quad K_2 = \sqrt{\frac{E_2 J_2}{E_1 J_1 \frac{l_1}{l} + E_2 J_2 \frac{l_2}{l} + E_3 J_3 \frac{l_3}{l}}}$ .

В этом случае погрешность составила 6,5 %. Следует заметить, что решение Н.Н. Леонтьева также является численным и приблизительным.

Интересная задача представлена на рисунке 3в. По методу Ритца-Тимошенко

$$P_{kp} = \frac{\sum_{0}^l [EJ[y''(z)]^2 dz]}{\sum_{0}^l [y'(z)]^2 dz}.$$

В качестве функции, описывающей прогиб такого стержня, А. М. Масленников использовал синусоиду Л. Эйлера  $y(z) = f \sin \frac{\pi z}{l}$ , что уже содержит в себе определенную погрешность. Численное решение приведено к виду  $P_{kp}^{Mac} = 16,892 \frac{EJ}{l^2}$ .

Проведенные по предложенной ранее модели расчеты при тех же исходных данных дали следующий результат:  $P_{kp} = 18,277 \frac{EJ}{l^2}$ . Следует отметить, что погрешность 8,2 % является суммарной, так как наряду с составным стержнем, для проведения расчетов использовалась модель для расчета на устойчивость усеченного конуса [8].

### Заключение.

Таким образом, предложен способ оценки продольной устойчивости стержней со ступенчатым изменением жесткости. Предложено рассматривать неоднородные составляющие конструкции в отдельности и определять суммарную величину максимальной нагрузки для конструкции в целом. Показано, что разработанные модели не только

инженерно реализуемые, но и удовлетворительно согласуются с результатами предыдущих исследователей.

## **СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ**

1. Патент 144208 РФ. Шиберная задвижка / А.И. Ефимова, И.В. Лопа, Е.В. Панченко, К.А. Туркин. Опубл. 10.08.2014. Бюл. №22.
2. Баранов, В.Л. Особенности проектирования динамических приводов затворов трубопроводов / Баранов В.Л., Карпухин В.П., Лопа И.В. Тула: ТулГУ, 2003. 202 с.
3. Лопа, И.В. Определение перепада давления при закрытии шиберного затвора / А.И. Ефимова, А.И. Жукаев //Известия ТулГУ. Технические науки. 2015. №11-1. с.186-191.
4. Баранов, В.Л. Неустойчивость ударно нагруженных стержней / Баранов В.Л., Лопа И.В. // Известия ВУЗов. Машиностроение, М.: 1995, № 1-3, с. 45.
5. Баранов, В.Л. Устойчивость ударно нагруженных стержней / Баранов В.Л., Лопа И.В., Чивиков З.Ч., Симеонов П.С.. – Тула: ТулГУ, 1997. – 128 с.
6. Масленников, А.М. Основы динамики и устойчивости стержневых систем. / А.М Масленников. М.: Мир, 1986 г.
7. Леонтьев, Н.Н. Основы строительной механики стержневых систем / Леонтьев Н.Н., Соболев Д.Н., Амосов А.А..- М.: Изд-во АСВ, 1996.-541с.
8. Baranov, V.L. Some problems of design of bullets for small arms / Baranov V.L., Zubachev V.I., Lopa I.V., Schitov V.N.. – Тула, 1996.

**Лопа Игорь Васильевич,**  
ФГБОУ ВПО «ТулГУ»  
Доктор технических. наук, профессор, профессор каф. ПМДМ  
300000, г. Тула, пр. Ленина, 92  
Тел. 25-46-39  
E-mail: pmdm@tsu.tula.ru

I.V. LOPA

## **LONGITUDINAL STABILITY OF A STEPPED ROD**

**Abstract.** The rods are considered with the step change in stiffness, loaded by compressive axial force. It is shown that the classical theory of stability of compressed rods of L. Euler is not suitable for describing their behavior, as it implies symmetric bending axis. The proposed method of assessing longitudinal stability, which allows to consider stability of each stage separately and to determine the total value of maximum load for design in General. Comparative calculations have shown the possibility of using the proposed model for a number of engineering calculations.

**Keywords:** stepped rod, longitudinal stability, resistance level, total load, comparative calculations.

## **BIBLIOGRAPHY**

1. Patent 144208 RF. Shibernaya zadvizhka / A.I. Yefimova, I.V. Lopa, Ye.V. Panchenko, K.A. Turkin. Opubl. 10.08.2014. Byul. №22.
2. Baranov, V.L. Osobennosti proyektirovaniya dinamicheskikh privodov zatvorov truboprovodov / Baranov V.L., Karpukhin V.P., Lopa I.V. Tula: TulGU, 2003. 202 s.
3. Lopa, I.V. Opredeleniye perepada davleniya pri zakrytii shibernogo zatvora / A.I. Yefimova, A.I. Zhukayev //Izvestiya TulGU. Tekhnicheskiye nauki. 2015. №11-1. s.186-191.
4. Baranov, V.L. Neustovichnost udarno nagruzhennykh sterzhney / Baranov V.L., Lopa I.V. // Izvestiya VUZov. Mashinostroyeniye, М.: 1995, № 1-3, s. 45.
5. Baranov, V.L. Ustoychivost udarno nagruzhennykh sterzhney / Baranov V.L., Lopa I.V., Chivikov Z.CH., Simeonov P.S.. – Tula: TulGU, 1997. – 128 s.
6. Maslenников, A.M. Osnovy dinamiki i ustoychivosti sterzhnevykh sistem. / A.M Maslenников. M.: Mir, 1986.
7. Leontyev, N.N. Osnovy stroitelnoy mekhaniki sterzhnevykh sistem / Leontyev N.N., Sobolev D.N., Amosov A.A..- M.: Izd-vo ASV, 1996.-541s.
8. Baranov, V.L. Some problems of design of bullets for small arms / Baranov V.L., Zubachev V.I., Lopa I.V., Schitov V.N.. – Tula, 1996.

**Lopa Igor Vasilevich**  
FGBOU VPO "Tula State University"  
Dr. Techn. Sciences, Professor,  
Professor, DEP. PMDM  
300000, Tula, Lenin Ave., 92  
Tel. 25-46-39  
E-mail: pmdm@tsu.tula.ru

# **МАШИНОСТРОИТЕЛЬНЫЕ ТЕХНОЛОГИИ И ОБОРУДОВАНИЕ**

УДК 621.9.06:006.83

О.В. АНИКЕЕВА, А.Г. ИВАХНЕНКО

## **СРАВНИТЕЛЬНЫЙ АНАЛИЗ ПОДХОДОВ К РАСЧЕТУ ГЕОМЕТРИЧЕСКОЙ ТОЧНОСТИ МЕТАЛЛОРЕЖУЩИХ СТАНКОВ**

**Аннотация.** Изложены два основных подхода к расчетам геометрической точности станков и полученные с их использованием результаты. С единых позиций на основе функции формообразования представлены зависимости, лежащие в их основе. Для каждого подхода предложены зависимости для расчета объемной геометрической погрешности станка, исключающие рассмотрение геометрических характеристик режущего инструмента. Установлена преимущественная область применения каждого из подходов, а также причины различий в получаемых результатах на основе анализа известных решений.

**Ключевые слова:** металлорежущие станки; точность; геометрические погрешности.

### **Введение.**

Геометрическая точность станка оказывает прямое и существенное влияние на точность обработки. Необоснованное ужесточение допусков на параметры геометрической точности станков существенно повышает себестоимость обработки и может привести к снижению конкурентоспособности продукции машиностроения. При расчетах геометрической точности станков сложились два основных подхода к оценке геометрических погрешностей обработки, основанные на применении матриц преобразований однородных координат (Денавита-Хартенберга) и полной вариации полученных зависимостей. Первый подход основан на рассмотрении двух ветвей, связанных с заготовкой и режущим инструментом относительно неподвижного звена (станины станка) [1]. Второй подход основан на использовании функции формообразования, которая определяется положением кромки режущего инструмента в системе координат обрабатываемой заготовки [2, 3].

Применение каждого из этих подходов должно приводить к одинаковым результатам. Однако практика их применения и получаемые результаты зачастую отличаются. Расчеты геометрической точности станков применяются при их проектировании, изготовлении, эксплуатации, ремонте и модернизации, посредством решения различных задач оптимизации, анализа чувствительности, моделирования точности обработки, расчетов надежности, компенсации, стандартизации, синтеза допусков и т.д. Поэтому сравнение двух известных подходов к оценке и анализу геометрической точности металлорежущих станков является актуальным.

### **Первый подход.**

Моделирование геометрических погрешностей и анализ чувствительности для 5-осевого станка было выполнено в работе [4]. Авторы данной работы утверждают, что предложенная ими методология моделирования погрешностей позволяет выявить в явном виде компенсируемые и некомпенсируемые погрешности станка для обеспечения точности обработки и поддерживает анализ чувствительности в процессе проектирования. В работе [5] представлен метод проектирования точности многоосевого станка с ЧПУ для повышения его надежности при обработке. В этом исследовании на основе модели геометрической точности 5-осевого обрабатывающего центра была определена вероятность нарушения ограничений по точности для разных диапазонов в рабочем пространстве станка. Работа [6] посвящена анализу и рабочему проектированию геометрической точности 3-осевого шлифовального станка с ЧПУ на основе планирования экспериментов и функции потерь качества. Из 21 потенциальной геометрической погрешности было выделено 11 ключевых погрешностей, оказывающих основное влияние на объемную точность станка. В работе [7] исследовалось

влияние различных элементарных погрешностей токарного станка на точность обработки торцевой поверхности с учетом кинематических составляющих, зависящих от угла поворота шпинделя.

### **Второй подход.**

В работе [8] исследовалось влияние различных компоновок 3-координатных обрабатывающих центров на точность взаимного расположения при обработке двух плоских поверхностей. Из четырех рассмотренных компоновок станков выделены две компоновки, имеющие наилучшие показатели объемной точности обработки. Точность формообразования на гексаподах рассмотрена в работе [9]. В этой работе приведены соотношения между функцией формообразования в виртуальных и физических координатах, а также рассмотрено влияние силы резания на деформации параллельных звеньев станка и точность обработки, соответственно. В работе [10] исследовались гибридные компоновки станков, включающие звенья с последовательным и параллельным соединением. В этой работе был осуществлен синтез корректирующих смещений узлов станка для компенсации его геометрических погрешностей. Исследование параметрической надежности станков было выполнено в работе [11], где были рассмотрены вопросы, связанные с организацией ремонта станков по фактическому техническому состоянию на основе установленных связей между геометрическими погрешностями станка и обработанной детали. В работе [12] выполнено моделирование точности при токарной обработке. Было исследовано влияние отдельных геометрических погрешностей станка на отклонения формы и расположения цилиндрической и торцевой поверхностей.

### **Сочетание первого и второго подходов.**

В работе [13] был разработан метод оптимизации геометрических погрешностей станков. На основе моделирования геометрических погрешностей 5-осевого обрабатывающего центра была решена задача оптимизации допусков на выявленные геометрические погрешности станка. Вопросы, связанные с анализом чувствительности и компенсацией геометрических погрешностей для повышения точности станков с ЧПУ, рассмотрены в работе [14] на примере 3-координатного обрабатывающего центра. В данной работе предложено последовательно выполнять локальный качественный и глобальный количественный анализ чувствительности составляющих объемной точности станка от его геометрических погрешностей. Результаты моделирования показали, что для этого станка возможна компенсация 59.8%, 65.5%, и 73.5% геометрических погрешностей по осям  $X$ ,  $Y$ , и  $Z$ , соответственно.

### **Постановка цели и задач.**

Целью данной работы является сравнение подходов к расчету геометрической точности металлорежущих станков для выявления возможных причин, которые могут привести к различию полученных результатов.

Для достижения поставленной цели необходимо решить следующие задачи:

- 1) Изложить основные положения, являющиеся основой этих подходов;
- 2) Сравнить возможности основных подходов, установить их взаимосвязь и предпочтительные области применения;
- 3) Выполнить анализ известных решений, полученных другими исследователями.

### **Сущность известных подходов к оценке и анализу геометрической точности металлорежущих станков.**

Рассматриваемые подходы хронологически сложились именно так, как они и представлены выше. Однако решение первой и второй задач целесообразно начать с изложения второго подхода, чтобы пользоваться едиными обозначениями для одинаковых понятий, преобразований и результатов.

### **Второй подход.**

Положение кромки режущего инструмента в системе координат обрабатываемой заготовки определяется как [2]:

$$r_0 = A_{ct} r_i \quad (1)$$

где  $r_0$  – радиус-вектор связывающий координаты точек режущего инструмента в системах координат самого режущего инструмента и обрабатываемой детали;

$A_{ct}$  – матрица преобразований координат станка, являющаяся произведением известных матриц элементарных перемещений;

$r_i$  – радиус-вектор формообразующих точек инструмента.

Наложение различных связей (огибания, скрытых и функциональных) на функцию формообразования  $r_0$  в выражении (1) позволяет получить уравнение конкретной номинальной обрабатываемой поверхности. Уравнение такой поверхности также задается в виде:

$$r_0 = r_0(u, v, q_0), \quad (2)$$

где  $u, v$  – криволинейные координаты поверхности, причем  $r_u \times r_v \neq 0$ , где  $r_u \equiv \partial r / \partial u$ ,  $r_v \equiv \partial r / \partial v$ ;

$q_0$  – вектор размерных параметров поверхности;

$q_0 = (q_{01}, \dots, q_{0m1})^T$ ;  $m1$  – количество составляющих вектора  $q_0$ .

Полная вариация выражения (1) с учетом только членов первого порядка малости, имеет вид:

$$\Delta r_0 = \Delta A_{ct} r_i + A_{ct} \Delta r_i, \quad (3)$$

и позволяет учесть все геометрические погрешности станка, входящие в матрицу  $\Delta A_{ct}$ , и все геометрические погрешности режущего инструмента, входящие в вектор  $\Delta r_i$ .

При исследовании геометрической точности только станков целесообразно считать режущий инструмент «идеальным» и положить  $\Delta r_i = 0$ , тогда из выражения (3) имеем:

$$\Delta r_0 = \Delta A_{ct} r_i. \quad (4)$$

Условие  $\Delta r_i = 0$ , соответствует не только «идеальному» режущему инструменту, но и тому случаю, если он является точечным, а, значит, соответствует условию для  $r_i = e^4$ , т.е. радиусу-вектору начала координат,  $e^4 = (0; 0; 0; 1)^T$ . В работе [2] были получены векторный и скалярные балансы точности токарного станка при обработке различных поверхностей точечным режущим инструментом, на основе которых был выполнен анализ влияния элементарных геометрических погрешностей взаимного положения узлов формообразующей системы станка на точность обработки.

В том случае, если последнее условие не выполняется, т.е.  $r_i \neq e^4$ , то возникает необходимость задания «функциональной точки» (рисунок 1) согласно стандарту ISO 230-1:2012 [15].

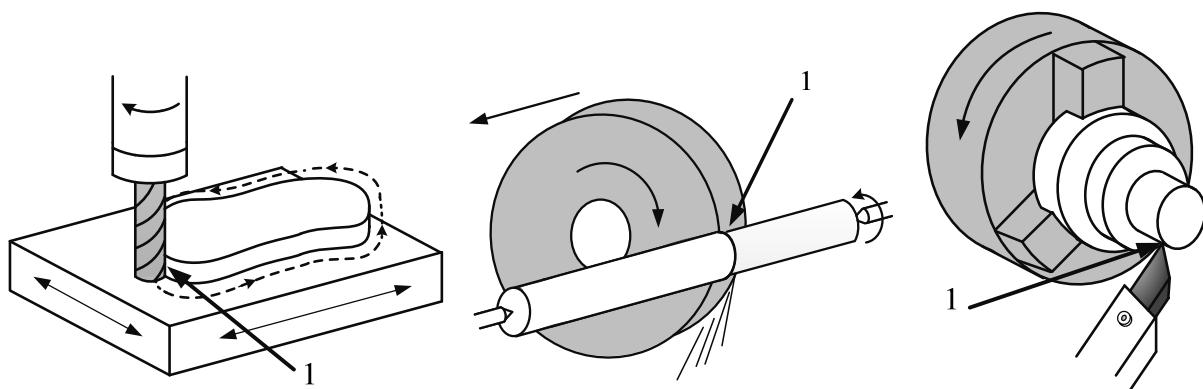


Рисунок 1 – Примеры функциональных точек по ISO 230-1:2012

В [15] не представлены способы задания функциональных точек при фрезеровании и шлифовании, т.е. при использовании лезвийного инструмента (фрезы) и инструмента работающего поверхностью (шлифовального круга). Данные вопросы рассматриваются при анализе формообразующих возможностей станков в работе [2]. Считая, что такой анализ был выполнен до рассмотрения вопросов, связанных с точностью станка, авторы предлагают новое решение.

Учитывая, что из выражения (1) радиус-вектор формообразующих точек инструмента равен  $r_i = (A_{ct})^{-1} r_0$ , векторный баланс точности станка (4) примет следующий вид:

$$\Delta r_0 = \Delta A_{ct} (A_{ct})^{-1} r_0 \quad (5)$$

где  $r_0$  соответствует уравнению (2).

Существенным преимуществом выражения (5) является то, что не требуется задание уравнения режущей кромки инструмента, однако нужно задавать уравнение обрабатываемой поверхности в параметрическом виде (2) и выражения для аргументов матриц входящих в  $A_{ct}$  через криволинейные координаты  $u$  и  $v$ , и вектор  $q_0$ . Из уравнения (5) видно, что при фрезерной и шлифовальной обработке полной характеристикой векторной погрешности станка при обработке любой поверхности является произведение матриц  $\Delta A_{ct} (A_{ct})^{-1}$ , а не только матрица  $\Delta A_{ct}$  в том случае, если  $r_i = e^4$ .

#### Первый подход.

Представим в выражении (1) матрицу  $A_{ct}$  в виде произведения 2-х матриц, т.е.  $A_{ct} = A_{заг} A_i$ , тогда имеем:

$$r_0 = A_{заг} A_i r_i \quad (6)$$

где  $A_{заг}$  и  $A_i$  – матрицы преобразований координат станка, учитывающие перемещения узлов формообразующей системы от узла, связанного с заготовкой до станины и от станины до узла, связанного с режущим инструментом, соответственно.

Тогда, из (6), имеем:

$$(A_{заг})^{-1} r_0 - A_i r_i = 0, \quad (7)$$

что соответствует представлению функции формообразования в неподвижной системе координат, связанной со станиной станка. В выражении (7) необходимо задавать положение «функциональной» точки в радиусах-векторах номинальной обрабатываемой поверхности  $r_0$  и режущего инструмента  $r_i$  (рисунок 1). В общем случае, задание этой точки также требует предварительного анализа процесса формообразования.

Полная вариация выражения (7), с учетом  $\Delta r_0 = 0$  и  $\Delta r_i = 0$  имеет вид:

$$E = \Delta ((A_{заг})^{-1}) r_0 - \Delta A_i r_i. \quad (8)$$

где  $E$  – несобственный вектор геометрической погрешности станка  $E = (E_x, E_y, E_z, 0)^T$ ,  $E_x, E_y, E_z$  – составляющие вектора  $E$  по осям  $X, Y$  и  $Z$ , соответственно.

Новое решение, представленное при рассмотрении второго подхода, здесь будет иметь следующий вид:

$$E = (\Delta ((A_{заг})^{-1}) - \Delta A_i A_i^{-1} A_{заг}^{-1}) r_0. \quad (9)$$

Выражение (9) аналогично выражению (5), и в нем не требуется задание положения «функциональной» точки в радиусе-векторе режущего инструмента  $r_i$ .

Сравнение возможностей известных подходов.

Такое сравнение рассмотренных выше подходов проведем на хорошо изученном примере токарного станка, схема которого представлена на рисунке 2, при обработке точечным режущим инструментом ( $\Delta r_i = 0$ ).

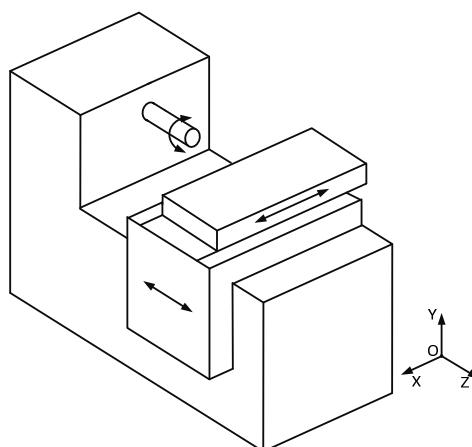


Рисунок 2 – Формообразующая система токарного станка

Токарный станок реализует три движения формообразования, одно вращательное – вокруг оси  $Z$ , и два поступательных – вдоль осей  $Z$  и  $X$ .

**Второй подход.**

Известная функция формообразования (1) токарного станка:

$$\mathbf{r}_0 = \mathbf{A}^6(\varphi) \mathbf{A}^3(z) \mathbf{A}^1(x) \mathbf{e}^4 = (x \cdot \cos \varphi; x \cdot \sin \varphi; z; 1)^T, \quad (10)$$

где  $\mathbf{A}^6(\varphi)$  – матрица поворота вокруг оси  $Z$ ;

$\mathbf{A}^3(z)$  и  $\mathbf{A}^1(x)$  – матрицы перемещений вдоль осей  $Z$  и  $X$ , соответственно.

Вариация функции формообразования (10) равна [2]:

$$\mathbf{r}_0 = \boldsymbol{\varepsilon}_0 \mathbf{A}^6(\varphi) \mathbf{A}^3(z) \mathbf{A}^1(x) \mathbf{e}^4 + \mathbf{A}^6(\varphi) \boldsymbol{\varepsilon}_1 \mathbf{A}^3(z) \mathbf{A}^1(x) \mathbf{e}^4 + \mathbf{A}^6(\varphi) \mathbf{A}^3(z) \boldsymbol{\varepsilon}_2 \mathbf{A}^1(x) \mathbf{e}^4 + \mathbf{A}^6(\varphi) \mathbf{A}^3(z) \mathbf{A}^1(x) \boldsymbol{\varepsilon}_3 \mathbf{e}^4, \quad (11)$$

где  $\boldsymbol{\varepsilon}_i$  – матрица погрешности взаимного расположения  $i-1$ -ой и  $i$ -ой систем координат формообразующей системы станка:

$$\boldsymbol{\varepsilon}_i = \begin{pmatrix} 0 & -\gamma_i & \beta_i & \delta_{xi} \\ \gamma_i & 0 & -\alpha_i & \delta_{yi} \\ -\beta_i & \alpha_i & 0 & \delta_{zi} \\ 0 & 0 & 0 & 0 \end{pmatrix}, \quad (12)$$

где  $\delta_{xi}, \delta_{yi}, \delta_{zi}$  – малые смещения системы координат  $S_i$  вдоль осей  $X, Y, Z$ ;

$\alpha_i, \beta_i, \gamma_i$  – малые углы поворота системы координат  $S_i$  относительно осей  $X, Y, Z$ .

Векторный баланс точности токарного станка  $\Delta \mathbf{r}_0$  получается из выражения (11) при подстановке соответствующих матриц  $\boldsymbol{\varepsilon}_i$  ( $i = 0..3$ ) и равен [2]:

$$\Delta \mathbf{r}_0 = \begin{pmatrix} \Delta_1 \cos \varphi - \Delta_2 \sin \varphi + \Delta_3 \\ \Delta_1 \sin \varphi + \Delta_2 \cos \varphi + \Delta_4 \\ \Delta_5 \\ 0 \end{pmatrix}, \quad (13)$$

где  $\Delta_1 \dots \Delta_5$  выражаются через элементарные погрешности положения звеньев следующим образом:  $\Delta_1 = z \cdot \beta_1 + \sum_{i=1}^3 \delta_{xi}$ ;  $\Delta_2 = -z \cdot \alpha_1 + x \sum_{i=0}^2 \gamma_i + \sum_{i=1}^3 \delta_{yi}$ ;  $\Delta_3 = \delta_{x0} + z \cdot \beta_0$ ;

$$\Delta_4 = \delta_{y0} - z \alpha_0; \Delta_5 = \sum_{i=0}^3 \delta_{zi} - x \cdot \cos \varphi \cdot \beta_0 + x \cdot \sin \varphi \cdot \alpha_0 - x(\beta_1 + \beta_2).$$

Векторный баланс точности  $\Delta \mathbf{r}_0$  в выражении (13) не связан с конкретной обрабатываемой поверхностью, является самой полной характеристикой станка и включает в свой состав 20 элементарных геометрических погрешностей станка, которые могут оказывать влияние на точность обработки. Другие виды векторного баланса точности представлены в работе [16].

**Первый подход.**

Определим составляющие выражения (7):

$$(\mathbf{A}_{\text{заг}})^{-1} = \mathbf{A}^6(-\varphi), \quad \mathbf{A}_{\mathbf{u}} = \mathbf{A}^3(z) \mathbf{A}^1(x),$$

$$\mathbf{r}_0 = (x \cdot \cos \varphi; x \cdot \sin \varphi; z; 1)^T, \quad \mathbf{r}_{\mathbf{u}} = (0; 0; 0; 1)^T.$$

Главным отличием этого подхода является определение вариации матриц, входящих в выражение (8), выполняемое следующим образом:

$$\Delta((\mathbf{A}_{\text{заг}})^{-1}) = \mathbf{A}^6(-\varphi) \boldsymbol{\varepsilon}_0, \quad \Delta \mathbf{A}_{\mathbf{u}} = \boldsymbol{\varepsilon}_1 \mathbf{A}^3(z) \boldsymbol{\varepsilon}_2 \mathbf{A}^1(x) \boldsymbol{\varepsilon}_3, \quad (14)$$

причем это отличие заключается не только в самой форме выражений вариаций матриц в (14), но и в структуре матриц элементарных погрешностей, которые в отличие от (12) имеют следующий вид:

$$\boldsymbol{\varepsilon}_i = \begin{pmatrix} 1 & -\gamma_i & \beta_i & \delta_{xi} \\ \gamma_i & 1 & -\alpha_i & \delta_{yi} \\ -\beta_i & \alpha_i & 1 & \delta_{zi} \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{pmatrix}. \quad (15)$$

Вектор геометрической погрешности станка по выражению (8) равен:

$$\boldsymbol{E} = \begin{pmatrix} \sum_{i=1}^3 \delta_{xi} + z\beta_1 - \sin\varphi(z\alpha_0 - \delta_{y0}) + \cos\varphi(z\beta_0 + \delta_{x0}) \\ \sum_{i=1}^3 \delta_{yi} + x\sum_{i=0}^2 \gamma_i - z\alpha_1 - \cos\varphi(z\alpha_0 - \delta_{y0}) - \sin\varphi(z\beta_0 + \delta_{x0}) \\ \sum_{i=0}^3 \delta_{zi} + x\sum_{i=1}^2 \beta_i + x\sin\varphi \cdot \alpha_0 - x\cos\varphi \cdot \beta_0 \\ 0 \end{pmatrix}, \quad (16)$$

при учете только членов первого порядка малости, т.е. не включает взаимные произведения элементарных геометрических погрешностей.

Вектор геометрической погрешности  $\boldsymbol{E}$  в выражении (16) также не связан с конкретной обрабатываемой поверхностью и включает в свой состав те же самые элементарные геометрические погрешности рассматриваемого станка.

Из выражений (13) и (16) видно, что векторный баланс точности  $\Delta r_0$  и вектор геометрической погрешности  $\boldsymbol{E}$  связаны соотношением:

$$\Delta r_0 = A^6(\varphi)\boldsymbol{E}. \quad (17)$$

Из уравнения (17) очевидна разница в областях применения векторов  $\Delta r_0$  и  $\boldsymbol{E}$ . Векторный баланс точности  $\Delta r_0$  задан в подвижной системе координат обрабатываемой заготовки, поэтому его целесообразно использовать в расчетах точности обработки различных поверхностей, а также при задании норм точности обработки образцов-изделий в соответствующих стандартах по геометрической точности станков. Вектор геометрической погрешности  $\boldsymbol{E}$  задан в неподвижной системе координат, связанной со станиной станка, и его область применения связана с заданием норм точности в стандартах и проверками этой точности без обработки конкретных поверхностей, а также при калибровке рабочего пространства.

### Анализ известных решений.

Отметим, что в работах [6] и [13] дано следующее представление вектора геометрической погрешности  $\boldsymbol{E} = (E_x, E_y, E_z, 1)^T$ , однако из самой структуры выражения (8), являющегося разностью двух собственных векторов видно, что четвертая координата несобственного вектора  $\boldsymbol{E}$  равна 0.

Во всех рассмотренных работах, основанных на использовании первого подхода, авторы на основе своих предпочтений рассматривают лишь некоторые составляющие элементарных геометрических погрешностей в выражении (15) для различных узлов, а также вводят дополнительные погрешности положения без анализа структуры выражения (16).

Так, в работе [7] матрица  $\boldsymbol{\varepsilon}_3$  полагается единичной, т.е. исключаются из рассмотрения погрешности  $\delta_{x3}$ ,  $\delta_{y3}$  и  $\delta_{z3}$  входящие в выражение (16). При этом, кроме оставшихся 18 элементарных погрешностей, входящих в матрицы  $\boldsymbol{\varepsilon}_0$ ,  $\boldsymbol{\varepsilon}_1$  и  $\boldsymbol{\varepsilon}_2$ , вводят в рассмотрение дополнительную составляющую  $\eta_{xz}$  – отклонение от перпендикулярности направляющих по координатам  $X$  и  $Z$ . Между тем, данное отклонение уже учтено в составляющей  $\beta_2$ , входящей в выражение (16). Как показано в работе [17], элементарные погрешности могут иметь постоянные и переменные составляющие. Для станков с последовательным типом компоновок, когда каждый узел может осуществлять не более одного движения при формообразовании, такие переменные составляющие будут являться функцией соответствующей координаты. Для рассматриваемого примера это означает, что переменные составляющие матрицы  $\boldsymbol{\varepsilon}_0$  будут являться функциями угла поворота шпинделя ( $\varphi$ ), матрицы  $\boldsymbol{\varepsilon}_1$  – перемещения продольного суппорта ( $z$ ), матрицы  $\boldsymbol{\varepsilon}_2$  – перемещения поперечного

суппорта ( $x$ ). Так, отклонение от перпендикулярности направляющих  $\eta_{xz}$  может являться частью постоянной и переменной составляющих элементарной погрешности  $\beta_2$ .

В работе [4] станок, имеющий 6 координат, рассматривается как 5-осевой. Исключение из рассмотрения узла, осуществляющего вращение режущего инструмента, позволило авторам выделить только тридцать элементарных геометрических погрешностей, соответствующих этим пяти координатам. Однако, здесь в рассмотрение введены 11 дополнительных составляющих, из которых 7 составляющих являются отклонениями от перпендикулярности осей различных координат, а 4 составляющих – погрешностями линейного смещения осей в различных направлениях. Все 11 дополнительно введенных погрешностей также могут быть рассмотрены как составляющие элементарных геометрических погрешностей.

В работах [13] и [14] использовалось сочетание двух рассматриваемых подходов только в той части, что в них в явном виде представлена и использована функция формообразования для вычисления вектора  $E$ . В работе [13] матрицы элементарных погрешностей вида (15) декомпозированы на две составляющих, одна из которых включает шесть основных элементарных погрешностей, а другая различное количество дополнительно вводимых погрешностей взаимного расположения. Именно рассмотренная декомпозиция и обосновывает целесообразность рассмотрения только основных погрешностей и последующего их анализа для выделения постоянной и переменной составляющих. В целом, в этой работе для 5-осевого станка, также имеющего 6 координат, учтено только 30 основных элементарных погрешностей из 36, но дополнительно введено в рассмотрение 7 дополнительных погрешностей.

### Заключение.

В работе рассмотрены два основных подхода применяемых при расчетах геометрической точности станков и дан обзор полученных с их использованием результатов. Применение функции формообразования позволило представить с единых позиций зависимости, лежащие в их основе. Для каждого подхода предложены новые зависимости для расчета объемной геометрической погрешности станка, позволяющие исключить из рассмотрения геометрические характеристики режущего инструмента. Подход, основанный на рассмотрении геометрической погрешности станка в неподвижной системе координат целесообразно использовать при исследованиях точности без обработки деталей. Подход, основанный на рассмотрении геометрической погрешности станка в системе координат заготовки целесообразно использовать при исследованиях точности с обработкой деталей, в том числе образцов-изделий. Анализ известных решений показал, что основной причиной различий в получаемых результатах является рассмотрение не всех составляющих элементарных геометрических погрешностей, влияющих на точность обработки, но при этом и разбиение на составляющие рассматриваемых погрешностей.

*Работа выполнена при финансовой поддержке РФФИ в рамках научного проекта № 16-38-60049 мол\_а\_дк.*

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Soons, J. A. (1993). Accuracy analysis of multi-axis machines. Eindhoven: Technische Universiteit Eindhoven. DOI: 10.6100/IR400139.
2. D.N. Reshetov, V.T. Portman, Accuracy of Machine Tools, ASME Press, NY, 1988, 304 p.
3. Kushnir, E., Portman, V., Aguilar, A., Clark, W. Layout evaluation at earlier stages of machine tool design: form-shaping function-based approach. The International Journal of Advanced Manufacturing Technology. June 2017, Volume 90, Issue 9–12, pp. 3333–3346. <https://doi.org/10.1007/s00170-016-9667-0>.
4. Wenjie Tian, Weiguo Gao, Wenfen Chang, and Yingxin Nie, “Error Modeling and Sensitivity Analysis of a Five-Axis Machine Tool,” Mathematical Problems in Engineering, vol. 2014, Article ID 745250, 8 pages, 2014. doi:10.1155/2014/745250.
5. Cai L, Zhang Z, Cheng Q, Liu Z, Gu P. A geometric accuracy design method of multi-axis NC machine tool for improving machining accuracy reliability. Eksplotacja i Niezawodnosc – Maintenance and Reliability 2015; 17 (1): 143–155.

6. Hong Yihai, Liu Jiangnan, Yang Xiaojuan, Jiang Guang. Analysis and Robust Design of Geometric Accuracy of a Three-Axis CNC Surface Grinding Machine. The 14th IFToMM World Congress, Taipei, Taiwan, October 25-30, 2015. DOI Number: 10.6567/IFToMM.14TH.WC.PS12.001.
7. Yang, J., Guan, J., Ye, X. et al. Effects of geometric and spindle errors on the quality of end turning surface. Journal of Zhejiang University-SCIENCE A (Applied Physics & Engineering). 2015 16(5): 371-386.
8. Reiko Harumoto, Ichiro Inasaki. Error Analysis of Machine Tools Using Form Shaping Function. Journal of the Japan Society of Precision Engineering. Volume 59 (1993). Issue 6, Pp. 915-920. doi.org/10.2493/jjspe.59.915.
9. Ivakhnenko, A.G. Podlenko O.N. Accuracy of shaping on hexapods. Russian Engineering Research. 2007, Volume 27, Issue 12, pp. 896-900.
10. A.V. Kirichek, A.G. Ivakhnenko, E.O. Ivakhnenko, A.Y. Altukhov. Geometric Accuracy of the Machines with Strut-Type Structures. International Journal of Applied Engineering Research. 21 (2014). Pp. 9951-9958.
11. O. Anikeeva, A. Ivakhnenko, A. Zhirkov. Parametric Reliability Assurance for Machine-Tools. Procedia Engineering. 150 (2016). Pp 712-716.
12. O.V. Anikeeva, A.G. Ivakhnenko, O.Yu. Erenkov. Modeling the Influence of Geometric Errors of Turning Machine for Accuracy Machinable Surface. Procedia Engineering. 206 (2017). Pp 1127-1132. doi: 0.1016/j.proeng.2017.10.605.
13. Ligang Cai, Jiaying Li, Qiang Cheng, Bingwei Sun and Yan Wang. A Method to Optimize Geometric Errors of Machine Tool based on SNR Quality Loss Function and Correlation Analysis. MATEC Web Conf., 95 (2017) 07011. DOI: <https://doi.org/10.1051/matecconf/20179507011>.
14. Shijie Guo, Dongsheng Zhang, and Yang Xi, "Global Quantitative Sensitivity Analysis and Compensation of Geometric Errors of CNC Machine Tool," Mathematical Problems in Engineering, vol. 2016, Article ID 2834718, 12 pages, 2016. doi:10.1155/2016/2834718.
15. ISO 230-1:2012. Test code for machine tools, Part 1: Geometric accuracy of machines operating under no-load or quasistatic conditions. In return ISO 230-1:1996, Third edition 01.03.2012, Switzerland: ISO, 2012, 168 p.
16. Аникеева, О.В. Развитие вариационного метода расчета точности металлорежущих станков / О.В. Аникеева // Фундаментальные и прикладные проблемы техники и технологии. - № 5, 2016. – С. 111-118. <https://doi.org/10.1631/jzus.A1500029>.
17. Аникеева, О.В. Влияние параметров геометрической точности станков на отклонения расположения обработанных поверхностей / О.В. Аникеева, А.Г. Ивахненко, Д.Н. Крюков // Интернет-журнал «НАУКОВЕДЕНИЕ» Том 9, №1 (2017) <http://naukovedenie.ru/PDF/52TVN117.pdf> (доступ свободный). Загл. с экрана. Яз. рус., англ.

**Аникеева Олеся Владимировна**

ФГБОУ ВО «Юго-Западный государственный университет», г. Курск  
Канд. техн. наук, доцент, старший научный сотрудник кафедры УКМиС  
305040, г. Курск, ул. 50 лет Октября, 94  
Тел. 8-952-496-46-18  
E-mail: olesya-anikeeva@yandex.ru

**Ивахненко Александр Геннадьевич**

ФГБОУ ВО «Юго-Западный государственный университет», г. Курск  
Д-р. техн. наук, профессор, профессор кафедры УКМиС  
305040, г. Курск, ул. 50 лет Октября, 94  
Тел. 8-960-676-15-90  
E-mail: ivakhnenko2002@mail.ru

---

O.V. ANIKEEVA, A.G. IVAKHNENKO

## A COMPARATIVE ANALYSIS OF APPROACHES TO THE CALCULATION OF GEOMETRIC ACCURACY OF MACHINE TOOLS

**Abstract.** Two basic approaches to calculations of geometrical accuracy of machine tools and received with its using the results are presented. From a single position on the basis of the functions forming the dependences underlying them are presented. For each approach dependencies are proposed for calculating the geometric volumetric error of the machine tool excluding the consideration of the geometric characteristics of the cutting tool. A predominant area is installed for the application of each approach as well as the reasons for the differences in the results based on the analysis of known solutions.

**Keywords:** machine tools; accuracy; geometric errors.

## BIBLIOGRAPHY

1. Soons, J. A. (1993). Accuracy analysis of multi-axis machines. Eindhoven: Technische Universiteit Eindhoven. DOI: 10.6100/IR400139.
2. D.N. Reshetov, V.T. Portman, Accuracy of Machine Tools, ASME Press, NY, 1988, 304 p.

3. Kushnir, E., Portman, V., Aguilar, A., Clark, W. Layout evaluation at earlier stages of machine tool design: form-shaping function-based approach. *The International Journal of Advanced Manufacturing Technology*. June 2017, Volume 90, Issue 9–12, pp. 3333–3346. <https://doi.org/10.1007/s00170-016-9667-0>.
4. Wenjie Tian, Weiguo Gao, Wenfen Chang, and Yingxin Nie, “Error Modeling and Sensitivity Analysis of a Five-Axis Machine Tool,” *Mathematical Problems in Engineering*, vol. 2014, Article ID 745250, 8 pages, 2014. doi:10.1155/2014/745250.
5. Cai L, Zhang Z, Cheng Q, Liu Z, Gu P. A geometric accuracy design method of multi-axis NC machine tool for improving machining accuracy reliability. *Eksplotacja i Niezawodnosc – Maintenance and Reliability* 2015; 17 (1): 143–155.
6. Hong Yihai, Liu Jiangnan, Yang Xiaojuan, Jiang Guang. Analysis and Robust Design of Geometric Accuracy of a Three-Axis CNC Surface Grinding Machine. *The 14th IFToMM World Congress*, Taipei, Taiwan, October 25–30, 2015. DOI Number: 10.6567/IFToMM.14TH.WC.PS12.001.
7. Yang, J., Guan, J., Ye, X. et al. Effects of geometric and spindle errors on the quality of end turning surface. *Journal of Zhejiang University-SCIENCE A (Applied Physics & Engineering)*. 2015 16(5): 371-386.
8. Reiko Harumoto, Ichiro Inasaki. Error Analysis of Machine Tools Using Form Shaping Function. *Journal of the Japan Society of Precision Engineering*. Volume 59 (1993). Issue 6, Pp. 915-920. doi.org/10.2493/jjspe.59.915.
9. Ivakhnenko, A.G, Podlenko O.N. Accuracy of shaping on hexapods. *Russian Engineering Research*. 2007, Volume 27, Issue 12, pp. 896-900.
10. A.V. Kirichek, A.G. Ivakhnenko, E.O. Ivakhnenko, A.Y. Altukhov. Geometric Accuracy of the Machines with Strut-Type Structures. *International Journal of Applied Engineering Research*. 21 (2014). Pp. 9951–9958.
11. O. Anikeeva, A. Ivakhnenko, A. Zhirkov. Parametric Reliability Assurance for Machine-Tools. *Procedia Engineering*. 150 (2016). Pp 712–716.
12. O.V. Anikeeva, A.G. Ivakhnenko, O.Yu. Erenkov. Modeling the Influence of Geometric Errors of Turning Machine for Accuracy Machinable Surface. *Procedia Engineering*. 206 (2017). Pp 1127–1132. doi: 0.1016/j.proeng.2017.10.605.
13. Ligang Cai, Jiaying Li, Qiang Cheng, Bingwei Sun and Yan Wang. A Method to Optimize Geometric Errors of Machine Tool based on SNR Quality Loss Function and Correlation Analysis. *MATEC Web Conf.*, 95 (2017) 07011. DOI: <https://doi.org/10.1051/matecconf/20179507011>.
14. Shijie Guo, Dongsheng Zhang, and Yang Xi, “Global Quantitative Sensitivity Analysis and Compensation of Geometric Errors of CNC Machine Tool,” *Mathematical Problems in Engineering*, vol. 2016, Article ID 2834718, 12 pages, 2016. doi:10.1155/2016/2834718.
15. ISO 230-1:2012. Test code for machine tools, Part 1: Geometric accuracy of machines operating under no-load or quasistatic conditions. In return ISO 230-1:1996, Third edition 01.03.2012, Switzerland: ISO, 2012, 168 p.
16. Anikeeva, O.V. Razvitiye variatsionnogo metoda rascheta tochnosti metallorezhushchih stankov [The development of the variational method for the computation of machine-tools accuracy] / O.V. Anikeeva, // Fundamentalnyie i prikladnyie problemyi tekhniki i tehnologii = Fundamental and Applied Problems of Engineering and Technology. - № 5, 2016. – pp. 111-118. (in Russian). <https://doi.org/10.1631/jzus.A1500029>.
17. Anikeeva, O.V. Vliyanie parametrov geometricheskoy tochnosti stankov na otkloneniya raspolozheniya obrabotannyih poverhnostey [The influence of machine tools geometric accuracy parameters on the position deviations of the machinable surfaces] / O.V. Anikeeva, A.G. Ivakhnenko, D.N. Krukov // Internet-zhurnal «Naukovedenie» = Naukovedenie. V. 9, №1 (2017) <http://naukovedenie.ru/PDF/52TVN117.pdf>. (in Russian).

**Anikeeva Olesya Vladimirovna**

Southwest State University

Candidate of Science Engineering, Associate Professor,

Senior researcher of the department QMM&S

305040, Kursk, 50 Let Oktyabrya Street, 94

Tel. 8-952-496-46-18

E-mail: [olesya-anikeeva@yandex.ru](mailto:olesya-anikeeva@yandex.ru)

**Ivakhnenko Alexander Gennadievich**

Southwest State University

Doctor of Sciences Engineering, Professor, Professor of

the department QMM&S

305040, Kursk, 50 Let Oktyabrya Street, 94

Тел. 8-960-676-15-90

E-mail: [ivakhnenko2002@mail.ru](mailto:ivakhnenko2002@mail.ru)

УДК 621.9

О.В. СЕЛЕМЕНЕВА, М.Ф. СЕЛЕМЕНЕВ, Л.Ю. ФРОЛЕНКОВА, А.С. ТАРАПАНОВ

## ТЕОРЕТИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ СТОЙКОСТИ ЭПИЛАМИРОВАННЫХ ПОКРЫТИЙ ИНСТРУМЕНТА ПРИ ПОВЕРХНОСТНОМ ПЛАСТИЧЕСКОМ ДЕФОРМИРОВАНИИ

**Аннотация.** В статье рассматриваются вопросы повышения долговечности и надежности инструмента при поверхностном пластическом деформировании. Предлагаются теоретические подходы анализа стойкости поверхностно – активных покрытий рабочей поверхности инструмента. Установлено, что расчеты касательных напряжений, возникающих в граничных зонах «инструмент – эпилам», проведенные на основании классических представлений приводят к завышенным значениям. Предлагается применять положения микромолекулярной теории упругости, позволяющие наиболее достоверно прогнозировать стойкость поверхностно – активных покрытий.

**Ключевые слова:** покрытия, эпиламы, технология.

### Введение.

Поверхностно – пластическое деформирование является одним из наиболее эффективных способов повышения эксплуатационных свойств тяжело нагруженных деталей машин. В промышленности широко применяются различные способы ППД: обкатка роликами или шариками, дорнование отверстий, волочение, чеканка сферическими бойками, дробеструйная, гидробробеструйная и пневмогидробробеструйная обработка, инерционно динамическое упрочнение роликами или шариками, виброгалтовка и гидрогалтовка дробью, алмазное выгаживание, вибраабразивная обработка и др.

По виду упрочняющего воздействия способы ППД разделяют на статические и динамические [1]. Статические способы ППД (обкатывание, раскатывание, выглаживание и др.) предполагают воздействие на зону деформации неизменным во времени потоком энергии в условиях непрерывного контакта инструмента с деталью. При реализации динамических способов ППД (центробежной, дробеструйной, гидробробеструйной обработки, чеканки, обработки микрошариками и вращающими металлическими щетками – ВМЩ) осуществляется ударное деформационное воздействие на обрабатываемую поверхность рабочих тел или инструмента в условиях прерывистого контакта. Технология ППД характеризуется малой энергоемкостью, позволяет экономить дорогостоящие и дефицитные материалы, используемые для нанесения покрытий и легирования, отличается достаточно высокой точностью, стабильностью размеров и свойств. После обработки на оптимальных режимах остаточные напряжения и микротвердость плавно изменяются по глубине слоя.

### Анализ.

В настоящее время инструмент ППД в доли готовой продукции составляет в среднем 30%, а в ряде случаев до 60 – 70% стоимости изделия. Увеличение доли стоимости инструмента в себестоимости продукции есть несколько объяснений [5].

Во-первых, исчезает принцип взаимозаменяемости для инструментального производства. Это объясняется тем, что производители современного станочного оборудования адаптируют инструмент под свой станочный парк, исключая возможность переналадки станка другим инструментом. Соответственно проблема стойкости инструмента для различных видов финишной и точной обработки является актуальной задачей.

Во-вторых, увеличение требований к точности и качеству обрабатываемых поверхностей заставляет шире применять сложный специализированный дорогостоящий инструмент, изготовленный под обработку конкретных деталей.

В-третьих, непрерывно растет стоимость металла, использующихся для изготовления рабочей части инструмента.

Для снижения износа, повышения стойкости, надежности инструмента в зависимости от условий его эксплуатации проводят оптимизацию конструкции, применяют методы, направленные на улучшение свойств инструментального материала, повышение износостойкости поверхностного слоя инструмента, разрабатывают и внедряют новые марки смазочно-охлаждающих технологических сред, а также способы ее подачи в зону резания.

Для повышения работоспособности инструментов широко используют различные методы нанесения износостойких покрытий. Усложнение условий работы инструментов при одновременном повышении требований к точности, надежности и ресурсу требуют существенных исследований.

Нарушение исходного режима трения при механической обработке чаще всего связано со смазкой. Масло, которым смазываются контактные поверхности инструмента и детали, в силу своего агрегатного состояния является наименее стабильной характеристикой. На инструменте размещается весьма малая доза смазочного масла, которая должна обеспечивать определенный коэффициент трения для различных видов обработки. Такие масла должны обладать высокой химической, физической стабильностью и смазочным свойством. Смазка вводится в зону контакта во время обработки и фиксируется там за счет молекулярно-поверхностных сил масла и материала детали и инструмента. При миграции масла его запас становится недостаточным для обеспечения стойкости инструмента.

Поверхностная энергия твердых тел велика – порядка  $500\text{--}5000\text{ мД/м}^2$ , а поверхностное натяжение жидкостей в 10-100 раз меньше. Поэтому для предотвращения растекания жидкостей по твердому телу следует, как бы снизить поверхностное натяжение твердого тела, поместив между жидкостью и твердым телом какую-то прослойку – пленку, поверхностное натяжение которой близко к поверхностной энергии жидкости. Нанесение пленок поверхностно-активных веществ (ПАВ) для снижения растекания смазочных масел впервые предложил французский ученый Воог в 20-х годах нашего столетия. Они нашли относительно широкое применение в часовой промышленности в конце пятидесятых годов.

Эпиламирование – это процесс осаждения ПАВ на твердую поверхность. Характер адсорбции и ориентация осажденных молекул определяется взаимодействием адсорбционных центров поверхности с активными центрами молекул. Пространственное расположение адсорбированных молекул зависит от их полярности и условий осаждения и может быть как вертикальным, так и горизонтальным или может образовывать любой угол с твердой поверхностью.

Эпиламирование предполагает образование на поверхности твердого тела мультимолекулярных слоев с регулярно ориентированными молекулами. Степень ориентации и толщина ориентированного слоя зависят от природы твердого тела и молекул ПАВ. Так, пределах гомологического ряда жирных кислот степень ориентации возрастает с увеличением длины цепи молекулы.

Износ при скольжении характеризуется наличием тангенциальных сил, вызывающих сдвиг и срез поверхностных слоев. Эти силы в значительной степени зависят от силы трения, возникающей в контакте трущихся пары. Износ возникает в результате смятия и истирания поверхностей при наличии их непосредственного контакта, при взаимном внедрении поверхностных слоев, в результате их механического и молекулярного взаимодействия. Происходит развития совместной пластической деформации металлов трущихся деталей, вызывающей холодную сварку – схватывание, которая является наиболее интенсивным видом изнашивания. Последние исследования показывают, что характер распределения твердости по поверхности позволяет по разному влиять на степень износа. В зависимости от условий эксплуатации необходима либо высокая равномерность упрочнения, либо создание пятнистой поверхности аналогичной по свойствам композиционному материалу с мягкой матрицей и твердыми включениями, либо многослойной поверхности с чередованием твердых и мягких слоем.

### Расчет.

Поверхность металлической основы изделия обладает ориентирующим влиянием из-за наличия приповерхностного электрического поля с напряженностью  $E \sim 10^9\text{ В/м}$  – для каждого конкретного материала эта величина может быть оценена физическими методами [2, 3]. При соединении материала покрытия с основой его атомы или молекулы продолжают атомную решетку, структуру основы. При этом они приобретают ориентацию, не свойственную их ориентации в структуре материала, вдали от поверхности адгезионного контакта. Это равносильно тому, что те же атомы оказываются повернутыми ориентирующим полем материала основы расположенными вдоль поверхности контакта моментами на определенный угол  $\omega$ , совершающими при этом работу против внутренних сил и моментов материала покрытия. Из-за этого в этом материале, даже в отсутствии

внешних воздействий в поверхностном слое, развивается напряженное состояние, концентрируется определенная энергия  $\Delta$  упругих деформаций. С учетом этих причин выражение имеет вид:

$$\frac{h\tau_{\max}^2}{2\mu} + \Delta = F_a. \quad (1)$$

где  $\tau_{\max}$  допустимое касательное напряжение,

$h$  – толщина покрытия;

$\mu$  – параметр Ламэ;

$F_a$  – энергия адгезии.

Тогда при оценке допустимого касательного напряжения  $\tau_{\max}$  оказывается справедливо неравенство:

$$\tau_{\max}^* = \sqrt{\frac{2\mu(F_a - \Delta)}{h}} < \tau_{\max} = \sqrt{\frac{2\mu F_a}{h}}. \quad (2)$$

Это неравенство свидетельствует о том, что расчет, основанный на классических представлениях об упругих свойствах поверхностного слоя материала, приводит к завышенным значениям допустимых касательных напряжений.

Для оценки величин  $\mu$  и  $\Delta$  предлагается использовать микрополярную теорию упругости [8]. В ее основе лежит представление о том, что частица сплошной упругой среды обладает не тремя, как в классическом случае, а шестью степенями свободы. Соответственно для описания ее движения используется вектор перемещения  $\vec{u} = \vec{u}(\vec{r})$  и вектор малого угла поворота  $\vec{\omega}(\vec{r})$  ( $\vec{r}$  – радиус вектор центра масс частицы).

Выражение для вычисления объемной плотности энергии упругих деформаций  $w$  согласно этой модели можно представить в виде [9]:

$$w = \frac{\mu + \alpha}{2} \gamma_{ij} \gamma_{ij} + \frac{\mu - \alpha}{2} \gamma_{ij} \gamma_{ji} + \frac{\lambda}{2} \gamma_{kk} \gamma_{nn} + \frac{\gamma + \varepsilon}{2} \kappa_{ij} \kappa_{ij} + \frac{\gamma - \varepsilon}{2} \kappa_{ij} \kappa_{ji} + \frac{\beta}{2} \kappa_{kk} \kappa_{nn}, \quad (3)$$

где  $\lambda, \mu$  – классические константы, коэффициенты Ламэ;

$\alpha, \beta, \gamma, \varepsilon$  – дополнительные константы, нуждающиеся в экспериментальном или теоретическом (на основании физических соображений) определении;

$\gamma_{ij} = u_{i,j} - \epsilon_{kji} \omega_k$ ;  $\kappa_{ij} = \omega_{i,j}$  – тензоры деформаций материала ( $\epsilon_{kji}$  – трехиндексный символ Леви-Чивита; индекс после запятой означает дифференцирование по координате с соответствующим номером);

$u_i, \omega_i$  – компоненты векторов  $\vec{u}, \vec{\omega}$  в ортонормированном базисе  $\vec{e}_i$  декартовой системы координат  $x_i$ ).

В выражении (3) осуществляется суммирование по повторяющемуся индексу.

Учитывая, что внутренние напряжения  $\sigma_{ij}$  и моменты  $\mu_{ij}$  при постоянной температуре выражаются через тензоры деформаций с помощью соотношений

$$\sigma_{ij} = \frac{\partial w}{\partial \gamma_{ij}} = 2\mu \gamma_{(ij)} + 2\alpha \gamma_{\langle ij \rangle} + \lambda \gamma_{kk} \delta_{ij}, \quad (4)$$

$$\mu_{ij} = \frac{\partial w}{\partial \kappa_{ij}} = 2\gamma \kappa_{(ij)} + 2\varepsilon \kappa_{\langle ij \rangle} + \beta \kappa_{kk} \delta_{ij}, \quad (5)$$

для объемной плотности энергии упругих деформаций  $w$  можно получить выражение:

$$w = \mu^* \sigma_{(ij)} \sigma_{(ij)} + \alpha^* \sigma_{\langle ij \rangle} \sigma_{\langle ij \rangle} + \frac{\lambda^*}{2} \sigma_{kk} \sigma_{nn} + \gamma^* \mu_{(ij)} \mu_{(ij)} + \varepsilon^* \mu_{\langle ij \rangle} \mu_{\langle ij \rangle} + \frac{\beta^*}{2} \mu_{kk} \mu_{nn}. \quad (6)$$

В выражениях (4) – (6) круглые скобки означают симметричную часть, а угловые – антисимметричную часть соответствующего тензора;  $\delta_{ij}$  – символ Кронекера;

$$\mu^* = \frac{1}{4\mu}; \alpha^* = \frac{1}{4\alpha}; \gamma^* = \frac{1}{4\gamma}; \varepsilon^* = \frac{1}{4\varepsilon}; \quad (7)$$

$$\lambda^* = -\frac{\lambda}{6\mu K}; \quad \beta^* = -\frac{\beta}{6\gamma\Omega}; \quad K = \lambda + \frac{2}{3}\mu; \quad \Omega = \beta + \frac{2}{3}\gamma. \quad (8)$$

В выражении (6) первое слагаемое полностью соответствует классическим представлениям об объемной плотности энергии упругих деформаций. Далее, при оценке роли суммы остальных слагаемых, полагаем, что напряжения  $\sigma_{(ij)}$  совпадают со своими классическими значениями.

В случае плоского сдвига, представляющего интерес при рассмотрении затронутой в данной работе проблемы, векторы перемещений и микровращений приобретают вид:

$$\vec{u} = (u_1(x_2), 0, 0); \quad \vec{\omega} = (0, 0, \omega_3(x_2)). \quad (9)$$

При этом ось  $Ox_1$  направлена вдоль плоскости контакта покрытия и основы в направлении действия параллельного ей касательного напряжения  $\tau \equiv \tau_1$ . Ось  $Ox_2$  направлена перпендикулярно плоскости контакта. Сдвиг происходит в плоскости  $x_1Ox_2$ . В результате в рассмотрении оказываются лишь следующие величины:

$$\begin{aligned} \gamma_{12} &= u_{1,2} + \omega_3; \quad \kappa_{32} = \omega_{3,2}; \\ \gamma_{(12)} &= \frac{1}{2}u_{1,2}; \quad \gamma_{\langle 12 \rangle} = \frac{1}{2}u_{1,2} + \omega_3; \\ \kappa_{(32)} &= \frac{1}{2}\omega_{3,2}; \quad \kappa_{\langle 23 \rangle} = \frac{1}{2}\omega_{3,2}. \end{aligned} \quad (10)$$

Уравнения равновесия в напряжениях в рамках рассматриваемой модели среды имеют в общем случае вид:

$$\sigma_{ij,i} = 0; \quad \mu_{ij,i} + \epsilon_{ijk} \sigma_{ik} = 0. \quad (11)$$

В рассматриваемом плоском случае чистого сдвига на основании (11), записав при этом второе уравнение в перемещениях, можно получить:

$$\sigma_{21,2} = 0; \quad (\gamma + \varepsilon)\omega_{3,22} + 2\alpha u_{1,2} - 4\alpha \omega_3 = 0. \quad (12)$$

Краевыми условиями для них являются соотношения:

$$\sigma_{21}(h) = \tau; \quad \mu_{23}(h) = 0; \quad u_1(0) = 0; \quad \omega_3(0) = \omega^0 \quad (13)$$

Первое уравнение системы (12) с учетом первого из краевых условий (13) дает основание считать, что, как и при использовании классической модели линейно-упругой среды, в рамках рассматриваемой модели касательное напряжение, сдвигающее покрытие, распределено по его толщине  $h$  равномерно и равно действующему сдвиговому напряжению на поверхности.

$$\sigma_{21} = \tau. \quad (14)$$

Этот результат, а также соотношения (4) и (5), связывающие внутренние напряжения и деформации, и последнее из соотношений (13) позволяют сделать вывод о том, что распределения перемещений  $u_1(x_2)$  и поворотов  $\omega_3(x_2)$ , а также их производных по толщине покрытия отличны от нуля. На основании (8) и (9) с учетом (7) этот вывод приводит к утверждению о том, что энергию упругих деформаций  $W$ , сосредоточенную под единицей площади поверхности покрытия, можно записать в виде:

$$W = \frac{h\tau^2}{2\mu} + \frac{\alpha}{2} \int_0^h \left( \frac{1}{2}u_{1,2}(x_2) + \omega_3(x_2) \right)^2 dx_2 + \frac{\gamma + \varepsilon}{2} \int_0^h (\omega_{3,2}(x_2))^2 dx_2. \quad (15)$$

Сравнивая его с левой частью равенства (3) можно убедиться, что

$$\Delta = \frac{\alpha}{2} \int_0^h \left( \frac{1}{2}u_{1,2}(x_2) + \omega_3(x_2) \right)^2 dx_2 + \frac{\gamma + \varepsilon}{2} \int_0^h (\omega_{3,2}(x_2))^2 dx_2. \quad (16)$$

Видно, что классическая оценка энергии адгезии меньше по сравнению с той, которую можно делать, приравняв (15) величине  $F_a$ . Очевидно, при достаточно больших значениях  $\alpha$  и  $\gamma + \varepsilon$  классическими оценками  $\tau_{\max}$  пользоваться нельзя.

В работе [10] для значений напряженности  $E \sim 10^9 \text{ B/m}$  сделаны оценки:  $\alpha \approx 10^8 \text{ н/m}^2$ ;  $\gamma + \varepsilon \approx 10^6 \text{ Дж/m}$ . Для покрытия с толщиной  $h \approx 10^{-4} \text{ м}$ ,  $u_1 \approx 10^{-6} \text{ м}$ ,  $\omega \approx 10^{-3} \text{ дж/д}$  значение

величины  $\Delta$  может оказаться соизмеримым с величиной  $F_a$ , имеющей порядок  $1 \text{ } \ddot{\text{A}}\text{e} / i^2$ . (При оценке величины  $\Delta$  учитывалось, что подынтегральная функция имеет порядок своего среднего значения, равного полусумме ее крайних значений, а производная – отношения среднего значения к толщине покрытия). Поэтому расчет  $\tau_{\max}$  на основании классических представлений может привести к значительным погрешностям. Это подтверждает необходимость учета изложенных выше взглядов при расчете режимов резания инструментами с покрытиями.

При эксплуатации инструмента с применением СОТС, формируется многослойное покрытие, представляющее собой нанопленку эпилама, удерживающую пленку СОТС.

Основной эффект от нанесения тонкой пленки эпилама на рабочую поверхность инструмента заключается в удержании масла в зоне контакта, снижении коэффициента трения, длительного сохранения работоспособности. Дополнительным преимуществом работы эпиламированным инструментом является адсорбционное снижение прочности обрабатываемого материала, увеличение пластифицирующего действия СОТС, уменьшение сил деформации вследствие проявления эффекта Ребиндера.

Технология эпиламирования универсальна, применима для инструментов различной формы, изготовленных из различных материалов. Механические свойства (твердость, прочность, пластичность) эпиламированного инструмента не меняются.

Поверхностные свойства многослойного покрытия – удерживающей СОТС нанопленки эпилама (химический состав, физико-механические, теплофизические свойства), значительно отличаются от соответствующих свойств инструментального и обрабатываемого материала. Это позволяет рассматривать многослойное покрытие как третью среду, способную влиять на пластическую деформацию и температуру в очаге деформации, направленность тепловых потоков, термодинамическое и напряженно-деформированное состояние рабочей части инструмента, силу трения в пятне контакта и величину сил, возникающих при обработке.

Производственные испытания показали, что наибольший эффект достигается за счет удержания наномолекулярным покрытием ФТОР-ПАВ масляных СОТС в зоне резания. При работе с рациональными технологическими режимами период стойкости осевого инструмента повышается в 3 и более раз по сравнению с неэпиламированным инструментом, работающим в аналогичных условиях. При работе без СОТС период стойкости эпиламированного инструмента выше стойкости инструмента без покрытия и соответствует периоду стойкости инструмента, работающего в присутствии масляных СОТС, следовательно, пленка эпилама выполняет функции граничной смазки.

*Работа выполнялась в рамках базовой части Государственного задания на 2017 - 2019 гг., код проекта 1.5265.2017/БЧ.*

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Технология и оборудование статико –импульсной обработки поверхностным пластическим деформированием: Библиотека технолога. М.: Машиностроение, 2004. – 288 с.; ил.
2. Шоркин, В. С. Теоретическая оценка адгезионных свойств покрытий режущего инструмента // Шоркин В. С., Фроленкова Л. Ю. Упрочняющие технологии и покрытия. – 2012. - № 8. С. 22. 25.
3. Шоркин, В. С. Учет влияния тройного взаимодействия частиц среды на поверхностные и адгезионные свойства твердых тел // Шоркин В. С., Фроленкова Л. Ю., Азаров А. С. «Материаловедение». – 2011. – № 2. – С. 2 – 7.
4. Мацевитый, Б.М. Покрытия для режущих инструментов. Харьков, Вища школа. Изд-во Харьковского ун-та, 1987, 128 с.
5. Киричек, А.В. Влияние эпиламов (ПАВ) на физико – технические свойства инструментов при низкоскоростной механической обработке // Киричек А.В., Селеменев М.Ф., Селеменева О.В. «Фундаментальные и прикладные проблемы техники и технологии» №2 (322), ОГУ имени И.С.Тургенева, 2017г. С.- 85-96
6. Бабичев, А.П., Формирование вибрационных механохимических твердосмазочных покрытий на основе дисульфида молибдена. // Бабичев А.П., Иванов В.В., Селеменев М.Ф., Марченко Ю.В. Известия Орел ГТУ «Фундаментальные и прикладные проблемы техники и технологии», - Орел, 2011. № 2 (286)
7. Иванов, В.В. Формирование вибрационных механохимических покрытий на основе дисульфида молибдена // Иванов В.В., Селеменев М.Ф., Марченко Ю.В. Фундаментальные и прикладные проблемы техники и технологии.- 2011.- №2.- С. 73-78.

**Селеменева Ольга Викторовна**

Орловский государственный университет им. И.С. Тургенева, г. Орел  
Аспирант кафедры машиностроения  
Тел 89102011202,  
E-mail SelemenevaOL@yandex.ru

**Селеменев Михаил Федорович**

Орловский государственный университет им. И.С. Тургенева, г. Орел  
Кандидат технических наук, доцент кафедры машиностроения  
Тел 89102670717,  
E-mail Selemenev2007@yandex.ru

**Фроленкова Лариса Юрьевна**

Орловский государственный университет им. И.С. Тургенева, г. Орел  
Доктор технических наук, профессор кафедры машиностроения  
Тел 89103017320,  
E-mail: larafrolenkova@yandex.ru

**Тарапанов Александр Сергеевич**

Орловский государственный университет им. И.С. Тургенева, г. Орел  
Доктор технических наук, профессор кафедры машиностроения  
Тел 89202877774,  
E-mail: tarapanov@rambler.ru

O.V. SELEMENEVA, M.F. SELEMENEV, L.Yu. FROLENKOVA, A.S. TARAPANOV

### THEORETICAL ANALYSIS OF THE STABILITY OF EPILATED COATINGS OF THE TOOL AT SURFACE PLASTIC DEFORMATION

**Abstract.** The article deals with the issues of increasing the durability and reliability of the tool for surface plastic deformation. Theoretical approaches to the analysis of the durability of surface active coatings of the tool working surface are proposed. It is established that calculations of tangential stresses arising in the boundary zones "instrument-epilam", carried out on the basis of classical representations, lead to overestimated values. It is proposed to apply the provisions of the micromolecular theory of elasticity, which allow the most reliable prediction of the stability of surface active coatings.

**Keywords:** coatings, epilamy, technology.

### BIBLIOGRAPHY

1. Tekhnologiya i oborudovaniye statiko –impulsnovykh obrabotok poverkhnostnym plasticheskim deformirovaniyem: Biblioteka tekhnologa. M.: Mashinostroenie, 2004. – 288 s.; il.
2. Shorkin, V. S. Teoreticheskaya otsenka adgezionnykh svoystv pokrytiy rezhushchego instrumenta // Shorkin V. S., Frolenkova L. Yu. Uprochnyayushchiye tekhnologii i pokrytiya. – 2012. - № 8. S. 22. 25.
3. Shorkin, V. S. Uchet vliyaniya troynogo vzaimodeystviya chistits sredy na poverkhnostnyye i adgezionnyye svoystva tverdykh tel // Shorkin V. S., Frolenkova L. Yu., Azarov A. S. «Materialovedeniye». – 2011. – № 2. – S. 2 – 7.
4. Matsevityv, B.M. Pokrytiya dlya rezhushchikh instrumentov. Kharkov, Vishcha shkola. Izd-vo Kharkovskogo un-ta, 1987. 128 s.
5. Kirichek, A.V. Vliyanie epilamov (PAV) na fiziko – tekhnicheskiye svoystva instrumentov pri nizkoskorostnovykh mekhanicheskikh obrabotkakh // Kirichek A.V., Selemenev M.F., Selemeneva O.V. «Fundamentalnyye i prikladnyye problemy tekhniki i tekhnologii» №2 (322). OGU imeni I.S.Turgeneva, 2017г. S. - 85-96
6. Babichev, A.P., Formirovaniye vibratsionnykh mekhanokhimicheskikh tverdosmazochnykh pokrytiy na osnove disulfida molibdena. // Babichev A.P., Ivanov V.V., Selemenev M.F., Marchenko YU.V. Izvestiya Orel GTU «Fundamentalnyye i prikladnyye problemy tekhniki i tekhnologii», - Orel, 2011. № 2 (286)
7. Ivanov, V.V. Formirovaniye vibratsionnykh mekhanokhimicheskikh pokrytiy na osnove disulfida molibdena // Ivanov V.V., Selemenev M.F., Marchenko YU.V. Fundamentalnyye i prikladnyye problemy tekhniki i tekhnologii. - 2011.- №2.- S. 73-78.

**Selemeneva Olga Viktorovna**

Oryol State University. IS Turgenev, the city of Orel  
Post-graduate student of the department of mechanical engineering  
Phone 89102011202,  
E-mail SelemenevaOL@yandex.ru

**Selemenev Mikhail Fedorovich**

Oryol State University. IS Turgenev, the city of Orel  
Candidate of Technical Sciences, Associate Professor of the Machine Building Department  
Tel 89102670717,  
E-mail Selemenev2007@yandex.ru

**Frolenkova Larisa Yurevna**

Oryol State University. IS Turgenev, the city of Orel  
Doctor of Technical Sciences, Professor of the Department of Mechanical Engineering  
Tel 89103017320,  
E-mail: larafrolenkova@yandex.ru

**Tarapanov Alexander Sergeevich**

Oryol State University. IS Turgenev, the city of Orel  
Doctor of Technical Sciences, Professor of the Department of Mechanical Engineering  
Tel 89202877774,  
E-mail: tarapanov@rambler.ru

УДК 621.89; 669.01

В.В. ЗЕЛИНСКИЙ, Ю.С. СТЕПАНОВ, Е.А. БОРИСОВА

## ПОВЫШЕНИЕ ИЗНОСОСТОЙКОСТИ ИСПОЛНИТЕЛЬНЫХ ОРГАНОВ МАШИН, ОБРАЗУЮЩИХ ТРИБОСИСТЕМУ «СТАЛЬ-СТАЛЬ»

**Аннотация.** В статье в аспекте повышения износостойкости исполнительных органов группы технологических машин на примере трибосистемы «легированная сталь - углеродистая сталь» приводятся результаты экспериментального моделирования процессов переноса легирующих элементов индентора в материал контртела и образования в нем вторичных структур с повышенной твердостью. Исследуется также влияние на эти процессы обработки индентора импульсным магнитным полем, основываясь на возможности использования магнитной обработки как энергетического фактора в управлении процессами диффузии и адгезии в зоне взаимодействия сопряженных кристаллических решеток как в открытой термодинамической системе.

По результатам измерения микротвердости поверхности трения контртела установлено образование вторичных структур с высокой твердостью. Изучением элементного содержания поверхностного слоя методом оптико-эмиссионного спектрального анализа установлено существенное повышение карбидообразующих химических элементов, перенесенных из материала индентора. Установлено, что магнитная обработка индентора существенно снижает эффективность процесса переноса отмеченных химических элементов и образования изнашивающих твердых частиц.

На основе сопоставления экспериментальных результатов и теоретического моделирования с использованием основных положений материаловедения и трибологии выявлена принципиальная возможность химических преобразований в поверхностном слое механизмами диффузии и адгезии с появлением частиц карбидной фазы и интерметаллидов, характеризующихся наличием в составе химических связей повышенной ковалентной компоненты, обуславливающей им высокую твердость. Делается вывод о выявлении механизма влияния магнитной обработки на повышение износостойкости индентора трибосистемы.

**Ключевые слова:** износ, микротвердость, адгезия, диффузия, трибосистема, энергия, химический элемент.

### Введение.

Среди многообразия существующих машин производственного назначения обширную группу представляют технологические машины, у которых основными исполнительными органами (ИО) являются инструменты, выполняющие функции захвата, давления и резания.

В эту группу входит обширная гамма машин-автоматов для холодной навивки пружин, у которых исполнительными органами являются захватывающие и подающие ролики. В отмеченную группу входят разнообразные гибочные и прокатные машины, у которых ИО являются подающие и формующие ролики с разнообразной геометрией давящей поверхности (машины для холодной гибки прокатной стали, изготовления профильных труб, гнутых профилей из рулонных материалов и др.). К ней относятся также металлорежущие станки и прессовое оборудование, у которых исполнительными органами являются фрезы, резцы, штамповая оснастка.

Обособленность отмеченной группы машин вызвана тем, что их исполнительные органы с предметом труда образуют трибосистему «сталь-сталь» с интенсивным пластическим деформированием в зоне локального контакта. При этом индентором трибосистемы является захватывающий, давящий или режущий инструмент из легированной стали, а контртелом – захватываемый или обрабатываемый материал из углеродистой стали.

Для ИО в виде захватывающих и подающих роликов трибопроцессы связаны с их неизбежным проскальзыванием из-за сил сопротивления в узлах подачи и гибки (в пружинно-навивочных и гибочных машинах), а для формующих роликов в связи с проскальзыванием контртела относительно поверхности ролика в зонах опережения и отставания (прокатные машины). Для исполнительных органов, представленных режущим инструментом, трение и износ реализуется в связи с чистым скольжением обрабатываемого материала по инструменту на контактных площадках.

Общим для трибосистем «сталь-сталь» является неизбежное образование особого вида изнашивания - изнашивание при схватывании (ГОСТ 27674-88). Это наиболее опасный и быстротечный вид изнашивания, сопровождаемый вырывом материала и его переносом с одной поверхности на другую в результате адгезии и схватывания. Эти процессы особенно активны при трении металлов с одинаковыми кристаллическими решетками на химически чистых микроучастках, которые образуются в местах пластического сдвига.

Таким образом, для отмеченной группы технологических машин с трибосистемами (ТМТС) работоспособность в значительной степени связана с износостойкостью исполнительных органов, повышение которой является актуальным.

### Исходные предпосылки.

Результаты анализа опыта эксплуатации и экспериментальных исследований по изнашиванию с учетом вида ТМТС и конструкции наиболее изнашиваемого исполнительного органа представлены в таблице 1. Было подтверждено, что одним из доминирующих видов изнашивания является адгезионный. Анализ также показал, что имеющее место абразивное изнашивание вызвано наличием абразивных частиц, возникновение которых имеет адгезионную природу. В результате выявлено, что до 85% общего износа может быть обусловлено адгезионными процессами [1]. Типичными применяемыми сталями для исполнительных органов ТМТС являются низко-, средне- и высоколегированные конструкционные и инструментальные стали.

Таблица 1 - Преобладающий вид изнашивания и применяемые стали для наиболее изнашиваемых исполнительных органов

| Вид технологической машины (ТМТС) | Наиболее изнашиваемые исполнительные органы | Преобладающий вид изнашивания | Применяемая сталь для исполнительных органов   |
|-----------------------------------|---|-------------------------------|--|
| Пружинно-навивочные машины        | Подающие ролики                             | Адгезионный                   | Низко- и среднелегированные конструкционные и инструментальные (хромистые, хромовольфрамовые) – 40Х, 38ХС, 9ХС, ХВГ, 6ХВ2С |
| Машины для гибки и проката        | Формующие ролики                            | Адгезионный, абразивный       | Высоколегированные инструментальные (быстрорежущие) – Р18, Р6М5  |
| Металлорежущие станки             | Фрезерный инструмент                        | Адгезионный, абразивный       |  |

Контактирование микронеровностей поверхностей индентора и контртела при трении в условиях подачи проволоки при навивке пружин, гибки и проката, резания сопровождается большими контактными давлениями, развитой пластической деформацией сдвига и высоким локальным теплообразованием. В результате микроучастки поверхностных слоев сопряженных кристаллических решеток материала индентора и контртела образуют промежуточное третье тело, которое оказывается в квазижидком структурно неустойчивом состоянии, с элементами аморфизации. Образуется открытая термодинамическая система, в которой происходит перенос вещества и энергии с образованием вторичных структур [2]. В таких условиях определяющую роль играет поведение атомов химических элементов квазижидкого тела, изменивших свое энергетическое состояние в результате диссипации подведенной энергии от трибопроцессов. Атомы легирующих химических элементов материала индентора на фоне перехода в более выгодные энергетические состояния могут оказаться по механизмам химических реакций (например, адгезии, диффузии) в составе кристаллической решетки контртела, причем с усиленными химическими связями.

Адгезионно образованные вторичные структуры в виде твердых дисперсных частиц (карбидов, металлидов) могут оказывать на поверхность индентора абразивное воздействие [3, 4].

Мероприятия по повышению износостойкости трибосистем «сталь-сталь» обычно сводятся к увеличению твердости индентора. Однако для металлорежущих станков и машин для гибки и проката нецелесообразно повышать твердость готового «рыночного» инструмента, тем более для импортного оборудования. Для пружинно-навивочных машин избыточное повышение твердости подающих роликов чревато нанесением микроповреждений на проволоке. Их наличие на пружинах как концентраторах напряжений при переменных в условиях эксплуатации нагрузках приводит к образованию очагов накопления усталостных повреждений и снижению надежности изделия по усталости.

В таких условиях представляется перспективным использование методов повышения износостойкости, связанных с полевым энергетическим влиянием на взаимодействие атомов в межрешеточном пространстве. К таким относится низкоэнергетический метод обработки магнитным полем (ОМП), основанный на предварительном намагничивании индентора импульсным магнитным полем относительно невысокой напряженности [6, 7].

Таким образом, целью работы является экспериментальное моделирование на примере трибосистемы легированная сталь - углеродистая сталь процессов переноса легирующих элементов индентора в материал контроллера и образования в нем вторичных структур с повышенной твердостью с учетом влияния намагничивания индентора на эти процессы.

#### **Экспериментальные исследования.**

Экспериментальными исследованиями процесса изнашивания с применением метода ОМП образцов низко-, средне- и высоколегированных конструкционных и инструментальных сталей в условиях, приближенных к условиям работы исполнительных органов ТМТС выявлены особенности процесса изнашивания, классифицирующие его как адгезионно-абразивный. Установлено, что ОМП позволяет понизить износ сталей 40Х, ХВГ и Р6М5 при трении о сталь 45, соответственно, в 2,2, 3,7 и 2,6 раза. Разработаны оптимальные режимы ОМП [1, 8].

Измерениями микротвердости по специальной сетке шахматного типа (с общим количеством измерений равным 190) не удалось выявить заметного влияния ОМП на изменение механических свойств сталей. Наибольший прирост микротвердости составил всего 5,3%.

В данной работе проводились триботехнические испытания на машине трения со схемой трения «образец-ролик» с применением оптимальных режимов ОМП. В качестве неподвижных образцов использовались ненамагниченный (базовый) и намагниченный образцы из стали ХВГ, а подвижными были ролики из стали 45, которая в машиностроении является эталонной. Сталь ХВГ была выбрана как типичная для среднелегированных конструкционных и инструментальных хромовольфрамовых сталей, из которых изготавливают исполнительные органы ТМТС (таблица 1).

Общим для ИО машин, образующих трибосистемы сталь-сталь, является непрерывное обновление слоев материала контроллера в зоне контакта с индентором. Именно эта особенность существенно увеличивает активность диффузионных и адгезионных процессов и образования вторичных структур. Но из-за малого времени контакта преобразованные слои в материале контроллера имеют малую толщину. Поэтому даже рентгеноструктурный качественный анализ преобразованных слоев дает результаты, лежащие в пределах ошибки обнаружения [5]. Однако при моделировании отмеченных преобразовательных процессов трением подвижного и неподвижного образцов, когда преобразования формируются в слоях значительной толщины, обновление материала контроллера (за счет изнашивания) протекает значительно медленнее. Благодаря аддитивности повторяющихся термодинамических процессов, инициирующих перенос вещества во взаимодействующих слоях решеток сопряженных материалов, происходит накопление различных перенесенных атомов индентора в решетке контроллера. При этом концентрация химических элементов в

поверхностном слое контртела, отличная от объемной, соответствует накопленным преобразованиям, произошедшим в результате явлений переноса. Суммарный результат переноса химических элементов и образования твердых вторичных структур в этом случае можно подтвердить инструментальными измерениями измененного элементного состава и микротвердости поверхности трения ролика-контртела. Такая оценка диффузионных преобразований считается достаточно обоснованной и находит применение в исследованиях [5].

На основании изложенного можно считать, что моделирование процессов переноса вещества путем диффузии и адгезии и образования вторичных структур при изнашивании исполнительных органов ТМТС воспроизведением тех же явлений в условиях детерминированного трения образцов соответствующих материалов достаточно корректным.

В соответствии с выдвинутой гипотезой о переносе вещества и образовании на поверхности контртела вторичных структур с высокой твердостью при разработке методики триботехнических испытаний принималось во внимание следующее [9].

1. Вырванный из очага схватывания химически преобразованный материал обычно закрепляется на более твердой из трущихся поверхностей.

2. При малых размерах более твердой трибоповерхности неподвижного образца и срыва, прикрепившихся к ней новообразованных микроструктур, силовым воздействием, последние не всегда удается зарегистрировать или обнаружить в очень малом объеме.

С целью создания более развитых прикрепленных вторичных структур, доступных для их детального изучения, в качестве более твердой из трущихся поверхностей была принята цилиндрическая трибоповерхность подвижного ролика-контртела с площадью, значительно превосходящей (в 25 раз) площадь трибоповерхности образца-индентора.

### Результаты микроскопического изучения и измерения микротвердости.

Микроскопическим изучением установлено, что на поверхности трения ролика, работавшем в паре с базовым образцом, по ходу испытания образовывались очаги схватывания, чаще вытянутой формы. Аналогичные процессы происходили на поверхности ролика, работавшем и с намагниченным образцом. Однако очагов схватывания на ролике в этом случае образовалось примерно вдвое меньше. Их форма оказалась менее вытянутой, площадь отдельных очагов также уменьшилась приблизительно вдвое.

Микроскопическая оценка частиц износа по ходу испытаний показала, что вначале частицы имеют минимальный размер, черный цвет. Но постепенно появляются частицы с металлическим блеском. Такой процесс изнашивания соответствует адгезионному изнашиванию, переходящему по мере образования очагов схватывания в адгезионно-абразивный, что указывает на достаточное соответствие лабораторных опытов натурному изнашиванию.

Измерениями установлено, что микротвердость очагов схватывания на ролике, работавшем с базовым образцом, превысила микротвердость поверхности трения в исходном состоянии более, чем в 3 раза (рисунок 1).

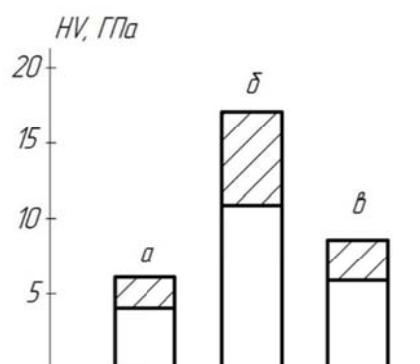


Рисунок 1 - Микротвердости поверхности ролика в исходном состоянии (а) и очагов схватывания (б – после трения с базовым образцом, в – после трения с намагниченным образцом)

У ролика, работавшего с намагниченным образцом, микротвердость очагов схватывания повысилась по сравнению с микротвердостью исходной поверхности трения ролика незначительно, примерно в 1,4 раза. Однако по сравнению с микротвердостью очагов схватывания на ролике, работавшем в паре с базовым образцом, она оказалась более чем в 2 раза меньше.

Полученные результаты по микротвердости показывают, что действительно в поверхностном слое контртела обнаружены твердые частицы, объяснить образование которых традиционным механизмом поверхностно-пластического деформирования при трении невозможно, так как слишком высока кратность упрочнения (более 3 раз).

#### **Результаты оценки по элементному содержанию.**

Легирующими элементами в стали ХВГ являются марганец, хром и вольфрам, которые относятся к сильным карбиообразователям. Марганец самостоятельных карбидов обычно не образует, но входит в состав сложных карбидов. К сильным карбиообразователям относится молибден, в малом количестве содержащийся в стали ХВГ. Микроструктура стали отличается высокой дисперсностью и равномерностью распределения карбидов. При интенсивной пластической деформации легирующие элементы могут образовывать с железом или между собой интерметаллические соединения с достаточной долей ковалентной связи, что придает им высокую твердость [10]. Поэтому полученные опытные результаты по микротвердости позволяют предположить, что твердыми частицами в поверхности контртела могут быть новообразованные частицы легированного цементита и сложных карбидов хрома, молибдена и вольфрама, а также частицы интерметаллических соединений. Атомы карбиообразующих элементов посредством схватывания, адгезии и диффузии могут быть туда доставлены из материала индентора.

Выявление фактического переноса легирующих элементов из индентора в контртело производилось путем сравнения поверхностной концентрации химических элементов в поверхностном слое ролика (как контртела) после трибоиспытания с объемной концентрацией элементов в материале ролика. Оценка элементного состава проводилась на оптико-эмиссионном спектрометре Q4 TASMAN фирмы Bruker (Германия) по электронным спектрам с возбуждением искровым разрядом между электродом и исследуемой поверхностью. Благодаря обдувке зоны разряда аргоном метод обеспечивает высокую точность и воспроизводимость результатов измерения [9]. Искровые оптико-эмиссионные спектрометры в типичных условиях анализа для легирующих химических элементов сталей имеют следующие пределы обнаружения в процентах: Cr – 0,000005, Mn – 0,000006, Mo – 0,0002, W – 0,0001, V – 0,00004.

Определение концентраций проводилось в роликах, предназначенных для трибоиспытаний с базовым образцом (ролик №1) и с намагниченным образцом (ролик №2).

Для определения объемной исходной концентрации анализы брались со свободной поверхности ролика, в последующем не являющейся поверхностью трения, для определения изменившейся объемной концентрации в поверхностном слое (в дальнейшем для краткости именуемой поверхностной концентрацией) - с поверхности трех очагов схватывания после трибоиспытаний с последующим усреднением.

Результаты определения объемных и поверхностных концентраций марганца, хрома, молибдена и вольфрама для различных условий представлены в таблице 2. Для стали 45 объемное содержание указанных элементов значительно превысило нормативы на случайные примеси, что позволило принять измеренную объемную концентрацию за базу сравнения. Общие результаты следующие.

#### **Обсуждение и оценка результатов.**

1. Для случая трения ролика с базовым образцом установлено, что увеличение поверхностной концентрации в результате трения по сравнению с объемной произошло по всем карбиообразующим элементам.

При этом наиболее важный результат сравнительной оценки состоит в установлении факта, что в отдельных очагах схватывания поверхностная концентрация W, образующего наиболее твердые карбиды внедрения, возросла в десятки раз по сравнению с объемной

концентрацией (в 77 раз). Оценка по средним значениям дала сопоставимый результат (в 49 раз).

Таблица 2 - Концентрация химических элементов в объеме и на поверхности трения роликов, работавших в паре с базовым и намагниченным образцами

| №<br>п/п | Вид<br>концентрации                    | Образец и его<br>состояние                              | Место взятия<br>анализа     | Химические элементы |       |       |       |
|----------|--|---|-----------------------------|---------------------|-------|-------|-------|
|          |  |   |                             | Mn                  | Cr    | Mo    | W     |
| 1        | Объемная                               | Ролик №1 до<br>трения с базовым<br>образцом             | На свободной<br>поверхности | 0,208               | 0,171 | 0,026 | 0,013 |
| 2        | Поверхностная<br>(значения<br>средние) | Ролик №1 после<br>трения с базовым<br>образцом          | В очагах<br>схватывания     | 0,564               | 0,501 | 0,055 | 0,640 |
| 3        | Объемная                               | Ролик №2 до<br>трения с<br>намагниченным<br>образцом    | На свободной<br>поверхности | 0,203               | 0,167 | 0,026 | 0,012 |
| 4        | Поверхностная<br>(значения<br>средние) | Ролик №2 после<br>трения с<br>намагниченным<br>образцом | В очагах<br>схватывания     | 0,307               | 0,282 | 0,034 | 0,116 |

Содержание Cr в поверхностном слое отдельных очагов схватывания возросло в 4 раза по сравнению с объемным содержанием, содержание Mn – в 4,08 раза. Оценка по средним значениям показала увеличение содержания Cr в 2,93, Mn в 2,71, Mo в 2,11 раза.

2. Для случая трения ролика с намагниченным образцом установлено, что увеличение поверхностной концентрации в результате трения по сравнению с объемной концентрацией произошло также по всем карбидообразующим элементам, но в меньшей степени.

При этом поверхностная концентрация Mn, Cr и W в очагах схватывания возросла по сравнению с объемной, соответственно, в 1,9, в 2,14 и в 21,6 раз, по средним значениям увеличение для Mn, Cr, W и Mo составило, соответственно, 1,51; 1,7; 9,67 и 1,3 раза.

Наиболее важный результат состоит в установлении факта, что поверхностная концентрация Mn, Cr, Mo и W при трении с намагниченным образцом по сравнению с их поверхностной концентрацией при трении с базовым образцом по средним значениям уменьшилась, соответственно, в 1,83, в 1,77, в 1,62 и в 5,51 раз. Таким образом, установлена принципиальная возможность существенного снижения роста поверхностной концентрации всех карбидообразующих элементов в контртеле при трении за счет намагничивания индентора.

В проведенной оценке влияния ОМП на снижение эффективности переноса карбидообразующих элементов индентора в материал контртела механизмами диффузии и адгезии использовались интегральные показатели процесса по каждому элементу

а) кратность увеличения средней поверхностной концентрации относительно объемной для базовых условий и для условий с ОМП,

б) кратность уменьшения средних поверхностных концентраций за счет ОМП.

Учитывая, что результаты диффузии и адгезии являются функциями времени, представляет важное значение оценка эффективности переноса карбидообразующих элементов по дифференциальной (удельной) характеристике процесса в виде скорости увеличения средней поверхностной концентрации элементов во времени

$$V = \frac{C_{нов} - C_{об}}{t},$$

где  $C_{нов}$  - средняя поверхностная концентрация элемента, %;

$C_{об}$  - объемная (исходная) концентрация элемента, %;

$t$  – длительность трения в постоянных условиях, мин.

Результаты оценки влияния ОМП на скорость увеличения средней поверхностной концентрации по всем карбидообразующим элементам стали ХВГ представлены на рисунке 2.

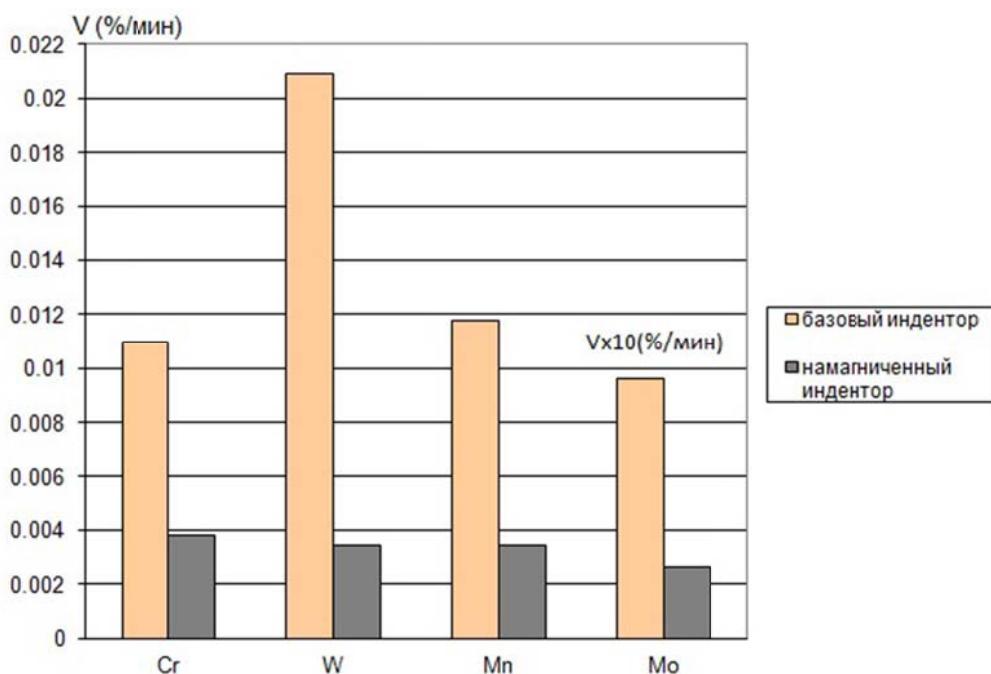


Рисунок 2 – Скорость увеличения средней поверхностной концентрации в контртеле для Cr, W, Mn и Mo при трении с базовым и намагниченным индентором

Таким образом, важный результат состоит в том, что за счет намагничивания индентора эффективность переноса карбидообразующих элементов в материал контртела (и, следовательно, эффективность образования в нем твердых частиц, изнашивающих индентор) существенно снижается. Кратность снижения составляет для Mn – 3,4; для Cr – 2,9; для W – 6,2 и для Mo – 3,7 раза.

#### Теоретическое моделирование.

В исходном состоянии в инструментальной стали ХВГ карбидообразующими элементами являются марганец, хром и вольфрам. Эти элементы растворяются в цементите (карбиде железа  $Fe_3C$ ), образуя легированный цементит типа  $(Fe,Cr)_3C$ ,  $(Fe,Mn)_3C$ ,  $(Fe,W)_3C$ . Частицы легированного цементита более прочные, более дисперсные [10]. При этом химическая связь между атомами металлов ковалентно-металлическая с преобладающей долей ковалентной связи. Ковалентная связь создается за счет перекрытия атомных  $d$ -орбиталей, а их валентные  $s$ -электроны образуют металлическую связь.

Поверхностные слои взаимодействующих атомных решеток при наложении энергетических полей от нагрева и деформации образуют промежуточную структуру (третье тело), находящуюся в квазижидком термодинамически неравновесном состоянии. В таких условиях включаются механизмы перемещения карбидообразующих атомов между решетками, основанные на градиенте химических потенциалов. К ним относятся диффузия и адгезия.

Активность карбидообразования легирующих элементов в стали ХВГ возрастает в следующей последовательности: Fe, Mn, Cr, Mo, W [10]. Возросшие значения микротвердости поверхности контртела показывают, что перенос карбидообразующих элементов в него и интенсивная пластическая деформация при трении завершились химической реакцией с образованием твердых частиц нового вещества, предположительно, карбидной фазы и интерметаллидов. Причем обнаруженное увеличение твердости связано с

появлением в новом веществе химической связи с повышенной ковалентной компонентой, а это возможно именно в карбидной фазе.

Протекание процесса образования в контртеле, например, карбидов с наличием хрома представляется следующим. Схватывание при трении состоит в мгновенном срашивании отдельных блоков сопряженных кристаллических решеток, подобно коалесценции субзерен с малоугловыми границами в металлах и сплавах. За счет исчезновения границы выделяется энергия [3, 4]. При наложении энергетических полей от схватывания, теплового и силового воздействий термодинамические условия в третьем теле могут оказаться энергетически выгодными для вакансационного замещения атомов железа в кристаллической решетке цементита контртела атомами хрома из решетки индентора с образованием прочной ковалентной связи. Важную роль при этом играют возбужденные внешней энергией атомы углерода в решетке ролика, которые способны заполнять свою внешнюю оболочку  $d$ -электронами атома хрома до уровня  $2p^6$ . Таким образом, в очаге схватывания образуется легированный цементит с более прочной ковалентной связью атомов железа и хрома в нем. Действительно, объяснить более, чем трехкратное увеличение микротвердости поверхностей трения только упрочняющим эффектом пластического деформирования при трении не представляется возможным. Известно, что для сталей в таких условиях максимальная кратность повышения твердости составляет 1,3...1,4. Следовательно, основной эффект упрочнения обусловлен процессами образования ковалентных связей во вторичных микроструктурах типа карбидной фазы и интерметаллидов.

Аналогично можно представить образование вторичных структур с наличием вольфрама. С учетом его наивысшей способности к карбидообразованию, следует ожидать, что цементит в стали ХВГ в наибольшей степени будет легирован этим металлом. При концентрации более 0,8% он не растворяется в цементите целиком и достаточное его количество содержится в стали в виде свободных атомов [10]. Поэтому, при создании благоприятных термодинамических условий за счет сложения свободной энергии от схватывания, энергии теплового и силового воздействий, в очагах схватывания можно ожидать образования сложных карбидов с содержанием вольфрама.

Следует иметь в виду, что вторичные структуры с присутствием вольфрама по своему строению представляют собой фазы внедрения и поэтому по твердости существенно превосходят структуры с присутствием хрома, относящиеся к фазам замещения. Кроме того, карбиды с наличием вольфрама испытывают значительный недостаток по углероду и поэтому склонны к его заимствованию из углеродистой стали контртела, чем, видимо, и объясняется наивысшая поверхностная концентрация вольфрама в нем.

### **Заключение.**

1. Экспериментальным моделированием для трибосистем «сталь-сталь» установлена принципиальная возможность

а) образования в поверхностном слое контртела из углеродистой стали вторичных микроструктур в виде дисперсных твердых частиц с твердостью (до 17 ГПа), значительно превышающей твердость мартенситной основы среднелегированных сталей для исполнительных органов ТМТС;

б) переноса в поверхностный слой контртела за счет адгезии и диффузии карбидообразующих элементов из среднелегированных сталей для исполнительных органов ТМТС.

2. На основе сопоставления результатов экспериментов и теоретического моделирования с привлечением базовых положений материаловедения и трибологии показано, что в трибосистемах «сталь-сталь» в результате переноса карбидообразующих элементов из индентора в контртеле из углеродистой стали могут образоваться твердые вторичные структуры типа карбидной фазы и интерметаллидов, изнашивающие индентор.

3. Для трибосистем «сталь-сталь» экспериментально выявлена возможность существенного (в 3-6 раз) снижения эффективности переноса карбидообразующих легирующих элементов из индентора в углеродистую сталь контртела за счет намагничивания индентора.

4. Выявлен механизм влияния ОМП на повышение износостойкости исполнительных органов машин, образующих трибосистему «сталь-сталь».

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Зелинский, В.В. О механизме снижения износа ферромагнитных материалов / В.В. Зелинский, Е.А. Борисова // Вестник ПНИПУ. Машиностроение, материаловедение. - 2014. - Том 2. - №2. - С. 51–59.
2. Гершман, И.С. Описание процесса схватывания методами неравновесной термодинамики и теории самоорганизации / И.С. Гершман // Трение и смазка в машинах и механизмах. 2009. - №4. - С. 3–5.
3. Булычев, В.В. Исследование процессов схватывания металлов при трении как фазового перехода первого рода / В.В. Булычев // Актуальные проблемы гуманитарных и естественных наук. - 2016. - № 11-4. - С. 9–14.
4. Машков, Ю.К. Трибофизика металлов и полимеров: монография / Ю.К. Машков. - Омск: Изд-во ОмГТУ, 2013. - 240 с.
5. Липатов, А.А. Моделирование диффузионных процессов в контакте «твердый сплав – сталь» / А.А. Липатов // Известия ВолгГТУ. Серия «Прогрессивные технологии в машиностроении». - 2008. - Вып. 4. - №9(47). - С. 22–26.
6. Воробьев, Р.А. Влияние обработки импульсным магнитным полем на твердость сталей в упрочненном состоянии / Р.А. Воробьев, В.А. Скуднов, В.Н. Дубинский // Технология металлов. - 2011. - №2. - С. 28–33.
7. Воробьев, Р.А. Характер изменения физико-механических свойств холоднодеформированной стали 10 при обработке импульсным магнитным полем / Р.А. Воробьев, В.Н. Дубинский // Технология металлов. - 2011. - №1. - С. 11–14.
8. Зелинский, В.В. Влияние обработки магнитным полем на износ инструментальных сталей / В.В. Зелинский, Ю.С. Степанов, Е.А. Борисова // Фундаментальные и прикладные проблемы техники и технологии. - 2017. - № 2 (322). - С. 73–81.
9. Зелинский, В.В. Атомно-электронный аспект изнашивания в трибосистемах «инструментальная сталь - углеродистая сталь» / В.В. Зелинский, Е.А. Борисова, Д.Н. Сучилин // Вестник Пермского национального исследовательского политехнического университета. Машиностроение, материаловедение. - 2017. - Т. 19. - № 2. - С. 133–150.
10. Материаловедение: учебник для вузов / Б.Н. Арзамасов, В.И. Макарова, Г.Г. Мухин и др.; Под общ. ред. Б.Н. Арзамасова, Г.Г. Мухина. - 8-е изд., стереотип. - М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2008. - 648 с.

**Зелинский Виктор Васильевич**

Муромский институт (филиал) ФГБОУ ВО «Владимирский государственный университет им. А.Г. и Н. Г. Столетовых»  
Кандидат технических наук, доцент кафедры «Технология машиностроения»  
602264, г. Муром, Владимирская область, ул. Орловская, 23,  
Тел. (49234) 7-72-82  
E-mail: selvik46@yandex.ru

**Степанов Юрий Сергеевич**

ФГБОУ ВО «Орловский государственный университет им. И.С. Тургенева»,  
доктор технических наук, профессор  
302026, г. Орел, ул. Комсомольская, д. 95,  
Тел. +7(4862) 47-50-71  
E-mail: yury057@yandex.ru

**Борисова Екатерина Александровна**

Муромский институт (филиал) ФГБОУ ВО «Владимирский государственный университет им. А.Г. и Н.Г. Столетовых»  
Ст. преподаватель кафедры «Технология машиностроения»  
602264, г. Муром, Владимирская область, ул. Орловская, 23,  
Тел. (49234) 7-72-82  
E-mail: Catherine.b2011@yandex.ru

---

V.V. ZELINSKIY, Yu.S. STEPANOV, E.A. BORISOVA

## INCREASE OF WEAR-RESISTANCE OF THE WORKING PARTS OF MACHINES FORMING TRIBOSYSTEMS STEEL-STEEL

**Abstract.** In the article, in the aspect of increasing the wear resistance of the working parts of a group of technological machines, the example of the tribosystem "alloy steel-carbon steel" gives the results of experimental modeling of the transfer of alloying elements of the indenter into the material of the counterbody and the formation of secondary structures with increased hardness in it. The influence of a pulsed magnetic field on these processes of indenter processing is also investigated, based on the possibility of using magnetic processing as an energy factor in

controlling the processes of diffusion and adhesion in the interaction zone of conjugated crystal lattices, both in an open thermodynamic system.

Based on the results of measuring the microhardness of the friction surface of the counterbody, the formation of secondary structures with high hardness was established. By studying the elemental content of the surface layer by the method of optical emission spectroscopic analysis, a substantial increase in the carbide-forming chemical elements transferred from the indenter material was established. It has been established that the magnetic processing of the indenter significantly reduces the efficiency of the transfer process of the marked chemical elements and the formation of wear-resistant solid particles.

On the basis of comparison of experimental results and theoretical modeling using the basic positions of materials science and tribology, the principal possibility of chemical transformations in the surface layer by diffusion and adhesion mechanisms with the appearance of particles of the carbide phase and intermetallides, characterized by the presence of an increased covalent component in the chemical bonds, which determines their high hardness, is revealed. A conclusion is drawn on the mechanism of the influence of magnetic treatment on the increase of the wear resistance of the indenter of the tribosystem.

**Keywords:** wear, microhardness, adhesion, diffusion, tribosystem, energy, chemical element.

## BIBLIOGRAPHY

1. Zelinskij, V.V. O mehanizme snizhenija iznosa ferromagnitnyh materialov /V.V. Zelinskij, E.A. Borisova // Vestnik PNIPU. Mashinostroenie, materialovedenie. 2014. – Tom 2. – №2. – S. 51–59.
2. Gershman, I.S. Opisanie processa shvatyvaniya metodami neravnovesnoj termodinamiki i teorii samoorganizacii / I.S. Gershman // Trenie i smazka v mashinah i mehanizmakh. 2009. – №4. – S. 3–5.
3. Bulychev, V.V. Issledovanie processov shvatyvaniya metallov pri trenii kak fazovogo perehoda pervogo roda / V.V. Bulychev // Aktualnye problemy gumanitarnyh i estestvennyh nauk. – 2016. – № 11-4. – S. 9–14.
4. Mashkov, Ju.K. Tribofizika metallov i polimerov: monografija / Ju.K. Mashkov. – Omsk: Izd-vo OmGTU, 2013. – 240 s.
5. Lipatov, A.A. Modelirovaniye diffuzionnyh processov v kontakte «tverdyj splav – stal» / A.A. Lipatov // Izvestija VolgGTU. Serija «Progressivnye tehnologii v mashinostroenii». – 2008. – Vyp. 4. – №9(47). – S. 22–26.
6. Vorobev, R.A. Vlijanie obrabotki impulsnym magnitnym polem na tverdost stalej v uprochnennom sostojanii / R.A. Vorobev, V.A. Skudnov, V.N. Dubinskij // Tehnologija metallov. – 2011. – №2. – S. 28–33.
7. Vorobev, R.A. Harakter izmenenija fiziko-mehanicheskikh svojstv holodnodeformirovannoj stali 10 pri obrabotke impulsnym magnitnym polem / R.A. Vorobev, V.N. Dubinskij // Tehnologija metallov. – 2011. – №1. – S. 11–14.
8. Zelinskij, V.V. Vlijanie obrabotki magnitnym polem na iznos instrumentalnyh stalej / V.V. Zelinskij, Ju.S. Stepanov, E.A. Borisova // Fundamentalnye i prikladnye problemy tehniki i tehnologii. – 2017. – № 2 (322). – S. 73–81.
9. Zelinskij, V.V. Atomno-jelektronnyj aspekt iznashivaniya v tribosistemah «instrumentalnaja stal – uglerodistaja stal» / V.V. Zelinskij, E.A. Borisova, D.N. Suchilin // Vestnik Permskogo nacionalnogo issledovatelskogo politehnicheskogo universiteta. Mashinostroenie, materialovedenie. – 2017. – T. 19. – № 2. – S. 133–150.
10. Materialovedenie: uchebnik dlja vuzov / B.N. Arzamasov, V.I. Makarova, G.G. Muhin i dr.; Pod obshh. red. B.N. Arzamasova, G.G. Muhina. – 8-e izd., stereotip. – M.: Izd-vo MGTU im. N.Je. Baumana, 2008. – 648 s.

### Zelinskiy Victor Vasilevich

Murom Institute (branch) Vladimir state University named Alexander G. and Nicholas G. Stoletovs  
Candidate of technical Sciences, docent of chair «Technology of machine building»  
602264, Murom, Vladimir region, Orlovskaya street, 23  
Ph.: (49234) 7-72-82  
E-mail: selvik46@yandex.ru

### Stepanov Yury Sergeevich

Doctor of Technical Science,  
Professor Orel State University named after I.S. Turgenev  
302026, Russia, Orel, Komsomolskaya str., 95  
Ph.: +7(4862)47-50-71  
E-mail: yury057@yandex.ru

### Borisova Ekaterina Aleksandrovna

Murom Institute (branch) Vladimir state University named Alexander G. and Nicholas G. Stoletovs  
Chief lecturer of chair of chair «Technology of machine building»  
602264, Murom, Vladimir region, Orlovskaya street, 23  
Ph.: (49234) 7-72-82  
E-mail: Catherine.b2011@yandex.ru

УДК 669.017:621.91

А.Н. БОЛЬШАКОВ, Е.Л. ТОРОПЦЕВА, С.А. ДВУРЕЧЕНСКАЯ,  
А.Г. МАТЮНИН, О.А. КОСИНОВА, Ю.В. ВАСИЛЕНКО

## ВЛИЯНИЕ ПАРАМЕТРОВ РЕЖИМОВ РЕЗАНИЯ НА УПРОЧНЕНИЕ ОБРАБОТАННОЙ ПОВЕРХНОСТИ СТАЛИ X

**Аннотация.** В данной работе проведено исследование влияния режимов резания на упрочнение обработанной поверхности стали X на участках, соответствующих краевым зонам, а также проведено сравнение с упрочнением прирезцовой поверхности стружки, полученной из стали X при тех же режимах обработки.

**Ключевые слова:** микротвердость, зона входа резца, зона выхода резца, обработанная поверхность, упрочнение.

### Введение.

Краевые эффекты, встречающиеся в различных процессах, вносят существенные изменения в характер их протекания. Например, в момент запуска электрического двигателя из сети потребляется так называемый пусковой ток, который может быть в 3 – 8 раз больше номинального. Также при обработке металлов давлением, в частности при стеснённом выдавливании стаканов после достижения нижней границей очага пластической деформации поверхности дна матрицы дальнейшее перемещение пуансона сопровождается интенсивным повышением силы деформирования. Это краевое явление называется эффектом дна [1]. Из приведённых примеров видно, что краевые эффекты существенно изменяют энергосиловые характеристики процесса и должны учитываться в расчётах при проектировании оборудования. А изучение краевых эффектов для различных процессов является актуальной задачей.

При обработке металлов резанием тоже существуют краевые эффекты. Они проявляются на входе режущего клина в заготовку и при его выходе из неё. В работах [2, 3] приводятся экспериментальные данные, подтверждающие повышенное упрочнение обрабатываемого материала в краевых зонах по сравнению с зоной установившегося резания. Установленные закономерности для краевых зон получены при исследовании прирезцовой поверхности стружки, полученной при свободном ортогональном прерывистом резании. При этом обработанная поверхность абсолютно не исследовалась, не смотря на то, что срок эксплуатации деталей сильно зависит именно её от физико-механических свойств. В литературных источниках встречаются данные по исследованию упрочнения обработанной поверхности, соответствующей зоне установившегося резания [4] и зоне выхода [5], но при этом не исследовалось упрочнение прирезцовой поверхности стружки, что не даёт полного представления о протекающих физико-механических процессах в очаге пластической деформации при резании металлов. При этом обширный литературный обзор показывает, что в литературе отсутствуют результаты исследований упрочнения обработанной поверхности в зоне входа режущего клина в заготовку.

### Основная часть.

Поэтому данная статья посвящена исследованию обработанной поверхности стали X на участках, соответствующих краевым зонам резания.

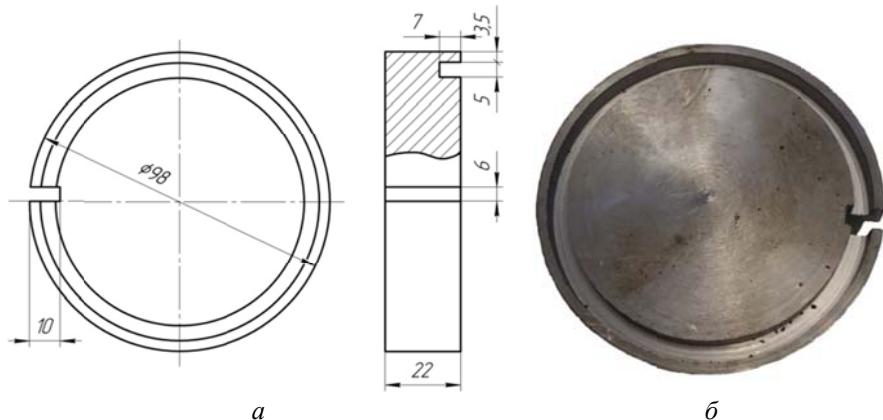
Химический состав стали X представлен в таблице 1.

Таблица 1 – Химический состав стали исследуемых заготовок, % (по массе)

| Сталь | C    | Si   | Mn   | Cr   | Mo   | S        | P   | Ni   | Co | W | V    |
|-------|------|------|------|------|------|----------|-----|------|----|---|------|
| X     | 1,45 | 0,33 | 0,28 | 1,78 | 0,11 | до 0,025 | 0,2 | 0,25 | –  | – | 0,08 |

Перед изготовлением заготовок, сталь подвергалась термообработке – отжигу с последующим удалением обезуглероженного слоя стали. Изотермический отжиг проводился последующему режиму: нагрев до температуры 850°C, выдержка 2 часа, а далее выдержка при 730°C 3 часа. После чего проводилось охлаждение в печи до температуры 550 °C, далее – на воздухе. Затем следовало изготовление заготовок для проведения исследования.

Заготовка представляет собой тело вращения с пазом шириной 10 мм вдоль образующей, служащим для периодического прерывания процесса резания. На торцевой поверхности имеется кольцевая выточка, способствующая тому, что в процессе резания участвует одна режущая кромка, а сам процесс резания носил характер свободного резания. Внешний вид заготовки представлены на (рисунок 1).



После проведения обработки от заготовки на ленточной пиле с применением СОЖ отрезались сегментные участки обработанной поверхности, соответствующие зонам входа и выхода режущего клина. После чего из них изготавливались микрошлифы обработанной поверхности (рисунок 2). Шлифы подвергали травлению в трёхпроцентном растворе азотной кислоты на спирту. На подготовленных таким образом шлифах изучали микроструктуру на микроскопе Эпиквант и измеряли микротвёрдость на приборе ПМТ-3 при нагрузке 100 г. Количество измерений на точку – 10-20.

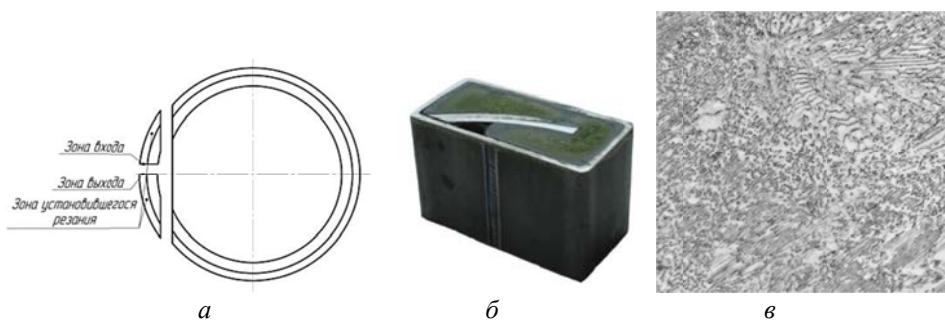


Рисунок 2 – Изготовление микрошлифа обработанной поверхности: а – схема отделения сегментных участков; б – внешний вид шлифа; в) исходная микроструктура стали X,  $\times 1000$

Исходная микроструктура была оценена по ГОСТ 5950-2000. Она представляла собой сочетание зернистого и пластинчатого перлита 8-9 балла, в которой доля пластинчатого перлита доходила до 50-80%. Микротвёрдость такой структуры составляла  $2,3 \pm 0,1$  ГПа.

На участках обработанной поверхности, соответствующих краевым зонам резания, на расстоянии  $l = 0,05$  мм от границ начала и окончания резания были проведены измерения микротвёрдости (рисунки 3, 4), на рисунке 5 характер изменения структуры в этих зонах.

Изменение микротвёрдости обработанной поверхности в зонах входа и выхода резца связано с изменением микроструктуры. Этую тенденцию отражает рисунок 5.

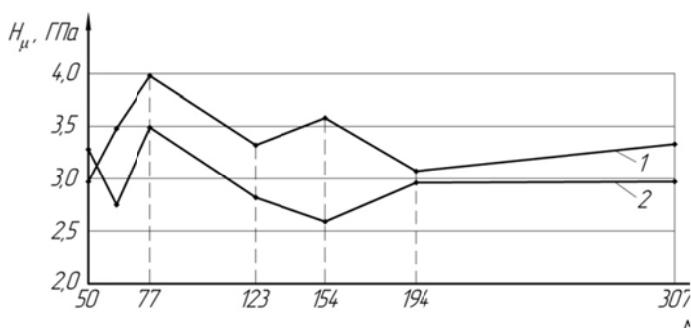


Рисунок 3 – Зависимость микротвёрдости обработанной поверхности стали X от скорости резания ( $\gamma=0^\circ$ ,  $h_1=0,05$  мм, расстояние от торца заготовки  $l=0,05$  мм): 1 – зона выхода; 2 – зона входа

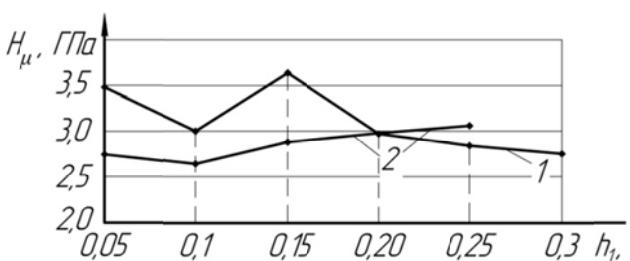


Рисунок 4 – Зависимость микротвёрдости обработанной поверхности стали X от толщины срезаемого слоя  $h_1$  ( $\gamma=0^\circ$ ,  $v_{pez}=61,5$  м/мин, расстояние от торца заготовки  $l=0,05$  мм): 1 – зона выхода; 2 – зона входа

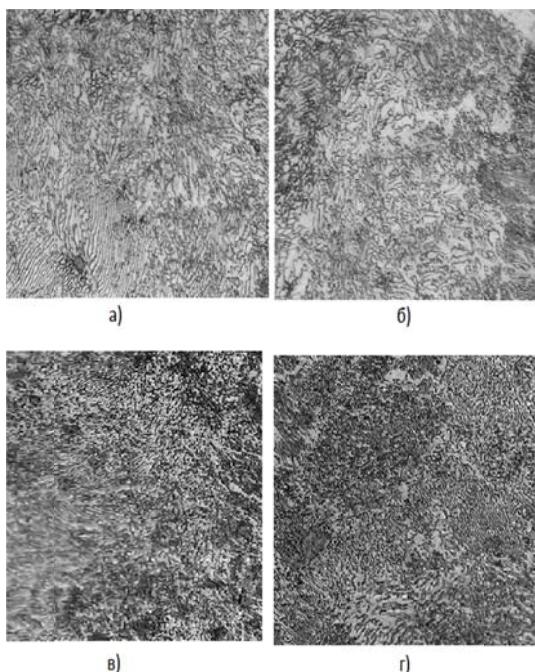


Рисунок 5 – Микроструктура обработанной поверхности стали X в зоне входа – а), б) и в зоне выхода резца – в), г), при скорости резания  $v_{pez}=61,5$  м/мин и толщине срезаемого слоя  $h_1=0,05$  мм  $\times 1000$

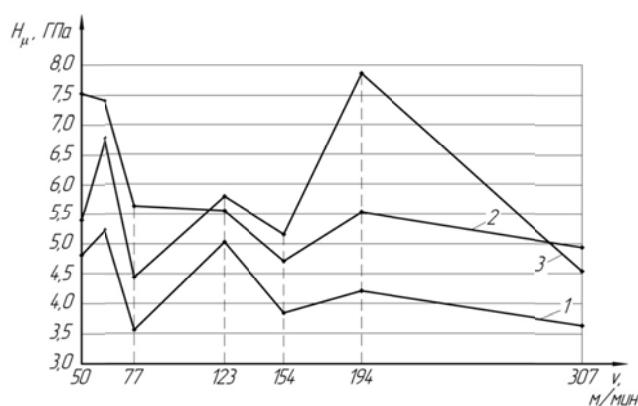


Рисунок 6 – Зависимость микротвёрдости прирезцовой поверхности стружки из стали X от скорости резания ( $\gamma=0^\circ$ ,  $h_1=0,05$  мм, расстояние от края стружки  $l=0,05$  мм): 1 – зона установившегося резания; 2 – зона выхода; 3 – зона входа по данным [3]

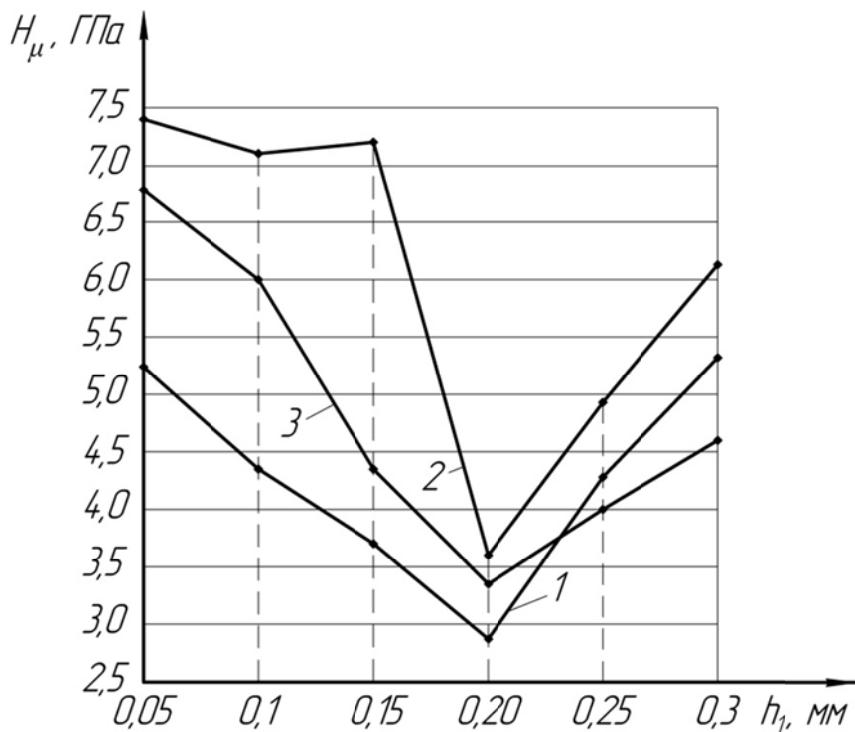


Рисунок 7 – Зависимость микротвёрдости прирезцовой поверхности стружки из стали X от толщины срезаемого слоя  $h_1$  ( $\gamma=0^\circ$ ,  $v_{рез}=61,5$  м/мин, расстояние от края стружки  $l=0,05$  мм):  
1 – зона установившегося резания; 2 – зона выхода; 3 – зона входа по данным [3]

Микроструктура, представленная на рисунке 5 показывает, что в зоне деформации под стружкой в большей степени на выходе резца пластинчатое строение перлита трансформируется в мелкозернистое. Это основной фактор, который может способствовать увеличению микротвердости. Она во всех случаях выше исходной. Такое изменение морфологии пластинчатого перлита может быть связано с влиянием температуры и деформации в зоне резания.

#### Заключение.

Сравнивая полученные значения микротвёрдости со значениями микротвёрдости, измеренной на прирезцовой поверхности стружки из стали X (рисунки 6, 7), полученной тем же инструментом при тех же режимах резания, приведённых в работе [3], можно сделать вывод, что обработанная поверхность упрочняется значительно меньше по сравнению с прирезцовой поверхностью стружки.

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Воронцов, А.Л. Теория и расчёты процессов обработки металлов давлением: / А.Л. Воронцов. - М.: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2014. - 396 с.
2. Волкова, А.Н. Взаимосвязь между изменением условий прерывистого резания, структурой и микротвёрдостью срезаемых слоёв / Волкова А.Н., Торопцева Е.Л., Амбросимов С.К. и др. // Фундаментальные и прикладные проблемы техники и технологии. 2013. №3 (299). С. 61 – 65.
3. Матюнин, А.Г. Влияние параметров режимов резания на изменение структуры и свойств очага деформации инструментальных сталей / Матюнин А.Г., Торопцева Е.Л., Большаков А.Н. и др. // Фундаментальные и прикладные проблемы техники и технологии. 2016. №2 (316). С. 106 – 111.
4. Кожевников, Д.В. Резание материалов: Учебник для студентов высших учебных заведений / Кожевников Д.В., Кирсанов С.В. - М.: Машиностроение. 2007. 304 с.
5. Чигодаев, Н.Е. Повышение стойкости твердосплавных протяжек на основе уменьшения выкрашивания зубьев в краевой зоне обрабатываемой детали/ Н.Е. Чигодаев Диссертация на соискание учёной степени кандидата технических наук. Пермь. 2007. 139 с.

**Большаков Алексей Николаевич**  
 Елецкий государственный  
 университет (ЕГУ им. И.А.  
 Бунина), г. Елец  
 Кандидат технических наук,  
 старший преподаватель кафедры  
 технологических процессов в  
 машиностроении и агроинженерии  
 Тел. 8-951-305-36-62  
 E-mail: atbasarets@mail.ru

**Торопцева Елена Львовна**  
 Липецкий государственный  
 технический университет,  
 г. Липецк  
 Кандидат технических наук,  
 доцент кафедры физического  
 металловедения  
 Тел. 8-910-350-59-09  
 E-mail: e.toroptseva@gmail.com

**Двуреченская Светлана Александровна**  
 Липецкий государственный  
 технический университет, г. Липецк  
 Магистр  
 Тел. 8-950-805-72-24  
 E-mail: svetusey@mail.ru

**Матюнин Андрей Геннадьевич**  
 Липецкий государственный  
 технический университет, г.  
 Липецк  
 Магистр, аспирант кафедры  
 физического металловедения  
 Тел. 9-904-686-01-46  
 E-mail: faitmarik@bk.ru

**Косинова Ольга Анатольевна**  
 Липецкий государственный  
 технический университет, г.  
 Липецк  
 Старший преподаватель  
 кафедры физического  
 металловедения  
 Тел. 8-904-689-71-26  
 E-mail: kosinova64@yandex.ru

**Василенко Юрий Валерьевич**  
 Орловский государственный  
 университет имени И.С. Тургенева, г.  
 Орёл  
 Кандидат технических наук, доцент,  
 директор Технопарка  
 Тел. 8-920-285-60-42  
 E-mail: vyuv-post@yandex.ru

A.N. BOLSHAKOV, E.L. TOROPTSEVA, S.A. DVURECHENSKAYA,  
 A.G. MATYNIN, O.A. KOSINOVA, Y.V. VASILENKO

## INFLUENCE OF PARAMETERS OF CUTTING REGIMES ON HARDENING OF STEEL X PROCESSED SURFACE

**Abstract.** *Influence of cutting regimes on hardening of treated surface of steel X on sites, which are relevant to an edge zone, was carried out in this study, also it was compared with hardening surface of shavings near the cutter which was received from steel X with the equal processing regimes.*

**Keywords:** microhardness, cutter input zone, cutter output zone, treated surface, hardening.

## BIBLIOGRAPHY

1. Vorontsov, A.L. Teoriya i raschoty protsessov obrabotki metallov davleniyem: / A.L. Vorontsov. - M.: Izd-vo MGTU im. N. E. Baumana, 2014. - 396 s.
2. Volkova, A.N. Vzaimosvyaz mezhdu izmeneniyem usloviv prervistogo rezaniya, strukturov i mikrotvordostyu srezavemykh sloyov / Volkova A.N., Toroptseva Ye.L., Ambrosimov S.K. i dr. // Fundamentalnyye i prikladnyye problemy tekhniki i tekhnologii. 2013. №3 (299). S. 61 – 65.
3. Matyunin, A.G. Vliyanie parametrov rezhimov rezaniya na izmenenije struktury i svoystv ochaga deformatsii instrumentalnykh stalei / Matyunin A.G., Toroptseva Ye.L., Bolshakov A.N. i dr. // Fundamentalnyye i prikladnyye problemy tekhniki i tekhnologii. 2016. №2 (316). S. 106 – 111.
4. Kozhevnikov, D.V. Rezaniye materialov: Uchebnik dlja studentov vysshikh uchebnykh zavedenij / Kozhevnikov D.V., Kirsanov S.V. - M.: Mashinostroeniye. 2007. 304 s.
5. Chigodayev, N.Ye. Povyshenie stoykosti tverdosplavnnykh protyazhek na osnove umensheniya vyrashhivaniya zubey v kravcovoy zone obrabatvavemoy detalj / N.Ye. Chigodayev. Dissertatsiya na soiskaniye uchonoy stepeni kandidata tekhnicheskikh nauk. Perm. 2007. 139 s.

**Bolshakov Alexey Nikolaevich**  
 Yelets State University (ESU named  
 after Bunin I.A). Elec.  
 Candidate of Technical Sciences.  
 Senior lecturer of the department of  
 technological processes in  
 Mechanical engineering and  
 agroengineering.  
 Tel: 8951-305-36-62  
 E-mail: atbasarets@mail.ru

**Matyunin Andrey Gennadievich**  
 Lipetsk State Technical University.  
 Lipetsk.  
 Master. Graduate student of the  
 Department of Physical  
 Metallography.  
 Tel: 8904-686-01-46  
 E-mail: faitmarik@bk.ru

**Toroptseva Elena Lvovna**  
 Lipetsk State Technical  
 University. Lipetsk.  
 Candidate of Technical Sciences.  
 Assistant Professor of the  
 Department of Physical  
 Metallography  
 Tel: 8910-350-59-09  
 E-mail: e.toroptseva@gmail.com

**Kosinova Olga Anatolievna**  
 Lipetsk State Technical  
 University. Lipetsk.  
 Senior lecturer of the Department  
 of Physical Metallography.  
 Tel: 8904-689-71-26  
 E-mail: kosinova64@yandex.ru

**Dvurechenskaya Svetlana Alexandrovna**  
 Lipetsk State Technical University.  
 Lipetsk.  
 Master  
 Tel: 8950-805-72-24  
 E-mail: svetusey@mail.ru

**Vasilenko Yury Valerievich**  
 Orel State University. Orel.  
 Candidate of Technical Sciences,  
 Assistant Professor, Director of  
 Technopark.  
 Tel: 8920-285-60-42  
 E-mail: vyuv-post@yandex.ru

## ХАРАКТЕРИСТИКИ ПУСКОЗАЩИТНЫХ МУФТ

**Аннотация.** В статье рассматривается комплекс характеристик, позволяющих осуществлять оптимальный разгон технологической машины, что существенно снижает динамические нагрузки на привод, повышает его надежность и долговечность работы.

**Ключевые слова:** муфта, момент, машина, нагрузка.

Пускозащитные муфты [1, 5] могут существенно улучшить работу машин, что возможно лишь при соответствии требуемых показателей и показателей, которые имеют место в действительности. На практике часто оценивают работу машины с муфтой лишь некоторыми частными критериями, что недостаточно для правильной оценки конструкции муфты. На основании опыта эксплуатации можно предложить следующий комплекс характеристик [2, 3, 4, 6 – 12], оценивающих объективно качество работы приводов машин с пускозащитными муфтами.

На участке разгона можно принять следующие параметры:

1). Коэффициент динамичности

$$K_1 = \varepsilon_{2max}/[\varepsilon],$$

где  $\varepsilon_{2max}$  – наибольшее ускорение входного вала рабочей машины в период неустановившегося движения.

Очевидно, коэффициент динамичности  $K_1$  характеризует величину наибольших динамических нагрузок при разгоне по сравнению с оптимальным разгоном: если  $K_1 > 1$  – муфта имеет параметры хуже оптимальных; при  $K_1 = 1$  – муфта имеет оптимальные параметры; если  $K_1 < 1$ , то выбран слишком длительный разгон, электродвигатель будет перегреваться, производительность машины (особенно при частых включениях) будет ниже, чем для случая  $K_1 = 1$ .

2). Отклонение действительной характеристики муфты в период разгона от оптимальной можно характеризовать коэффициентом  $K_2$ . При этом следует принимать во внимание параметр, который регулируется муфтой. Если муфта управляет скоростью вращения входного вала рабочей машины (рабочие элементы регулируют работу муфты через центробежную силу инерции или силу Кориолиса), то

$$K_2 = \Delta_{\text{кв}}/\omega_c,$$

где  $\Delta_{\text{кв}}$  – квадратичное отклонение действительной функции от оптимальной;

$\omega_c$  – среднее значение угловой скорости по оптимальной характеристике.

По величине коэффициента  $K_2$  можно сравнивать различные типы муфт друг с другом, т.к. характеризует в относительных единицах в среднем отклонение действительной скорости от заданной

$$\Delta_{\text{кв}} = \sqrt{\frac{1}{t_2} \int_0^{t_2} (\omega_g - \omega_{onm})^2 dt}$$

где  $\omega_g$  – действительная скорость ведущего звена рабочей машины;

$\omega_{onm}$  – скорость по оптимальной характеристике:

$$\omega_{onm} = \omega_{\text{в}}' + \frac{\omega_{\text{в}}'' - \omega_{\text{в}}'}{t_2} t.$$

Если  $\omega_g$  определяется экспериментально, то удобнее воспользоваться формулой

$$\Delta_{\text{кв}} = \sqrt{\frac{1}{n} \sum_{i=1}^n (\omega_{gi} - \omega_{onm})^2}$$

где  $\omega_{onm} = \omega'_B + \frac{\omega''_B - \omega'_B}{t_2} \Delta t \cdot i$ ;

$i$  – номер интервала;

$n$  – число, на которое делится диапазон интегрирования,  $0 \leq i \leq n$ .

Средняя угловая скорость

$$\omega_{cp} = \frac{\omega''_B + \omega'_B}{2}$$

Для случая, если регулируется ускорение (рабочие элементы регулируют работу муфты в результате воздействия момента инерции или касательных сил инерции), имеем:

$$K_2 = \Delta_{kv} / \omega_c$$

$$\Delta_{kv} = \sqrt{\frac{1}{t_2} \int_0^{t_2} (\varepsilon_2 - [\varepsilon])^2 dt}, \text{ или } \Delta_{kv} = \sqrt{\frac{1}{n} \sum_{i=1}^n (\varepsilon_{gi} - [\varepsilon])^2}.$$

В процессе разгона или установившегося движения муфта может осуществлять процесс регулирования. Поэтому при проектировании муфты следует определить основные показатели качества процесса регулирования. К ним можно отнести:

1. Максимум перерегулирования

$$\sigma_{max} = \frac{\Delta\omega_{max} - \Delta\omega_{\infty}}{\Delta\omega_{\infty}}$$

где:  $\Delta\omega_{max}$  – наибольшее отклонение регулируемой величины в некоторой точке переходного процесса;

$$\Delta\omega_{\infty} = \lim_{i \rightarrow \infty} \Delta\omega_i,$$

$\Delta\omega_{\infty}$  соответствует установившемуся значению регулируемой величины.

2. Время регулирования  $t_p$  позволяет установить быстродействие регулирования.

3. Число колебаний  $N_p$  регулируемой величины в течение времени  $t_p$ .

4. Собственная частота колебаний системы  $\omega_c = 2\pi/t_c$ ,

( $t_c$  – период собственных колебаний).

5. Логарифмический декремент затухания характеризует быстроту затухания колебательного процесса:

$$d_c = \ln \frac{q_{i,max}}{q_{i+1,max}},$$

где  $q_{i,max}$ ,  $q_{i+1,max}$  – две амплитуды для соседних экстремумов кривой переходного процесса.

6. Максимальная скорость обработки регулируемой величины

$$\left( \frac{d\Delta\omega}{dt} \right)_{max}.$$

Показатели качества переходного процесса определяются путем построения переходных процессов по заданным передаточным функциям, по расположению нулей и полюсов, путем использования интегральных оценок качества, использование частных методов построения переходных процессов.

Кроме того, в период установившегося движения играет роль предохранительного устройства и здесь применимы критерии оценки, разработанные в теории предохранительных муфт.

1. Коэффициент превышения номинальной нагрузки

$$\gamma_{ph} = M_{dop} / M$$

где  $M_{dop}$  – наибольшее значение нагрузки, допускаемое самым слабым звеном машины или механизма.

2. Коэффициент динамичности

$$\gamma_{\text{д}} = M_{\text{max}}/M_{\text{н}}$$

где  $M_{\text{max}}$  – наибольшая нагрузка на муфту, возникающая во время переходного процесса.

3. Характеристика действия муфты оценивается коэффициентом

$$\gamma_{\text{dc}} = M_{\text{dc}}/M_{\text{н}}$$

где  $M_{\text{dc}}$  – наибольшая нагрузка, установившаяся после срабатывания муфты;

$M_{\text{н}}$  – нагрузка, при которой муфта прекращает срабатывание.

Для фрикционных муфт

$$f_{\text{dc}} = f_{\text{k}}/f_{\text{c}}$$

где  $f_{\text{k}}$  – коэффициент трения движения;  $f_{\text{c}}$  – коэффициент трения покоя.

4. Коэффициент чувствительности

$$\gamma_{\text{q}} = \frac{M_0 - M_{\text{н}} + M'_0 - M_y}{M_{\text{н}}} = \frac{M_0 + M'_0}{M_y} - 2$$

где  $M_0$  – наибольший момент, при котором муфта начинает срабатывать в случае увеличения нагрузки;

$M'_0$  – наименьший момент, при котором муфта начинает срабатывать в случае уменьшения нагрузки;

$M_y$  – установившееся значение нагрузки;

В большинстве случаев  $M_y = M$

5. Коэффициент точности срабатывания

$$\gamma_{\text{т}} = M_0/M_{\text{пр}}, \text{ или } \gamma_{\text{т}} = M'_0/M_{\text{пр}}$$

где  $M'_0, M_0$  – моменты, при которых муфта начинает срабатывать при увеличении или уменьшении нагрузки;

$M_{\text{пр}}$  – нагрузка, при которой муфта заканчивает срабатывание

6. Величина момента при срабатывании может быть определена как

$$M_{\text{пр}} = \frac{M_{\text{до}}}{1 + \delta}$$

где  $\delta$  – относительная погрешность срабатывания. Для дисковых предохранительных муфт со стальными дисками  $\delta = 0,13 \dots 0,18$ , для дисков из стали по асбесту берут  $\delta = 0,1$ .

Относительная величина поля срабатывания

$$\gamma_{\text{пр}} = \frac{M_{\text{н}}(\gamma_{\text{пн}} - 1)}{M_{\text{пр}}}$$

где  $\gamma_{\text{пн}} = M_{\text{доп}}/M_{\text{н}}$

Указанные критерии позволяют выбрать муфту, обеспечивающую надежную работу технологических машин.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. А.С. 418645 (СССР). Центробежная пусковая муфта/Авт. изобрет. Б.Г. Кобцев, В.Н. Коськин.– Заявл. 31.01.72, №1741625/25-27, опубл. 05.03.74.
2. Вильнер, С.С. Теоретические и экспериментальные исследования процесса включения фрикционных муфт.– Труды семинара по теории машин и механизмов: АН СССР, 1950, т. 9, вып. 34.
3. Иванов, Е.А. Муфты приводов. М.: Машгиз, 1959. – 412 с.
4. Кирдяшев, Ю.Н. Экспериментально-теоретическое исследование процесса включения и коэффициентов трения дисковых муфт сцепления при повышенных скоростях скольжения: Автореф. дис. на соискание ученой степени канд. техн. наук. – Л.: ЛПИ, 1953. – 16 с.
5. Корнеев, Ю.С. Расчет и проектирование пусковозащитной муфты. / Ю.С. Корнеев, Е.Н. Корнеева, Н.А. Играшкина // Фундаментальные и прикладные проблемы техники и технологии. - Орел: Госуниверситет – УНПК, № 5(301) 2013.– С. 22 – 26.
6. Поляков, В.С. Муфты. Конструкции и расчет. 4-е изд., исправ. и доп. / В.С. Поляков, И.Д. Барбаш Л.: Машиностроение, 1973. – 336 с.
7. Поляков, В.С. Справочник по муфтам. / В.С. Поляков, И.Д. Барбаш, О.А. Ряховский. - 2-е изд., исправ. и доп. под ред. проф. В.С. Полякова. Л.: Машиностроение, 1979. – 344 с.
8. Совершенствование конструкций и повышение качества эксплуатируемого на заводе оборудования: Отчет / Орловский филиал ВЗМИ; Руководитель темы В. Н. Коськин. – Изв. № 6895984. – Орёл: 1979. – 103 с.

9. Altman, F.G. Antriebselemente und mechanische Getriebe. VDI, B. 95, 1953, n. 19.
10. Schleudinger, K. Die Anlaufkupplungen als Mittel zur Automatisierung des Arbeitszyklus und zur Erhöhung der Betriebswirtschaftlichkeit bei Elektromotoren. – Technische Rundschau, 1961, n. 45.
11. Werner, R. Die verzögerte Kupplung-Lösung für viele Antriebsprobleme. Maschinenwelt und Elektrotechnic, 1959.
12. Untersuchung von Kosten beim Einsatz von Anlauf und Sicherheitskupplungen. Getz – Mot – Antriebstelem. 1972, 11 n 1.

**Корнеев Юрий Степанович**  
Орловский государственный  
университет им. И.С. Тургенева  
Кандидат технических наук,  
доцент  
302020, Орел, Наугорское шоссе,  
29  
Тел.: 41-98-96

**Гордон Владимир Александрович**  
Орловский государственный  
университет им. И.С. Тургенева,  
Доктор технических наук,  
профессор, заведующий кафедрой  
«Высшая математика»  
302020, Орел, Наугорское шоссе, 29  
Тел.: 41-98-48

**Корнеева Елена Николаевна**  
Орловский государственный  
университет им. И.С. Тургенева,  
Кандидат технических наук,  
доцент  
Тел.: 41-98-48

Yu.S. KORNEEV, V.A. GORDON, E.N. KORNEEVA

## SPECIFICATION START-PROTECTIVE CLUTCH

**Abstract.** Describes a set of specifications that enable an optimum technological dispersal machine that dramatically reduces dynamic loadings on a drive, increases its reliability and durability.

**Keywords:** clutch, moment, machine, workload.

## BIBLIOGRAPHY

1. A.S. 418645 (SSSR). Tsentronezhnaya puskovaya mufta/Avt. izobret. B.G. Kortsev, V.N. Koskin. – Zayavl. 31.01.72, №1741625/25-27, opubl. 05.03.74.
2. Vilner, S.S. Teoreticheskiye i eksperimentalnyye issledovaniya protsessa vklucheniya friktsionnykh muft. – Trudy seminara po teorii mashin i mekhanizmov: AN SSSR, 1950, t. 9, vyp. 34.
3. Ivanov, Ye.A. Mufty privodov. M.: Mashgiz, 1959. – 412 s.
4. Kirdyashev, YU.N. Eksperimentalno-teoreticheskoye issledovaniye protsessa vklucheniya i koefitsiyentov treniya diskovykh muft stsepleniya pri povyshennykh skorostyakh skolzheniya: Avtoref. dis. na soискание uchenoy stepeni kand. tekhn. nauk. – L.: LPI, 1953. – 16 s.
5. Korneyev, YU.S. Raschet i proyektirovaniye puskovashchitnoy mufty. / YU.S. Korneyev, Ye.N. Korneyeva, N.A. Igrashkina // Fundamentalnyye i prikladnyye problemy tekhniki i tekhnologii. - Orel: Gosuniversitet – UNPK, № 5(301) 2013. – S. 22 – 26.
6. Polyakov, V.S. Mufty. Konstruktsii i raschet. 4-ye izd., isprav. i dop. / V.S. Polyakov, I.D. Barbash L.: Mashinostroyeniye, 1973. – 336 s.
7. Polyakov, V.S. Spravochnik po muftam. / V.S. Polyakov, I.D. Barbash, O.A. Ryakhovskiy. - 2-ye izd., isprav. i dop. pod red. prof. V.S. Polyakova. L.: Mashinostroyeniye, 1979. – 344 s.
8. Sovershenstvovaniye konstruktsiy i povysheniye kachestva ekspluatiruyemogo na zavode oborudovaniya: Otchet / Orlovskiy filial VZMI; Rukovoditel temy V. N. Koskin. – Inv. № B895984. – Orol: 1979. – 103 s.
9. Altman, F.G. Antriebselemente und mechanische Getriebe. VDI, B. 95, 1953, n. 19.
10. Schleudinger, K. Die Anlaufkupplungen als Mittel zur Automatisierung des Arbeitszyklus und zur Erhöhung der Betriebswirtschaftlichkeit bei Elektromotoren. – Technische Rundschau, 1961, n. 45.
11. Werner, R. Die verzögerte Kupplung-Lösung für viele Antriebsprobleme. Maschinenwelt und Elektrotechnic, 1959.
12. Untersuchung von Kosten beim Einsatz von Anlauf und Sicherheitskupplungen. Getz – Mot – Antriebstelem. 1972, 11 n 1.

**Korneev Yuri Stepanovich**  
Oryol State University. I.S. Turgenev,  
Candidate of Technical Sciences,  
Associate Professor  
302020, Orel, Naugorskoe shosse, 29  
Phone: 41-98-96

**Gordon Vladimir Alexandrovich**  
Oryol State University. I.S. Turgenev,  
Doctor of Technical Sciences,  
Professor, Head of the Department  
"Higher Mathematics"  
302020, Orel, Naugorskoe shosse, 29  
Phone: 41-98-48

**Korneyeva Elena Nikolaevna**  
Oryol State University. I.S. Turgenev,  
Candidate of Technical Sciences,  
Associate Professor  
Phone: 41-98-48

## МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ВОЛНООБРАЗОВАНИЯ ПРИ ГИБКЕ ТРУБ

**Аннотация.** Предлагается концепция начальной стадии образования волн монотонно увеличивающейся высоты, связанной с уменьшающимся радиусом изогнутой оси трубы на основе энергетического подхода. Выравнивание моментов напряжений гибки в различных поперечных сечениях трубы достигается подбором длины волны.

**Ключевые слова:** допустимая высота волны; аппроксимация радиального перемещения; работа внутренних и внешних сил; смещение нейтральной поверхности.

### Введение.

Изгиб тонкостенной трубы на малый радиус  $R$ , соизмеримый с ее диаметром  $d$ , вызывает появление поперечных волн в области сжимающих напряжений. Теоретические исследования данного вида потери устойчивости цилиндрических оболочек и изгибаемых труб основаны на концепции мгновенного возникновения (коллапса) при определенных отношениях  $R$  и  $d$  к толщине стенки  $t$  [4 – 6]. Подобный подход позволяет прогнозировать образование дефекта без его количественной оценки, которая в определенных ситуациях не обязательна. Характерный пример – образование так называемой пряжки в оффшорном трубопроводе, вызванное укладкой на неровное дно водоема [7 – 8].

В трубогибочном производстве отношение к потере устойчивости иное: отраслевые нормативы устанавливают предельную высоту волн  $h_{\text{пред}}$ , относительную 0,02...0,03 $d$  или абсолютную 0,2 мм [1, 2]. Следовательно, начальная стадия волнообразования может быть смоделирована как монотонный процесс, в котором текущее значение  $h$  связано с изменением радиуса оси трубы. Заключительная стадия с ее резким возрастанием высоты волн и образованием безусловного брака (гофров и складок) выведена за рамки настоящего исследования, как не имеющая отношения к практике гибки труб.

### Основная часть.

Деформированное состояние считается неустойчивым при равенстве альтернативных значений так называемого потенциала [3], одно из которых  $P_1$  в данном случае отражает отсутствие волн, а другое  $P_2$  – их наличие. Потенциал равен сумме работ внешних и внутренних сил, подсчитываемых по формулам:  $W = M\varphi$ ;  $U = \int_V \sigma_i \varepsilon_i dV$ ,  $V$  – объем деформируемого материала.  $\varphi$  – угол изгиба трубы. Интенсивности напряжений и деформаций связываем функцией напряжения текучести  $\sigma_i = A\varepsilon_i^n$ . При отсутствии волн, принимая  $\varepsilon_i = |\varepsilon_\varphi|$  и  $\varepsilon_\varphi = \rho \sin \alpha / R$  в системе полярных координат, совмещенной с центром сечения трубы, имеем:  $M = \int_F \sigma_\varphi \rho \sin \alpha dF$ ;  $U_1 = W_1$ , нейтральная поверхность напряжений  $\sigma_\varphi$  проходит по изогнутой оси трубы и делит площади  $F$  поперечных сечений пополам. Их размеры  $d$  и  $t$  считаются неизменными.

Неравенство значений  $U_2$  и  $W_2$ , рассчитываемых в дальнейшем, является следствием произвольного представления геометрии полуволны функцией  $u_r = 0,5h \sin \alpha [1 + \cos(\varphi\pi / \varphi_1)]$ . Она задает радиальные перемещения точек условной средней поверхности, равноудаленной от реальных поверхностей трубы, внутренней и наружной. Фронт перемещений  $u_r$  показан в утрированном виде на рисунке 1 пунктирными линиями.

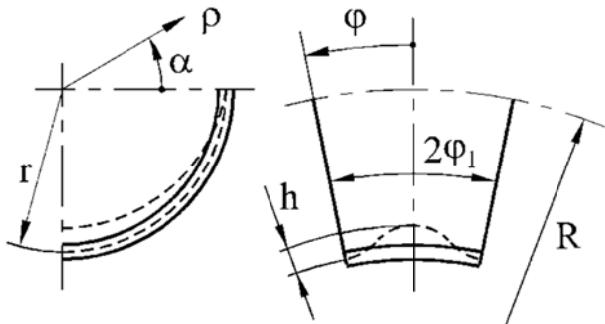


Рисунок 1 – Расчетная схема образования волны

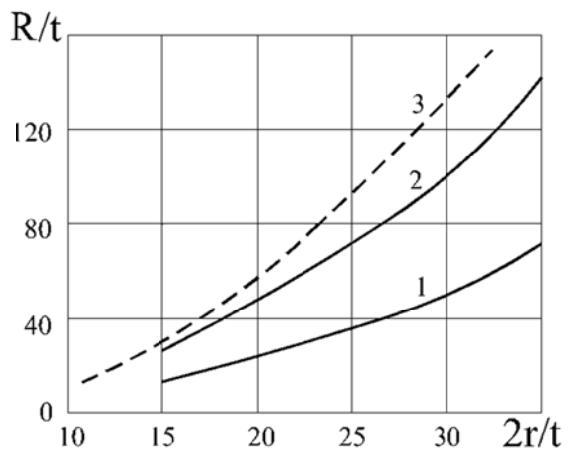


Рисунок 2 – Графики рассчитанных нормализованных радиусов гибки:  
1 и 2 – при  $h_0/t = 0,1$  и  $0,05$ ;  
3 – концепция коллапса [4]

Функция  $u_r$  действует в диапазоне  $-\pi \leq \alpha \leq 0$ , где (с учетом  $\sigma_\rho \approx 0$ ):

$\sigma_\varphi = 2A\varepsilon_i^{n-1}(2\varepsilon_\varphi + \varepsilon_\alpha)/3$ ;  $\sigma_\alpha = 2A\varepsilon_i^{n-1}(2\varepsilon_\alpha + \varepsilon_\varphi)/3$ ;  $\tau_{pq} = A\varepsilon_i^{n-1}\gamma_{pq}/3$ , индексы  $pq$  обозначают комбинации координат:  $\rho\alpha$ ,  $\alpha\varphi$ ,  $\varphi\rho$ . Принятые выражения деформаций:  $\varepsilon_\varphi = \rho \sin \alpha / R + (\rho - r)\zeta + \varepsilon_0$ ;  $\varepsilon_\alpha = -0,5\varepsilon_\varphi + 0,5u_r r / \rho^2$  содержат кривизну  $\zeta \approx -(u_r + d^2u_r / d\varphi^2) / R^2$  средней линии волны в продольных сечениях. Компонент  $\varepsilon_0$  деформаций учитывает смещение нейтральной поверхности в область положительных углов  $\alpha$ . Оно вызывается влиянием волнообразования на величину напряжений  $\sigma_\varphi$ , равнодействующая которых должна оставаться равной нулю.

Принятая форма волны, как и всякая аппроксимация, искажает картину напряженно-деформированного состояния. Поэтому равнодействующие и моменты напряжений  $\sigma_\varphi$  в различных поперечных сечениях неодинаковы. Отличия не превышают 2% во всем диапазоне  $0 \leq \varphi \leq \varphi_1$  благодаря подбору размера полуволны  $\varphi_1$ .

С учетом условия постоянства объема ( $\varepsilon_\rho + \varepsilon_\alpha + \varepsilon_\varphi = 0$ ) выражаем перемещения

$$u_\rho = \frac{r^2 - \rho^2}{4R} \sin \alpha + \frac{u_r}{2} \left( \frac{r}{\rho} + 1 \right) - (r - \rho)^2 \frac{\zeta}{4} - \varepsilon_0 \frac{\rho}{2} - \frac{\varphi^2}{2} R \sin \alpha;$$

$$u_\alpha = \frac{r^2 + \rho^2}{4R} \cos \alpha + \frac{r^2 - \rho^2}{4} \int \zeta d\alpha - \frac{1}{2} \int u_r d\alpha - \frac{\varphi^2}{2} R \cos \alpha.$$

Первые и последние члены выражений  $u_\rho$  и  $u_\alpha$ , а также компонент  $\varphi \rho \sin \alpha$  перемещения  $u_\varphi \approx R \int \varepsilon_\varphi d\varphi$  сократились в записях сдвиговых деформаций:

$$\gamma_{\rho\alpha} = \frac{r}{\rho^2} u_r'^\alpha + \frac{r}{2} \zeta'^\alpha;$$

$$\gamma_{\alpha\varphi} = \frac{1}{4R} (r^2 - \rho^2) \left( \int \zeta d\alpha \right)^\varphi - \frac{1}{2R} \left( \int u_r d\alpha \right)^\varphi + R \left( 1 - \frac{r}{\rho} \right) \left( \int \zeta d\varphi \right)^\alpha;$$

$$\gamma_{\varphi\rho} = \left( \frac{r}{\rho} + 1 \right) \frac{u_r'^\varphi}{2R} - (r - \rho)^2 \frac{\zeta'^\varphi}{4R} + R \int \zeta d\varphi,$$

где использованы соотношения:  $\int u_r d\alpha = -u_r'^\alpha$ ;  $\int \zeta d\alpha = -\zeta'^\alpha$ , апострофы с символами  $\alpha$  либо  $\varphi$  обозначают производные по одноименным координатам.

Представленный математический аппарат предназначен для подбора значения  $R_0$  радиуса оси трубы, при котором выполняется равенство вышеназванных значений  $P_1$  и  $P_2$  потенциала. При этом  $U_2 > U_1$ , поскольку наличие сдвигов увеличивает работу внутренних сил. Обратное соотношение  $W_2 < W_1$  обусловлено волнообразованием: по сравнению с чистым изгибом трубы, происходит уменьшение абсолютных значений напряжений  $\sigma_\varphi$  в выпуклых областях волны (рисунок 1), более значительное, нежели их увеличение в вогнутых областях.

Подбору радиуса  $R_0$  предшествует задание соответствующей высоты волны  $h_0$ , с ее увеличением искомое значение  $R_0$  уменьшается или оказывается несуществующим. Обратная процедура позволяет определить значение  $h$  при заданном радиусе. В любом случае подбору подлежат также угловой размер полуволны  $\varphi_1$  и относительное удлинение оси трубы  $\varepsilon_0$ . Результаты расчета гибки труб из нержавеющей стали (параметр функции напряжения текучести  $n = 0,239$ ) с толщиной стенки  $t = 0,5$  мм сопоставлены на рисунке 2 с данными моделирования мгновенной потери устойчивости [4].

Вертикальные координаты точек кривых 1 и 2 относятся так же, как и значения  $h_0$ , т.е. 1:2, но с незначительными отклонениями. Для практических расчетов достаточно подобрать  $R_0$  при заданном  $h_0$  (либо наоборот), чтобы связать текущие значения высоты волны и радиуса изогнутой оси трубы:  $h = h_0 R_0 / R$  при фиксированных размерах  $r$  и  $t$  поперечных сечений.

Соотношение значений  $h_0$  1:2 в расчетах, приведенных выше, дает обратную пропорциональность 2:1 подобранных угловых размеров полуволны  $\varphi_1$ . Следовательно, ее длина  $R_0 \varphi_1$  на данной стадии остается неизменной, в полном соответствии с реальностью. При  $r = 5$  мм она составила 3,9 мм (в источнике [4] – 4 мм. Влияние размера поперечного сечения трубы на величину  $R_0 \varphi_1$  велико: при удвоении  $r$  удваивается и длина волны.

На результатах расчетов сильно сказывается показатель  $n$  приведенной выше функции напряжения текучести: чем он меньше, тем больше радиусы  $R_0$  при тех же исходных данных расчета. Для низкоуглеродистой стали  $n = 0,15$  – в полтора раза меньше чем для слабо упрочняющихся материалов (сталь X18H10T, сплавы на основе алюминия), а рассчитанные значения  $R_0$  увеличиваются почти в два раза больше.

### Заключение.

В отсутствие экспериментальных данных было бы преждевременным принимать полученное решение задачи как завершенное, но некоторые выводы можно сформулировать. Представленная математическая модель образования волн с определением их высоты имеет право на существование в базе знаний, относящихся к гибке труб. Ее практическая проверка в настоящем или усовершенствованном виде позволит со временем оценить количественную достоверность выходных данных.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Никитин, В. А. Проектирование станков холодной и горячей гибки труб. – СПб.: ОАО «ЦТСС». – 2011. – 236 с.
2. Марьин, Б. Н. Изготовление трубопроводов гидrogазовых систем летательных аппаратов. – М.: Машиностроение, 1998. – 400 с.
3. Головлев, В.Д. Расчеты процессов листовой штамповки. Устойчивость формообразования листового металла. – М.: Машиностроение, 1974. – 135 с.
4. Wang, X., and Cao, J. Wrinkling Limit in Tube Bending. – Journal of Engineering Materials and Technology. – October 2001, Volume 123, Issue 4. – pp. 430 – 435.
5. Ju, G. T., and Kyriakides, S. Bifurcation and localization instabilities in cylindrical shells under bending: prediction. – International Journal of Solids and Structures, 29, 1992 No. 9, pp 1143 – 1171.
6. Corona, E., and Vase, S. P., Buckling of Elastic-plastic Square Tubes under Bending. – International Journal of Mechanical Sciences, 38, 1996 No. 7, pp. 753 – 775.
7. Bai, Y., Igland, R., and Moan, T. – Tube Collapse under Combined Pressure, Tension and Bending. – International Journal of Offshore and Polar Engineering, 1993, Vol. 3(2), pp. 121 – 129.
8. Bai, Y., Igland, R., and Moan, T. – Tube Collapse under Combined Pressure, Tension and Bending. – Journal of Marine Structures, 1997, Vol. 10, № 5, pp. 389 – 410.

**Вдовин Сергей Иванович**  
доктор технических. наук,  
профессор кафедры  
Машиностроения ОГУ им. И.С.  
Тургенева;  
телефон 8-905-167-0517  
E-mail: vdovostu@mail.ru

**Зайцев Алексей Иванович**  
ассистент кафедры  
Машиностроения ОГУ им. И.С.  
Тургенева.  
телефон 8-930-863-1248  
E-mail: alivz@rambler.ru

**Татарченков Николай Владимирович**  
ассистент кафедры Машиностроения ОГУ  
им. И.С. Тургенева.  
телефон 8-920-287-8981  
E-mail:koltat72@mail.ru

S.I. VDOVIN, A.I. ZAITSEV, N.V. TATARCHENKOV

## MATHEMATICAL MODELING OF WAVE GENERATION FOR TUBE BENDING

**Abstract.** The concept of the initial stage of formation of waves of monotonically increasing height associated with the decreasing radius of the bent axis of the tube on the basis of the energy approach is proposed. Equalizing the moments of bending stresses in different cross sections of the pipe is achieved by selecting the wavelength.

**Keywords:** allowable wave height; approximation for radial movement; the work of internal and external forces; the shift of the neutral surface.

## BIBLIOGRAPHY

1. Nikitin, V. A. Proektirovaniye stankov kholodnoy i goryachey gibki trub. – SPb.: OAO «CzTSS». – 2011. – 236 s.
2. Marin, B. N. Izgotovlenie truboprovodov gidrogazovykh sistem letatelnykh apparatov. – M.: Mashinostroenie, 1998. – 400 s.
3. Golovlev, V.D. Raschety processov listovoy shtampovki. Ustoichivost formoobrazovaniya listovogo metalla. – M.: Mashinostroenie, 1974. – 135 s.
4. Wang, X., and Cao, J. Wrinkling Limit in Tube Bending. – Journal of Engineering Materials and Technology. – October 2001, Volume 123, Issue 4. – pp. 430 – 435.
5. Ju, G. T., and Kyriakides, S. Bifurcation and localization instabilities in cylindrical shells under bending: prediction. – International Journal of Solids and Structures, 29, 1992 No. 9, pp 1143 – 1171.
6. Corona, E., and Vase, S. P., Buckling of Elastic-plastic Square Tubes under Bending. – International Journal of Mechanical Sciences, 38, 1996 No. 7, pp. 753 – 775.
7. Bai, Y., Igland, R., and Moan, T. – Tube Collapse under Combined Pressure, Tension and Bending. – International Journal of Offshore and Polar Engineering, 1993, Vol. 3(2), pp. 121 – 129.
8. Bai, Y., Igland, R., and Moan, T. – Tube Collapse under Combined Pressure, Tension and Bending. – Journal of Marine Structures, 1997, Vol. 10, № 5, pp. 389 – 410.

### Vdovin Sergey Ivanovich

doctor of technical. Sci., Professor of the Department of Mechanical Engineering of the Omsk State University. I.S. Turgenev;  
phone 8-905-167-0517  
E-mail: vdovostu@mail.ru

### Zaitsev Alexey Ivanovich

Assistant of the Department of Mechanical Engineering of the OSU. I.S. Turgenev.  
phone 8-930-863-1248  
E-mail: alivz@rambler.ru

### Tatarchenkov Nikolay Vladimirovich

Assistant of the Department of Mechanical Engineering of the OSU. I.S. Turgenev.  
phone 8-920-287-8981  
E-mail: koltat72@mail.ru

## **МАШИНОВЕДЕНИЕ И МЕХАТРОНИКА**

УДК 62-762.6:681.51(62-135)

Р.Н. ПОЛЯКОВ, Л.А. САВИН, А.В. ВНУКОВ

### **МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ БЕСКОНТАКТНОГО ПАЛЬЧИКОВОГО УПЛОТНЕНИЯ С АКТИВНЫМ УПРАВЛЕНИЕМ ЗАЗОРОМ**

**Аннотация.** В статье рассматриваются основные аспекты разработки математической модели бесконтактного пальчикового уплотнения с активным управлением зазором. Представлена расчетная схема бесконтактного пальчикового уплотнения, базовые уравнения гидродинамической теории смазки, обоснован выбор начальных и граничных условий. Представлены результаты вычислительных экспериментов по влиянию активного управления зазором на расходные и энергетические характеристики опорного узла. Обоснованы преимущества активного управления в бесконтактных уплотнениях.

**Ключевые слова:** ротор, бесконтактное уплотнение, расход газа, активное управление.

#### **Введение.**

Уплотнительный узел является одним из важных элементов роторной машины, который помимо своей основной функции вносит вклад в грузоподъёмность и динамические характеристики. Эксплуатационные параметры таких машин как насосы, компрессоры, детандеры во многом зависят от эффективности работы применяемых уплотнений. Основными направления развития уплотнительной техники является повышение перепадов давления на входе и выходе уплотнения, обеспечения заданного ресурса, минимального влияния на динамическую устойчивость [1-4].

Конструкции контактных уплотнений позволяют создать высокую степень герметизации, но из-за неизбежного сухого трения скольжения между поверхностью ротора и рабочим элементом быстро изнашиваются. Конструкция бесконтактного уплотнения позволяет исключить этот недостаток путём создания гидравлического сопротивления в каналах сложной геометрии. При этом степень герметизации меньше, чем в контактных уплотнениях, но больший ресурс работы и надёжность делают их фактически безальтернативными для применения в газотурбинных двигателях и газотурбинных установках.

#### **Основная часть.**

Конструкция бесконтактного пальчикового уплотнения (БПУ) с активным управлением зазором представлена на рисунке 1. Основной деталью БПУ является тонкая кольцевая пластина с прорезями (рисунок 1, а), образующими гибкие пальчики 7 с подвижными площадками 13 (рисунок 1, б). С обоих сторон пластина 1 закрыта пластинами 5, которые перекрывают прорези для предотвращения утечек газа в этом направлении. Пакет из пластин 1 и 5 зажимается заклёпками 6 в корпусных пластинах 3, 4. В корпусной пластине 3 расположены пьезоактуаторы 7, при подачи напряжения на которые от источника питания 10 происходит увеличение их геометрических размеров и деформирование гибких пальчиков 7 с подвижными площадками 13. Контроллер 11 фиксирует сигнал с датчика перемещения подвижных площадок 12 и вырабатывает управляющее воздействие на регулируемый источник питания 10. Рисунки 1а,б показывают взаимное положение подвижных площадок БПУ и вала при отсутствии воздействия со стороны пьезоактуатора, рисунки 1 в,г – при воздействии актуатора на подвижные площадки.

Принцип действия БПУ с активным управлением зазором заключается в следующем [5]. При вращении вала между его поверхностью и подвижными площадками 13 возникает газостатическая и газодинамическая силы, которые стремятся отжать гибкие пальчики 12 от поверхности вала. Перемещения гибких пальчиков 12 ограничиваются силами упругой

реакции и статическим давлением над поверхностью подвижной площадки 13. При колебаниях вала баланс между силами, действующими на подвижные площадки 13 изменяется, что приводит к их дополнительным колебаниям относительно поверхности вала. Колебания подвижных площадок 13 фиксируются датчиком перемещений 10, при превышении некоторого уровня, контроллер 9 подаёт сигнал на включение источника питания 8 и пьезоактуатор увеличивается в размерах, тем самым ограничивая перемещения подвижных площадок 13.

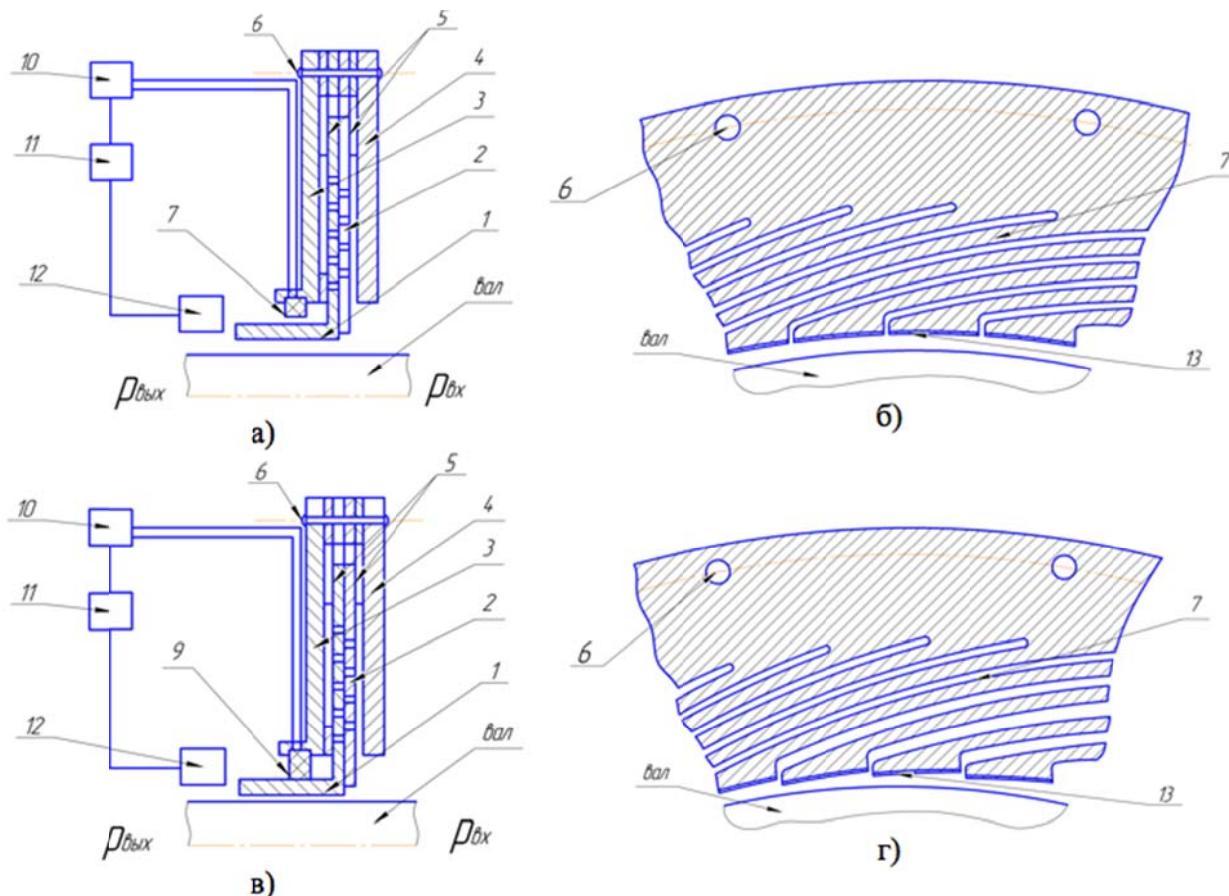


Рисунок 1 – Мехатронное бесконтактное пальчиковое уплотнение

При включенном пьезоактуаторе подвижная площадка прижимается к поверхности ротора и поток газа уменьшается. В рабочем положении канал уплотнения имеет сложную геометрию: участок между между подвижными площадками и ротором образует многоклиновую поверхность, а на выходе уплотнения существует цилиндрический участок. Построение математической модели должно учитывать данную особенность. С точки зрения проектирования такого класса уплотнений необходимо знать расход газа, оценивать теплонапряжённое состояние, вклад в общую грузоподъёмность и динамические коэффициенты жёсткости и демпфирования.

Определение рабочих характеристик уплотнения является мультидисциплинарной задачей и требует одновременного решения уравнений теории упругости, гидродинамической теории смазки, уравнения баланса энергий и дополнительных геометрических соотношений функции зазора между валом и подвижной площадки упругого пальчика. Будем рассматривать положение элементов уплотнения на основном рабочем режиме, при котором эквивалентную схему каналов БПУ с активным управлением зазором можно представить в виде последовательности многоклиновой и цилиндрической частей (рисунок 2).

Функция радиального зазора для цилиндрических опорных поверхностей в предположении параллельности осей вала и подвижных площадок уплотнения в размерном

виде запишется

$$h(x) = h_0 - e \cos(\alpha(x)), \quad (1)$$

где  $h_0$  – средний радиальный зазор;  
 $e$  – эксцентриситет положения вала в подшипнике;  
 $\alpha(x)$  – текущий расчётный угол.

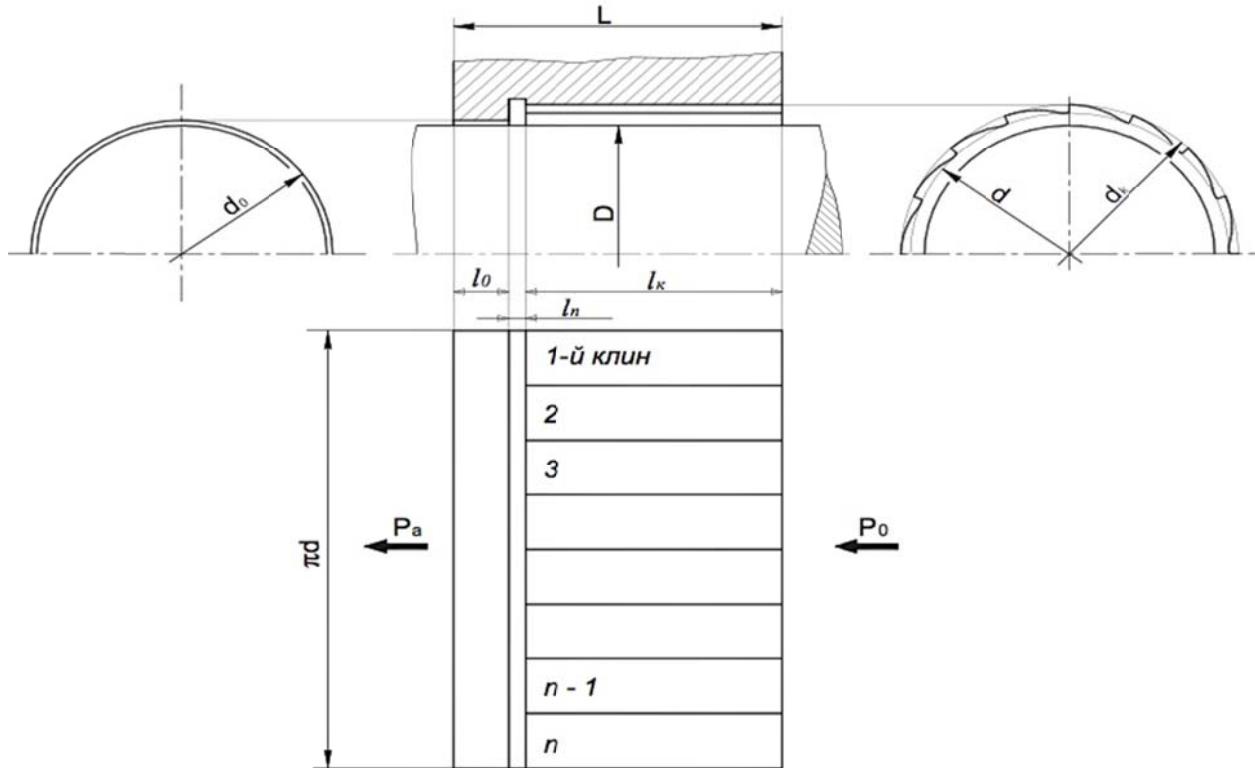


Рисунок 2 – Расчёчная схема БПУ с активным управлением зазором на основном рабочем режиме

Моделирование многоклиновой части осуществляется с помощью кусочно-линейной функции, развертка опорной поверхности БПУ представляет собой прямоугольную область, разделенную в окружном направлении на  $n$  равных участков (рисунок 2). Радиальный зазор  $h$  между опорными поверхностями вала и подшипника представим в виде двух составляющих:

$$h_M = h_1 + h_2,$$

где  $h_1$  – функция радиального зазора между цапфой и цилиндрической поверхностью, очерченной по выступам клиньев:  $h_1 = h_{M0} - e_M \cos(\alpha - \varphi)$ ,

где  $h_{M0}$  – радиальный зазор в МГДП при концентричном положении цапфы;

$e_M$  – эксцентриситет положения центра цапфы;

$\alpha$  – текущий угол в окружном направлении;

$\varphi$  – угол, определяющий положение линии центров;

$h_2$  – функция зазора вдоль поверхности клина, которая определяется его геометрией в окружном направлении.

Функция  $h_2$  может быть линейной для плоских клиньев, однако, в общем случае представляет собой более сложную квадратичную зависимость вида:  $h_2 = ax^2 + bx + c$ , где  $x$  – координата, отсчитываемая на развертке по поверхности подшипника вдоль клина [6];  $a$ ,  $b$ ,  $c$  – заданные коэффициенты.

Основной для определения рабочих характеристик бесконтактного уплотнения является уравнение Рейнольдса обобщённое на случай двумерного турбулентного течения вязкого сжимаемого смазочного материала [7]

$$\frac{\partial}{\partial x} \left[ \frac{h^3 \rho}{\mu K_x} \frac{\partial p}{\partial x} \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[ \frac{h^3 \rho}{\mu K_z} \frac{\partial p}{\partial z} \right] = 6 \frac{\partial}{\partial x} (\rho U h) - 12 \rho V, \quad (2)$$

где  $h$  – функция радиального зазора, определяется в зависимости от участка уплотнения (многоклиновая или гладкая);  $\mu, \rho$  – вязкость и плотность смазочного материала;  $K_x, K_z$  – коэффициенты турбулентности. Значения скоростей  $U$  и  $V$  в точках на поверхности цапфы находятся по следующим зависимостям при рассмотрении движения в полярной системе координат:

$$U = \omega R - \dot{e} \sin(\alpha - \varphi) + e \dot{\varphi} \cos(\alpha - \varphi); V = \dot{e} \cos(\alpha - \varphi) + e \dot{\varphi} \sin(\alpha - \varphi). \quad (14)$$

Определение поля давлений  $p(x, z)$  в конкретный момент времени представляет собой краевую задачу решения уравнения Рейнольдса – нелинейного уравнения в частных производных эллиптического типа с переменными коэффициентами – со следующими граничными условиями: заданные давления на входе  $p_0$  и на выходе  $p_a$  смазочного материала:  $p(x, 0) = p_0$ ,  $p(x, L) = p_0$ ; смазочный слой не имеет разрыва (гипотеза Зоммерфельда):  $p(0, z) = p(2\pi R, z)$ ,  $\partial p / \partial x (0, z) = \partial p / \partial x (2\pi R, z)$ .

Численное интегрирование полей давлений позволяет определить (рисунок 4) определить силу, действующую на подвижную площадку и реальный зазор.

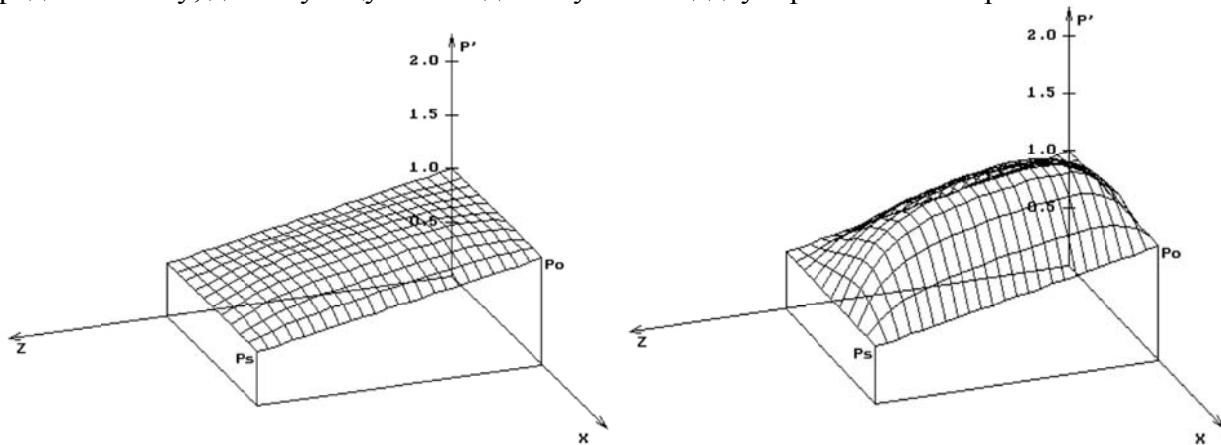


Рисунок 3 – Эпюра давления на 5-ой и 8-ой подвижной площадках

Численное решение уравнения Рейнольдса методом конечных разностей является базой для определения потерь на трения и расхода смазочного материала как для уплотнения, так и для подшипников скольжения [7]. Задача рассматривалась в адиабатической постановке, то есть тепло выделившееся в смазочном слое вследствие трения и совершения механической работы идет на изменение температуры смазочного материала. Указываемые процессы учитываются в математической модели уравнением баланса энергий [7]. Теплоотвод через стенки уплотнений не учитывался.

На рисунке 4 представлены результаты вычислительного эксперимента по влиянию управления зазором в БПУ на расход газа и потери на трение. Эксперимент проводился для следующих параметров роторной системы: давление на входе БПУ – 14 МПа; давление на выходе БПУ – 7,5 МПа; угловая скорость вала – 5000 рад/с; длина подвижной площадки – 10 мм; длина гладкой части – 10 мм; номинальный диаметр уплотнения – 38 мм; вес ротора – 14 Н, рабочее тело – азот при температуре 100°C.

Рисунок 4 иллюстрирует двойственность взаимовлияния различных характеристик БПУ с активным управлением: с одной стороны уменьшение зазора за счёт активного управления приводит к уменьшению расхода и повышению коэффициента полезного действия газотурбинного двигателя, но приводит к возрастанию потерь на трение и увеличению теплонапряжённости элементов уплотнения. Количественно можно заметить, что при уменьшении зазора в 2 раза, расход газа уменьшается более чем в четыре раза, а потери на трение возрастают не более чем на 20%.

Можно сделать вывод, что активное управление зазором в БПУ позволяет достичь сверхвысоких показателей уплотнения среды, но при этом необходимо учитывать

технологические возможности изготовления деталей сопряжения «вал – подвижная площадка», а также их напряжённо-деформированное состояние с учётом тепловых нагрузок.

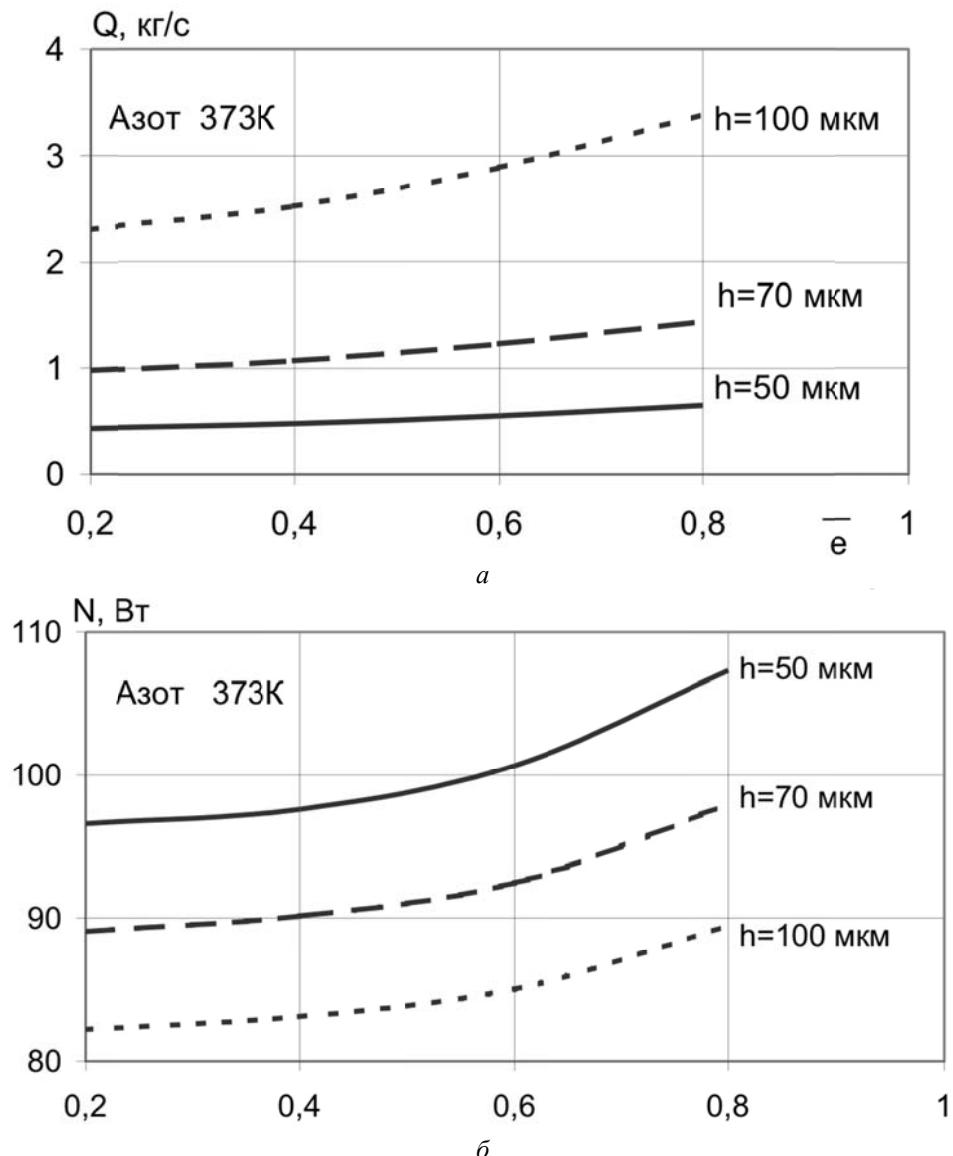


Рисунок 4 – Влияние управления зазором БПУ на расход газа (а) и потери трение (б)

Разработанная математическая модель послужит базой для дальнейших исследований и выявления закономерностей по влиянию активного управления зазором БПУ на грузоподъёмность и динамические характеристики.

*Работа выполнена в рамках проекта РНФ №16-19-00186 «Планирование оптимальных по расходу энергии траекторий движения роторов мехатронных модулей в средах сложной реологии».*

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Non-contacting Finger Seal Developments and Design Considerations: Thermofluid and Dynamics Characterization, Experimental / M.J. Braun, H.M. Pierson, D. Deng [et al] // NASA/CP-2005-213655/V.1, - pp. 181-208.
2. Дзева, И.Ю. Математическое моделирование работы бесконтактного пальчикового уплотнения турбомашины дис. на соиск. учен. степ. канд. техн. наук. (05.13.18, 01.02.06) / Дзева Иван Юрьевич; Московский государственный технический университет имени Н.Э. Баумана. - Москва, 2015.- 164 с.
3. Steinetz, B.M., Hendricks, R.C., and Munson, J., “Advanced Seal Technology Role in Meeting Next Generation Turbine Engine Goals,” NASA TM-1998-206961, April 1998.
4. Marie, H., “A Study of Non-Contacting Passive-Adaptive Turbine Finger Seal Performance, Volume 1,” Ph.D Dissertation, University of Akron, Akron, OH, 2005.

5. Савин, Л.А. Мехатронные уплотнения вращающихся машин / Л.А. Савин, Р.Н. Поляков, А.И. Панченко, А.В. Внуков // Фундаментальные проблемы техники и технологии. – 2017. - № 6(326). - С. 96-104.
6. Stability Enhancement of High-speed Rotors on Foil Bearings with the Automatic Mode Switch - Procedia Engineering: 2nd International Conference on Industrial Engineering (ICIE-2016). Volume 150, 2016, Pages 271–276. A. Sytin, V. Tyurin, S. Antonov.
7. Савин, Л.А. Моделирование роторных систем с подшипниками жидкостного трения / Л. А. Савин, О. В. Соломин. – Москва : Машиностроение-1, 2006. – 444 с.

**Поляков Роман Николаевич**  
ФГБОУ ВО «Орловский государственный университет им. И.С. Тургенева», г. Орёл  
Канд. техн. наук, доцент, доцент кафедры «Мехатроника и международный инжиниринг»,  
E-mail: romanpolak@mail.ru

**Савин Леонид Алексеевич**  
ФГБОУ ВО «Орловский государственный университет им. И.С. Тургенева», г. Орёл  
Д-р техн. наук, профессор, заведующий кафедрой «Мехатроника и международный инжиниринг»

**Алексей Васильевич Внуков**  
ФГБОУ ВО «Орловский государственный университет им. И.С. Тургенева», г. Орёл  
Студент гр. 61-МХм, стажер-исследователь НОЦ «Мехатроника и международный инжиниринг»

R.N. POLYAKOV, L.A. SAVIN, A.V. VNUKOV

## MATHEMATICAL MODEL OF THE INFLAMMATORY PULLIC SEAL WITH ACTIVE MANAGEMENT OF THE CLEARANCE

**Abstract.** The present paper considers basic aspects of development of a mathematical model of a non-contacting finger seal with active gap control. A calculation diagram is presented of a contactless hydrodynamic seal along with basic equations of hydrodynamic lubrication theory; choice of initial and boundary conditions is shown and substantiated. Results of numerical tests are presented with emphasis on the influence of active gap control on flow rate and energy characteristics of a bearing. Advantages of application of active control in contactless seals are shown and proven.

**Keywords:** rotor, non-contact seal, gas flow, active control.

## BIBLIOGRAPHY

1. Non-contacting Finger Seal Developments and Design Considerations: Thermofluid and Dynamics Characterization, Experimental / M.J. Braun, H.M. Pierson, D. Deng [et al] // NASA/CP-2005-213655/V.1, - pp. 181-208.
2. Dzeva, I.YU. Matematicheskoye modelirovaniye raboty beskontaktnogo pal'chikovogo uplotneniya turbomashiny dis. na. soisk. uchen. step. kand. tekhn. nauk. (05.13.18, 01.02.06) / Dzeva Ivan Yur'yevich; Moskovskiy gosudarstvennyy tekhnicheskiy universitet imeni N.E. Baumana. - Moskva, 2015.- 164 s.
3. Steinetz, B.M., Hendricks, R.C., and Munson, J., "Advanced Seal Technology Role in Meeting Next Generation Turbine Engine Goals," NASA TM-1998-206961, April 1998.
4. Marie, H., "A Study of Non-Contacting Passive-Adaptive Turbine Finger Seal Performance, Volume 1," Ph.D Dissertation, University of Akron, Akron, OH, 2005.
5. Savin, L.A. Mekhatronnyye uplotneniya vrashchayushchikhsya mashin / L.A. Savin, R.N. Polyakov, A.I. Panchenko, A.V. Vnukov // Fundamental'nyye problemy tekhniki i tekhnologii. – 2017. - № 6(326). - S. 96-104.
6. Stability Enhancement of High-speed Rotors on Foil Bearings with the Automatic Mode Switch - Procedia Engineering: 2nd International Conference on Industrial Engineering (ICIE-2016). Volume 150, 2016, Pages 271–276. A. Sytin, V. Tyurin, S. Antonov.
7. Savin, L.A. Modelirovaniye rotornykh sistem s podshipnikami zhidkostnogo treniya / L. A. Savin, O. V. Solomin. – Moskva : Mashinostroyeniye-1, 2006. – 444 s.

**Polyakov Roman Nikolayevich**  
FGBOU VO "Orel State University.  
I.S. Turgenev, Orel town  
Cand. tech. Sci., Associate Professor,  
Associate Professor of the  
Department of Mechatronics and  
International Engineering,  
E-mail: romanpolak@mail.ru

**Savin Leonid Alekseevich**  
FGBOU VO "Orel State University.  
I.S. Turgenev, Orel town  
Dr. Tech. Sciences, Professor,  
Head of the Department of  
Mechatronics and International  
Engineering

**Vnukov Alexey Vasilevich**  
FGBOU VO "Orel State University.  
I.S. Turgenev, Orel town  
Student gr. 61-MXm, trainee  
researcher of SEC "Mechatronics and  
international engineering"

## К ВОПРОСУ О РАЗРАБОТКЕ ЗАЩИЩЕННОГО УСТРОЙСТВА УПРАВЛЕНИЯ ГРУППОЙ РОБОТОВ ПОСРЕДСТВОМ БЕСПРОВОДНОГО КАНАЛА СВЯЗИ

**Аннотация.** В настоящее время управление роботами обычно осуществляется оператором (сервером) по беспроводным каналам связи, которые подвержены значительным рискам в сфере информационной безопасности. Поэтому, одной из актуальных научных задач в области специальной робототехники является разработка технологий, обеспечивающих защищенную передачу управляющих команд по беспроводному каналу связи. В данной работе авторами предложено техническое решение, основанное на использовании на сервере программируемого постоянного запоминающего устройства уникальных идентификационных данных, в котором хранится таблица уникальных кодовых последовательностей, присваиваемых каждому роботу. За счет этого обеспечивается управление группой роботов. Защита от перехвата и подмены информации в канале связи осуществляется за счет использования перезаписываемых накопителей хаотических последовательностей, а также использования имитовставки. В результате применения данного подхода повышается имитозащищенность передаваемых команд между управляемым роботом и сервером, затрудняется стороннему наблюдателю выявление проверяемого в данный момент времени робота, осуществляется одновременная индивидуальная проверка требуемого робота на подлинность и наличия всех роботов в радиусе связи.

**Ключевые слова:** беспроводной канал связи, робототехнические комплексы, управление, несанкционированный доступ, имитозащита.

### Введение.

Одной из наиболее динамично развивающихся областей на сегодняшний день является специальная робототехника. Роботы применяются в различных критических областях, в которых использование ручного труда является опасным. К таким областям относятся: ликвидация чрезвычайных происшествий, противодействие терроризму, патрулирование и охрана территорий, участие в боевых действиях и т. д. [1].

Несмотря на то, что решению задачи повышения автономности роботов посвящено достаточно много исследований, однако в настоящее время управление роботом обычно осуществляется оператором (сервером) по проводным и беспроводным каналам связи. Из-за ограниченных возможностей проводных линий беспроводные каналы связи выглядят наиболее привлекательными. Вместе с тем можно утверждать, что беспроводные каналы связи, применяемые в настоящее время в специальной робототехнике, подвержены значительным рискам в сфере информационной безопасности [1, 2]. Поэтому, одной из актуальных научных задач в области специальной робототехники является разработка технологий, обеспечивающих защищенную передачу управляющих команд по беспроводному каналу связи [1, 3-6].

Целью статьи является разработка устройства управления группой роботов с передачей команд по защищенному от несанкционированного доступа беспроводному каналу связи.

### Основная часть.

В настоящее время одним из самых перспективных методов управления группой роботов является централизованный метод управления на основе использования технологии шумоподобных сигналов (ШПС) через беспроводной канал связи посредством оператора (сервера) [4]. Следует заметить, что технологии ШПС находят активное применение для беспроводного управления роботами [6-8]. Однако, многие из существующих технологий на основе ШПС обладают следующими недостатками: малый объем используемых последовательностей, отсутствие возможности периодической смены используемых сигналов [1].

В настоящее время перспективным методом повышения защищенности радиоканала управления роботом является использование детерминированного хаоса [1, 9-10]. На рисунке

1 приведена структурная схема устройства, реализующего способ управления роботом посредством беспроводного канала связи, основанного на накопителях хаотических последовательностей [1].

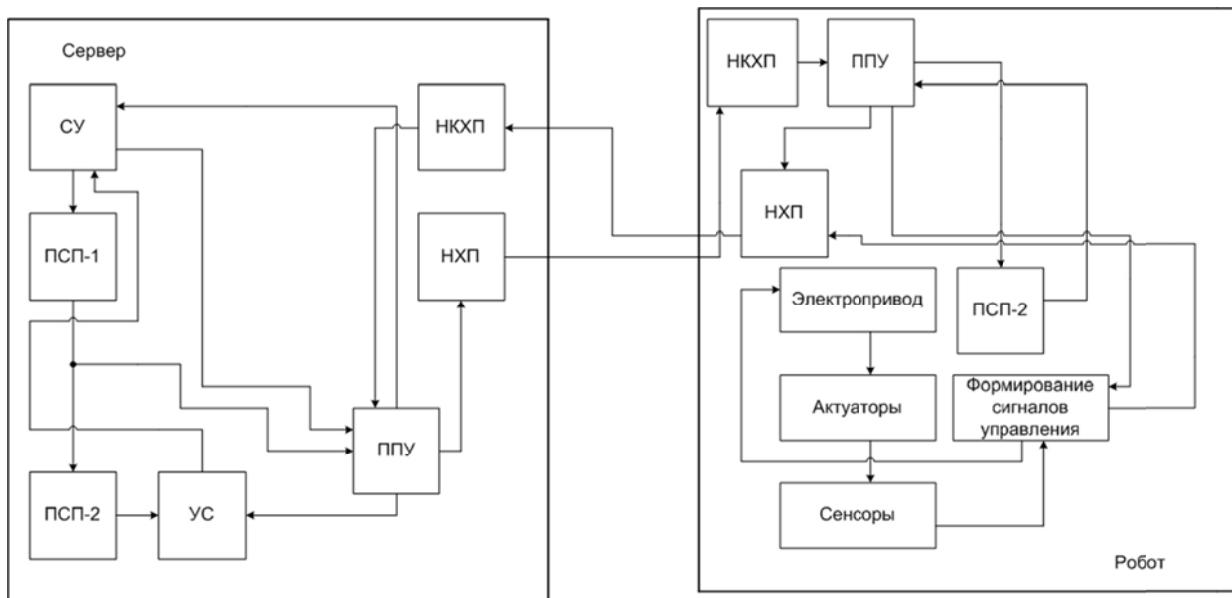


Рисунок 1 – Структурная схема устройства управления роботом

Устройство состоит из сервера, в состав которого входят система управления (СУ), накопитель копий хаотических последовательностей (НКХП), генератор первой псевдослучайной последовательности (ПСП-1), накопитель хаотических последовательностей (НХП), генератор второй псевдослучайной последовательности (ПСП-2), устройство сравнения (УС), приемо-передающее устройство (ППУ) и робота, в состав которого входят НКХП, ППУ, НХП, электропривод, генератор ПСП-2, актуаторы, блок формирования сигналов управления, сенсоры. Сервер и робот имеют одинаковые наборы хаотических последовательностей в перезаписываемых накопителях, что позволяет производить кодирование/декодирование передаваемых сообщений и обеспечивает упрощение обслуживания робота [1].

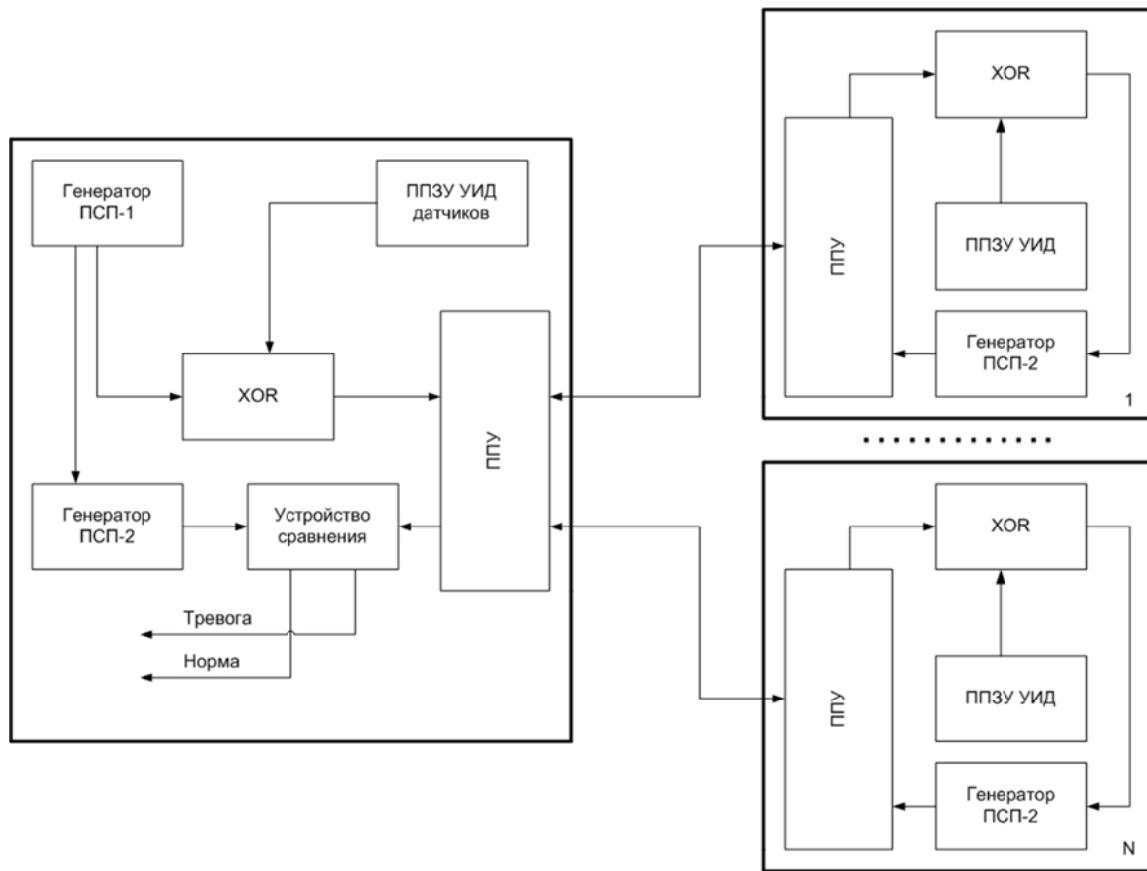
Функционирование осуществляется в проверочном и рабочем режимах [1]. Вначале СУ дает команду генератору ПСП-1 на генерацию значения первой ПСП-1. После этого значение первой ПСП-1 через ППУ поступает в НХП, где перемножается с хаотической последовательностью и, после вхождения в режим синхронизации, отправляется роботу. Робот производит декодирование переданного сообщения с помощью НКХП. После этого, робот вырабатывает свое значение второй ПСП-2 от генератора ПСП-2 с помощью декодированного значения первой ПСП-1 сервера и отправляет его в ППУ. Сформированный пакет, состоящий из значения второй ПСП-2, отправляется в НХП, где перемножается с хаотической последовательностью и отправляется на сервер. На сервере, после вхождения в режим синхронизации, принятое сообщение проходит декодирование с помощью НКХП. Декодированные пакеты поступают в ППУ. ППУ передает в УС значение второй ПСП-2, выработанное роботом. В УС сервера происходит сравнение значений второй ПСП-2 сервера и второй ПСП-2 робота. В случае верного сравнения, СУ переходит в рабочий режим управления роботом. В случае неверного сравнения, выдается сигнал тревоги, сигнализирующий о компрометации проверяемого робота [1].

Рабочий режим управления состоит в следующем. СУ осуществляет управление роботом через ППУ, добавляя в команды управления имитовставку, состоящую из значения первой ПСП-1. При обработке входных команд, робот отделяет от команд управления имитовставку и вычисляет значение второй ПСП-2, которое добавляется в команды, посылаемые роботом обратно на сервер. Сервер, как и при проверочном режиме работы,

периодически проверяет истинность значения второй ПСП-2 робота для предотвращения несанкционированного доступа к командам управления [1].

Данное устройство управления роботом позволяет повысить защищенность радиоканала от встраивания и перехвата информации за счет использования перезаписываемых накопителей хаотических сигналов, в которые потенциально можно записать бесконечное число разнообразных реализаций хаотических сигналов, а также периодически их перезаписывать. Однако, данное устройство не адаптировано для управления группой роботов. Для того, чтобы применить данное устройство к управлению группой роботов предлагается следующая модификация. Так, известен способ сокрытия факта проверки на подлинность охранных датчиков, затрудняющий стороннему наблюдателю выявление проверяемого в данный момент времени датчика (контролируемого объекта), реализованный в патенте РФ № 2595938 от 27.06.2016.

На рисунке 2 приведена структурная схема, реализующая данный способ сокрытия факта проверки на подлинность охранных датчиков. Данная схема включает в себя блок контроля, в состав которого входят генераторы ПСП-1 и ПСП-2, программируемое постоянное запоминающее устройство уникальных идентификационных данных датчиков (ППЗУ УИД), устройство сравнения, блок логической операции XOR, приемно-передающее устройство (ППУ) и N датчиков, состоящих из ППУ, ППЗУ УИД, блока логической операции XOR, генератора ПСП-2 [11].



*Рисунок 2 – Структурная схема, реализующая способ сокрытия факта проверки на подлинность охранных датчиков*

Отличительной чертой данного способа является использование в блоке контроля ППЗУ УИД, в котором хранится таблица уникальных кодовых последовательностей, присваиваемых каждому подключенному датчику (контролируемому объекту). Соответствующая датчику кодовая последовательность так же сохраняется в его ППЗУ УИД. При каждом цикле опроса датчиков генератор ПСП-1 вырабатывает значение первой ПСП-1 и, одновременно с этим, выбирается проверяемый на подлинность датчик из ППЗУ УИД

датчиков, УИД которого складывается в блоке логической операции XOR со значением первой ПСП-1. Полученное значение отправляется на ППУ и через линии связи широковещательным запросом отправляется на все контролируемые объекты. Во всех датчиках производится одинаковая последовательность действий: сначала посланное значение обрабатывается ППУ и далее передается на блок логической операции XOR, в который одновременно с этим приходит УИД датчика, который записан в ППЗУ УИД контролируемого объекта. Истинное значение первой ПСП-1, сформированное генератором ПСП-1, может декодировать лишь тот датчик, чей УИД совпадает с переданным блоком ППЗУ таблицы датчиков в блок логической операции XOR значением УИД. Несмотря на это, все датчики производят декодирование переданного сообщения. Полученное таким образом значение отправляется на генератор ПСП-2, инициализируя его на выработку значения второй ПСП-2, которая передается в ППУ и через линию связи в блок контроля. Одновременно с этим генератор ПСП-1 блока контроля инициализирует генератор ПСП-2 значением первой ПСП-1, которая была отправлена в блок логической операции XOR для отправки в контролируемые объекты. Значение второй ПСП-2 блока контроля, и значение второй ПСП-2 заранее выбранного датчика, функции генерации последовательностей которых являются одинаковыми, проверяются в устройстве сравнения и так как они были инициализированы значением первой ПСП-1 блока контроля, то устройство сравнения должно выдать сигнал «Норма», в противном случае выдается сигнал «Тревога», сигнализирующий о компрометации проверяемого датчика. Кроме того, в блоке контроля подсчитывается количество пришедших откликов от других датчиков и если их меньше или больше количества датчиков в ППЗУ УИД датчиков, то тоже выдается сигнал «Тревога» [11].

Исходя из всего вышесказанного, на рисунке 3 приведена структурная схема защищенного устройства управления группой роботов оператором (сервером) посредством беспроводного канала связи.

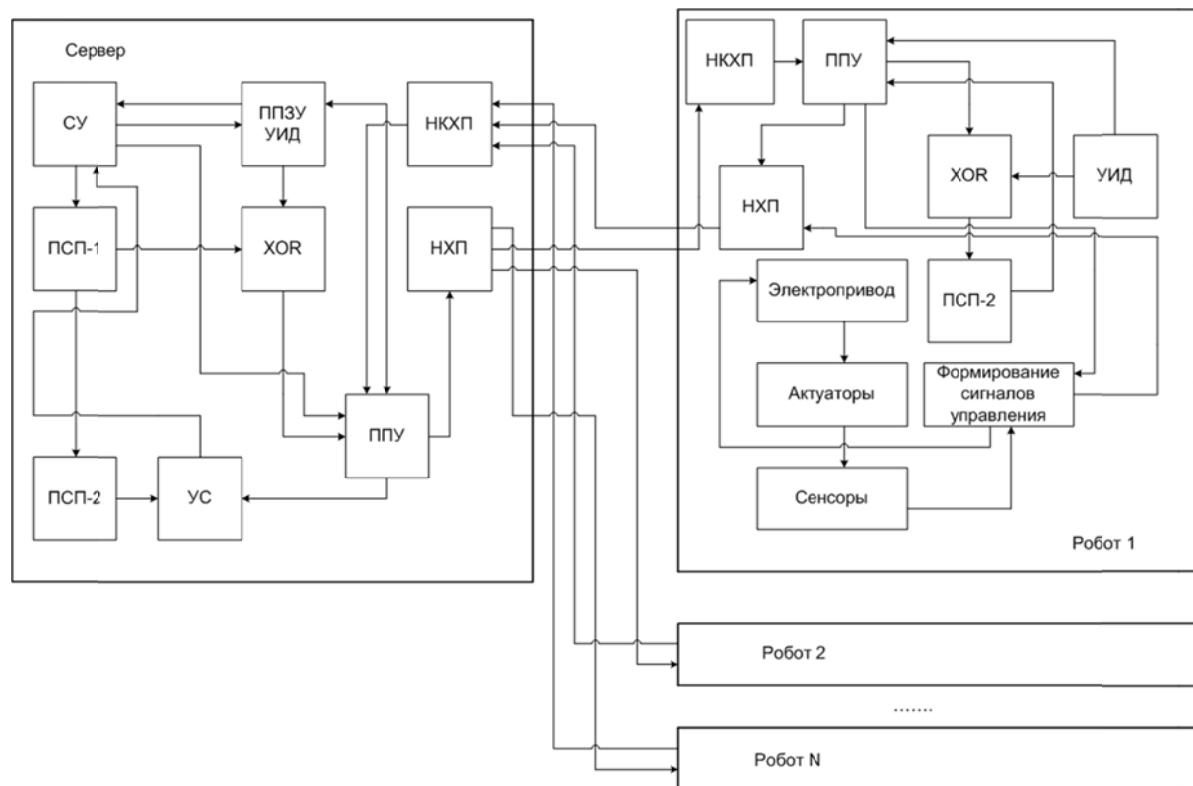


Рисунок 3 – Структурная схема предлагаемого защищенного устройства управления группой роботов

Устройство, изображенное на рисунке 3, состоит из сервера, в состав которого входят система управления (СУ), ППЗУ УИД, НКХП, ПСП-1, блок логической операции XOR,

НХП, ПСП-2, УС, приемо-передающее устройство (ППУ) и N роботов, в состав каждого из которых входят НКХП, ППУ, НХП, блок логической операции XOR, УИД, электропривод, ПСП-2, актуаторы, блок формирования сигналов управления, сенсоры. Сервер и роботы имеют одинаковые наборы хаотических последовательностей в перезаписываемых накопителях, что позволяет производить кодирование/декодирование передаваемых сообщений и обеспечивает упрощение обслуживания роботов.

Функционирование осуществляется в широковещательном и индивидуальном режимах. Вначале СУ дает команду генератору ПСП-1 на генерацию значения первой ПСП-1 и, одновременно с этим, дает команду ППЗУ УИД на выбор из таблицы одного уникального значения, присвоенного каждому роботу. После этого значение первой ПСП-1 и УИД выбранного робота отправляются в блок логической операции XOR, где происходит их сложение. Далее, их сумма через ППУ поступает в НХП, где перемножается с хаотической последовательностью и, после вхождения в режим синхронизации, широковещательным запросом отправляется всем роботам. Истинное значение первой ПСП-1, сформированное генератором ПСП-1, может декодировать лишь тот робот, чей УИД совпадает с переданным блоком ППЗУ таблицы роботов значением УИД. Несмотря на это, все роботы производят декодирование переданного сообщения с помощью НКХП. Далее, декодированный сигнал поступает в блок логической операции XOR, в который одновременно с этим приходит индивидуальное значение УИД каждого робота. Из блока логической операции XOR выходит ПСП. После этого, каждый робот вырабатывают свое значение второй ПСП-2 от генератора ПСП-2 и отправляет его в ППУ. Одновременно с этим, в ППУ приходит значение УИД робота. Сформированный пакет, состоящий из значения второй ПСП-2, УИД отправляется в НХП, где перемножается с хаотической последовательностью и отправляется на сервер. На сервере, после вхождения в режим синхронизации, каждое принятное сообщение проходит декодирование с помощью НКХП. Декодированные пакеты поступают в ППУ. ППУ выполняет следующие действия: подсчитывает количество входящих пакетов, отправляет в ППЗУ УИД уникальные значения роботов, который отмечает их в строке получения и передает в УС значение второй ПСП-2 заранее выбранного робота. Кроме того, после окончания приема всех сообщений, ППУ сравнивает количество пришедших пакетов и количество роботов в ППЗУ УИД. В случае неравенства этих значений, выдается сигнал тревога. В УС сервера происходит сравнения значений второй ПСП-2 сервера и второй ПСП-2 выбранного робота. В случае верного сравнения, СУ переходит в индивидуальный режим управления выбранным роботом. В случае неверного сравнения, выдается сигнал тревоги, сигнализирующий о компрометации проверяемого робота.

Индивидуальный режим управления состоит в следующем. СУ осуществляет управление выбранным роботом через ППУ, добавляя в команды управления имитовставку, состоящую из суммы значения первой ПСП-1 и УИД. При обработке входных команд, робот отделяет от команд управления имитовставку и вычисляет значение второй ПСП-2, которое добавляется в команды, посылаемые роботом обратно на сервер. Сервер, как и при широковещательном режиме работы, периодически проверяет истинность значения второй ПСП-2 робота для предотвращения несанкционированного доступа к командам управления.

### Заключение.

Таким образом, в данной работе авторами разработано защищенное устройство управления группой роботов через беспроводной канал связи. Разработанная технология отличается следующими характеристиками:

- повышенной защищенностью от перехвата и подмены информации в канале связи за счет использования перезаписываемых накопителей хаотических последовательностей;
- повышенной имитозащищенностью передаваемых команд между управляемым роботом и оператором (сервером);
- затруднительностью стороннему наблюдателю выявления проверяемого в данный момент времени робота;
- одновременным осуществлением индивидуальной проверки требуемого робота на подлинность и наличия всех роботов в радиусе связи.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Жук, А.П. К вопросу о разработке защищенного устройства управления робототехническим комплексом посредством беспроводного канала связи / А.П. Жук, А.А. Гавришев, Д.Л. Осипов // Т-Comm: Телекоммуникации и транспорт. – 2016. – Т. 10. № 12. – С. 4-9.
2. Шевырев, А.В. Анализ устойчивого функционирования робототехнических комплексов нового поколения в условиях преднамеренного воздействия сверхкоротких электромагнитных импульсов / А.В. Шевырев, Ю.В. Невзоров, П.Н. Пименов, И.А. Фомина, С.А. Пронин // Известия ЮФУ. Технические науки. – 2016. – № 2(175). – С. 240-251.
3. Петров, В.Ф. Задачи группового управления роботами в робототехническом комплексе пожаротушения / В.Ф. Петров, А.И. Терентьев, С.Б. Симонов, Д.Н. Корольков, В.И. Комченков, А.В. Архипкин // Труды СПИИРАН. – 2016. – Вып. 2(45). – С. 116-129.
4. Иванов, Д.Я. Информационный обмен в больших группах роботов / Д.Я. Иванов // Штучний інтеллект. – 2010. – № 4. – С. 513-521.
5. Корсунский, В.А. Перспективы развития военных мобильных робототехнических комплексов наземного базирования в России / В.А. Корсунский, В.Н. Наумов // Инженерный журнал: наука и инновации. Электронное научно-техническое издание. – 2012. – Вып. 10. – С. 29-37.
6. Сердюк, П.Е. Средства связи с наземными роботизированными системами: современное состояние и перспективы / П.Е. Сердюк, В.И. Слюсар // Электроника: наука, технология, бизнес. – 2014. – № 7(139). – С. 66-79.
7. Есипенко, Е.И. О возможности повышения надёжности и дальности дистанционного управления мобильными робототехническими комплексами в сложной радиопомеховой обстановке / Е.И. Есипенко, А.А. Страхолис, В.Т. Олейников, А.Н. Петренко // Системы управления и информационные технологии. – 2014. – Т. 57. № 3.2. – С. 241-244.
8. Страхолис, А.А. Приём сигналов ВИМ-ШПС в системе дистанционного управления робот-оператор / А.А. Страхолис, В.Т. Олейников, А.Н. Петренко // Фундаментальные проблемы радиоэлектронного приборостроения. – 2013. – Т. 13. № 4. – С. 7-10.
9. Сычев, В.А. Способ централизованного управления группой роботов по общему каналу / В.А. Сычев // Международная научно-техническая конференция, приуроченная к 50-летию МРТИ — БГУИР, (Минск, 18-19 марта 2014 года): материалы конференции: в 2 ч. / [редколлегия: А. А. Кураев и др.]. Минск. – 2014. – Ч. 1. – С. 304-305.
10. Gulyaev, Y.V. Interaction and navigation of robots based on ultrawideband direct chaotic communication / Y.V. Gulyaev, A.S. Dmitriev, V.A. Lazarev, T.I. Mokhisen, M.G. Popov // Journal of Communications Technology and Electronics. – 2016. – V. 61. No. 8. – Pp. 894-900.
11. Жук, А.П. Способ сокрытия факта проверки на подлинность охранных датчиков / А.П. Жук, Д.Л. Осипов, А.А. Гавришев, В.А. Бурмистров // Информационные технологии. Проблемы и решения. – 2015. – № 1-2 (2). – С. 308-311.

**Жук Александр Павлович**  
ФГАОУ ВО «СКФУ», г.  
Ставрополь  
Кандидат технических наук,  
профессор кафедры ОТЗИ  
355009, г. Ставрополь, ул.  
Пушкина, 1  
Тел. 8 (8652) 95-68-08  
E-mail: alekszhuk@mail.ru

**Гавришев Алексей Андреевич**  
ФГАОУ ВО «СКФУ», г.  
Ставрополь  
аспирант кафедры ОТЗИ  
355009, г. Ставрополь, ул.  
Пушкина, 1  
Тел. 8 (8652) 95-68-08  
E-mail: alexxx.2008@inbox.ru

**Осипов Дмитрий Леонидович**  
ФГАОУ ВО «СКФУ», г.  
Ставрополь  
Кандидат технических наук,  
доцент кафедры ПМиКБ  
355009, г. Ставрополь, ул.  
Пушкина, 1  
Тел. 8 (8652) 95-68-08  
E-mail: DmtrOsipov@yandex.ru

A.P. ZHUK, A.A. GAVRISHEV, D.L. OSIPOV

## TO THE QUESTION ABOUT THE DEVELOPMENT OF A SECURE CONTROL DEVICE A GROUP OF ROBOTS THROUGH A WIRELESS COMMUNICATION CHANNEL

**Abstract.** Currently, the robot control is usually performed by the operator (the server) over wireless communication channels, which are subject to significant risks in the sphere of information security. Therefore, one of the urgent scientific problems in the field of special robotics is the development of technologies that provide secure transmission of control commands via the wireless communication channel. In this paper, the authors propose a technical solution based on the use of the server programmable permanent storage device, unique identifying information, which stores a table of unique code sequences assigned to each robot. This ensures a control of group of

*robots. Protection from interception and substitution of the information in the communication channel is carried out through the use of rewritable drives chaotic sequences, and the use of protection against imitation. As a result of applying this approach increases protection against imitation of commands transmitted between the controlled robot and the server, the difficult the casual observer identification check at this point in time the robot is simultaneously individual test required the robot to the authenticity and availability of all robots within range.*

**Keywords:** wireless communication channel, robotic system, control, unauthorized access, protection against imitation.

## BIBLIOGRAPHY

1. Zhuk, A.P. K voprosu o razrabotke zashhishennogo ustrojstva upravlenija robototekhnicheskim kompleksom posredstvom besprovodnogo kanala svjazi / A.P. Zhuk, A.A. Gavrishev, D.L. Osipov // T-Comm: Telekommunikaci i transport. – 2016. – T. 10. № 12. – S. 4-9.
2. Shevyrev, A.V. Analiz ustojchivogo funkcionirovaniya robototekhnicheskikh kompleksov novogo pokolenija v uslovijah prednamerennogo vozdejstvija sverhkorotkih elektromagnitnyh impul'sov / A.V. Shevyrev, Ju.V. Nevzorov, P.N. Pimenov, I.A. Fomina, S.A. Pronin // Izvestija JuFU. Tehnicheskie nauki. – 2016. – № 2(175). – S. 240-251.
3. Petrov, V.F. Zadachi gruppovogo upravlenija robotami v robototekhnicheskem kompleksse pozharotushenija / V.F. Petrov, A.I. Terent'ev, S.B. Simonov, D.N. Korol'kov, V.I. Komchenkov, A.V. Arhipkin // Trudy SPIIRAN. – 2016. – Vyp. 2(45). – S. 116-129.
4. Ivanov, D.Ja. Informacionnyj obmen v bol'shih gruppah robotov / D.Ja. Ivanov // Shtuchnij intellekt. – 2010. – № 4. – S. 513-521.
5. Korsunskij, V.A. Perspektivy razvitiya voennyh mobil'nyh robototekhnicheskikh kompleksov nazemnogo bazirovaniya v Rossii / V.A. Korsunskij, V.N. Naumov // Inzhenernyj zhurnal: nauka i innovacii. Jelektronnoe nauchno-tehnicheskoe izdanie. – 2012. – Vyp. 10. – C. 29-37.
6. Serdjuk, P.E. Sredstva svjazi s nazemnymi robotizirovannymi sistemami: sovremennoe sostojanie i perspektivy / P.E. Serdjuk, V.I. Sljusar // Jelektronika: nauka, tehnologija, biznes. – 2014. – № 7(139). – C. 66-79.
7. Esipenko, E.I. O vozmozhnosti povyshenija nadjozhnosti i dal'nosti distacionnogo upravlenija mobil'nymi robototekhnicheskimi kompleksami v slozhnoj radiopomehovoj obstanovke / E.I. Esipenko, A.A. Straholis, V.T. Olejnikov, A.N. Petrenko // Sistemy upravlenija i informacionnye tehnologii. – 2014. – T. 57. № 3.2. – S. 241-244.
8. Straholis, A.A. Prijom signalov VIM-ShPS v sisteme distacionnogo upravlenija robot-operator / A.A. Straholis, V.T. Olejnikov, A.N. Petrenko // Fundamental'nye problemy radioelektronnogo priborostroenija. – 2013. – T. 13. № 4. – S. 7-10.
9. Sychev, V.A. Sposob centralizovannogo upravlenija gruppoy robotov po obshhemu kanalu / V.A. Sychev // Mezhdunarodnaja nauchno-tehnicheskaja konferencija, priurochennaja k 50-letiju MRTI — BGUIR, (Minsk, 18-19 marta 2014 goda): materialy konferencii: v 2 ch. / [redkollegija: A. A. Kuraev i dr.]. Minsk. – 2014. – Ch. 1. – S. 304-305.
10. Gulyaev, Y.V. Interaction and navigation of robots based on ultrawideband direct chaotic communication / Y.V. Gulyaev, A.S. Dmitriev, V.A. Lazarev, T.I. Mokhseni, M.G. Popov // Journal of Communications Technology and Electronics. – 2016. – V. 61. No. 8. – Pp. 894-900.
11. Zhuk, A.P. Sposob sokrytiya fakta proverki na podlinnost' ohrannyyh datchikov / A.P. Zhuk, D.L. Osipov, A.A. Gavrishev, V.A. Burmistrov // Informacionnye tehnologii. Problemy i reshenija. – 2015. – № 1-2 (2). – S. 308-311.

**Zhuk Aleksandr Pavlovich**

NCFU, Stavropol  
Ph.D., professor  
355009, Stavropol, Pushkin Street, 1  
Ph.: +7(8652) 95-68-08  
E-mail: alekszhuk@mail.ru

**Gavrishev Aleksej Andreevich**

NCFU, Stavropol  
Ph.D. Student  
355009, Stavropol, Pushkin Street, 1  
Ph.: +7(8652) 95-68-08  
E-mail: alexxx.2008@inbox.ru

**Osipov Dmitrij Leonidovich**

NCFU, Stavropol  
Ph.D. Student  
355009, Stavropol, Pushkin Street, 1  
Ph.: +7(8652) 95-68-08  
E-mail: DmtrOsipov@yandex.ru

УДК 621.865.8

А.Ю. АЛЕЙНИКОВ, А.Н. АФОНИН

## ИССЛЕДОВАНИЕ ПОВЕДЕНИЯ ЗМЕЕПОДОБНОГО РОБОТА ДЛЯ ИНСПЕКЦИИ ТРУБОПРОВОДОВ В УСЛОВИЯХ ОТКАЗА ЗВЕНЬЕВ

**Аннотация.** Змееподобные роботы являются одними из перспективных устройств для инспекции трубопроводов. Однако, большинство из существующих змееподобных роботов не способны реализовать компенсаторное поведение при повреждениях. В случае выполнения диагностической задачи непосредственно в трубе под землей это может привести к необходимости проведения дорогостоящих мероприятий по эвакуации застрявшего устройства. В результате проведенных работ разработаны алгоритмы компенсации возможных поломок звеньев, реализующиеся после сравнения реальных углов поворота звена с теоретическими. Полученные результаты будут использованы при проектировании змееподобного диагностического устройства с возможностью безотказной работы в аварийном режиме в результате получения повреждений звеньев.

**Ключевые слова:** змееподобный робот, надежность, отказ, диагностика трубопроводов.

### Введение.

Змееподобные роботы являются одними из перспективных устройств для инспекции трубопроводов. Наличие у них большого числа степеней свободы дает им возможность передвигаться самим и перемещать различное диагностическое оборудование в практических любых направлениях, в том числе и вертикальном, непосредственно в трубопроводе. Значительное количество степеней свободы предполагает наличие соответствующего количества исполнительных узлов – сервоприводов и электронных модулей их обслуживающих, что может сказаться на надежности и работоспособности всего устройства в целом из-за потенциальной возможности возникновения отказов в отдельных звеньях или в их наборе. И если пресмыкающиеся могут относительно быстро адаптироваться к полученным травмам и выработать приемлемую тактику для продолжения движения, то большинство из существующих змееподобных роботов не способны реализовать компенсаторное поведение при повреждениях. В случае выполнения диагностической задачи непосредственно в трубе под землей это может привести к необходимости проведения дорогостоящих мероприятий по эвакуации застрявшего устройства [1-3].

В настоящее время учеными ведутся работы по обеспечению работоспособности автономных роботов в условиях повреждений [4]. Однако экстремальным ситуациям подобного рода у змееподобных роботов не уделено должного внимания.

### Основная часть.

Проанализируем основные потенциальные повреждения, причины их возникновения и их влияние на работу змееподобного диагностического робота, а также способы их обнаружения.

В качестве натурной модели для проведения исследований использован модернизированный вариант макета подобного устройства, выполненный при поддержке ИЦ Бирюч. [5-7]. Механическая конструкция макета имеет 11 одинаковых звеньев с двумя перпендикулярно закрепленными сервоприводами в каждом, голову и хвост. Распределенная система управления робота включает 4 низкоуровневые ведомые микроконтроллерные платы управления сервоприводами, распределенные вдоль тела робота и соединенные с управляющей платой посредством интерфейса RS485, а также одну высокоуровневую плату Raspberry PI с предустановленной операционной системой Raspbian. Модернизация заключалась в подаче на ведомые платы управления напряжения с датчиков углов поворота каждого сервопривода (сопротивления) с целью идентификации текущего значения угла поворота каждого звена, а также введение в электронные схемы схемотехнического решения по измерению токового потребления каждого сервопривода.



*Рисунок 1 - Змееподобный диагностический робот*

При обеспечении волнообразного движения, механические и электронные элементы сервоприводов могут испытывать значительные силовые и токовые перегрузки. Это обусловлено тем, что при определенных условиях на одни или небольшую группу сервоприводов может быть потенциально нагружена значительная часть массы всего змееподобного робота. В результате, может быть повреждена электронная мостовая схема управления направлением движения двигателя сервомотора (-ов), и (или) механическая система передачи крутящего момента (редуктор). Потеря управления в данном случае может характеризоваться двумя принципиально отличными состояниями звеньев – звено блокируется (заклинивается) в одном из положений либо просто свободно болтается. Если в первом случае изменить угол поворота звена как правило не представляется возможным, то во втором случае его изменить угол поворота звена можно посредством внешнего усилия, например, за счет рабочих сервоприводов других звеньев. В последнем случае степень нагруженности звена, то есть значение момента внешней силы, необходимой для поворота звена, определяется непосредственно характером и расположением повреждения в цепи зубчатых колес редуктора сервопривода. [8, 9]

К аналогичным последствиям могут приводить так называемые ударные воздействия, когда во время установки углового положения звена, управляемого сервоприводом, оно резко наталкивается на препятствие.

В большинстве реализаций змееподобных роботов ведомые управляющие контроллеры соединены в сеть. При этом, как токоведущие проводники, отвечающие за питание сервоприводов, так и отвечающие за информационный обмен подвержены влиянию механических воздействий, создаваемых изгибающимися звеньями, что может привести к физическим обрывам проводников, и как следствие отключению и потерей управления над целыми подсистемами звеньев.

Работа змееподобного трубопроводного диагностического робота может осуществляться в условиях наличия посторонних предметов, которые могут создавать помехи движению подвижных частей звеньев после попадания в них. В отличие от предыдущих видов отказов, данный является потенциально обратимым, однако, может также привести к последствиям, описанным выше.

С целью выявления повреждений звеньев одновременно с подачей команд на осуществление изменения угла поворота выполняется контроль результатов их отработки непосредственно сервоприводами, а также их токовое потребление.

Теоретически задаваемое положение звеньев змееподобного робота может быть найдено с использованием подхода, применяемого при работе с многозвездными манипуляторами робототехнических систем – представление Денавита-Хартенберга [10]. С его помощью могут быть получены математические соотношения, связывающие

поступательные и вращательные движения соседних звеньев кинематической цепи. Суть метода состоит в представлении положения системы координат каждого последующего звена относительно предыдущего посредством однородной матрицы преобразования с размерностью  $4 \times 4$ . Таким образом, при помощи матричных вычислений появляется возможность получить координаты заданной точки в координатной системе любого звена.

Рассматриваемый робот состоит преимущественно из вращательных сочленений, имеющих всего одну степень свободы, в каждом из которых силовой привод возбуждает движение, приводящее к угловому перемещению одного звена относительно предыдущего, и соответственно к изменению присоединительного угла.

Пусть  $i = 1, 2, \dots, m$  – индекс системы координат вращательного сочленения и номер звена, с которым она связана. В соответствии с правилами формирования системы координат, ось  $Z_i$  направим вдоль оси  $-i$ -го сочленения. Ось  $X_i$  поставим в направлении кратчайшего расстояния между системами координат соседних сочленений, а также перпендикулярно оси  $X_i$ . Ось  $Y_i$  направим таким образом, чтобы она дополннила оси  $X_i$  и  $Z_i$  до правой декартовой системы координат.

Угол между соседними звеньями (угол соединения), который является переменной величиной, обозначим как  $\theta$ . В терминах рассматриваемого подхода, он является таким углом, на который необходимо вращать ось  $X_{i-1}$  системы координат предыдущего звена вокруг оси  $Z_{i-1}$ , чтобы сделать ее сонаправленной с осью  $X_i$ .

Исходя из того, что в рассматриваемом устройстве отсутствуют звенья с поступательным движением, параметрами, являющимися характеристиками сочленений (присоединенными параметрами) являются расстояние  $d_i$  (смещение по оси  $Z$  между соседними системами координат), линейное смещение  $a_i$  (смещение по оси  $X$  между соседними системами координат), и угловое смещение  $b_i$  (угол, на который необходимо повернуть ось  $Z_{i-1}$  вокруг оси  $X_i$ , чтобы сделать ее сонаправленной с аналогичной осью  $Z_i$  (следующей за ней системе координат)).

На рисунке 2 приведен фрагмент 3D модели конструкции змееподобного робота со сформированными системами координат Денавита-Хартенберга.

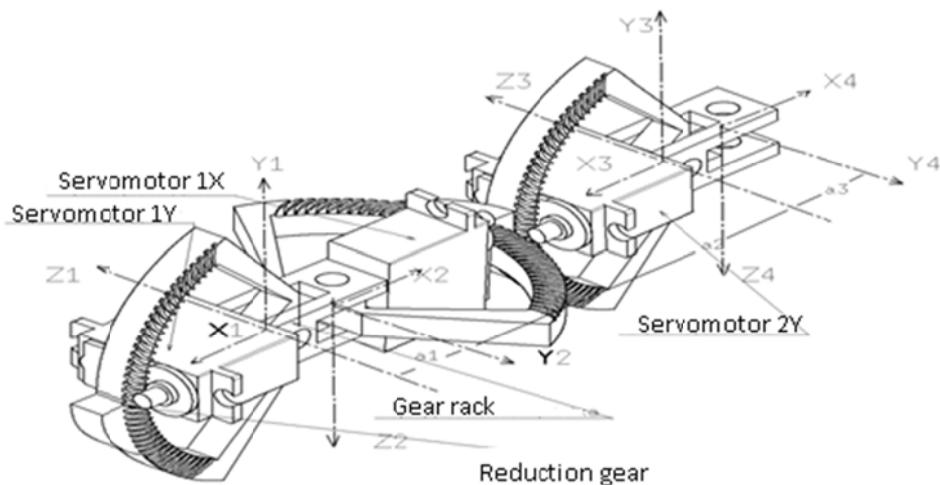


Рисунок 2 – 3D модель змееподобного робота

На их основе произведем построение однородных матриц преобразования, которые связывают правосторонние  $i$  и  $i-1$  системы координат. Таким образом, появляется возможность координаты любой точки, например, определяющей расположение центра масс  $-i$ -го звена, заданные в  $i$ -й системе координат преобразовать в координаты этой же точки относительно  $i-1$  системы координат.

Для получения матрицы преобразования  $A_2^1$ , связывающую 1 и 2 системы координат необходимо выполнить следующие операции:

- поворот на угол  $\theta_{1xy}$  вокруг оси  $Z_1$ , чтобы оси  $X_1$  и  $X_2$  стали параллельными;
- поворот вокруг оси  $Y_1$  на 180 градусов, чтобы оси  $X_1$  и  $X_2$  стали сонаправленными;
- сдвиг вдоль оси  $X_1$  на расстояние  $a_1$  чтобы совместить начала координат;
- поворот вокруг оси  $X_1$  на угол скручивания  $b$ , равный 90 градусов.

Для получения матрицы преобразования  $A_3^2$ , связывающую 2 и 3 системы координат необходимо выполнить следующие операции:

- поворот на угол  $\theta_{1xz}$  вокруг оси  $Z_2$ , чтобы оси  $X_2$  и  $X_3$  стали параллельными;
- сдвиг вдоль оси  $Y_2$  на 180 градусов, чтобы оси  $X_2$  и  $X_3$  стали сонаправленными;
- поворот вокруг оси  $X_2$  на угол скручивания  $b$ , равный 90 градусов, чтобы оси  $Z_2$  и  $Z_3$  стали параллельными и сонаправленными;
- сдвиг на расстояние  $a_2$  вдоль оси  $X_2$  чтобы совместить начала координат.

Каждая из данных операций может быть описана при помощи однородной матрицы элементарного поворота-сдвига, а произведение матриц даст однородную матрицу для смежных систем координат.

Выражение для матрицы преобразования  $A_2^1$  имеет вид:

$$A_2^1 = T_{Z,\theta_{1xy}} T_{Y,180} T_{X,a_1} T_{X,b}. \quad (1)$$

Выражение для матрицы преобразования  $A_3^2$  имеет вид:

$$A_3^2 = T_{Z,\theta_{1xz}} T_{Y,180} T_{X,b} T_{X,a_2}. \quad (2)$$

Не трудно заметить, что для всех остальных элементов змееподобного устройства матрицы преобразования рассчитываются аналогичным образом.

И тогда, результирующая матрица преобразования между системами координат головной части и хвостовой  $A_{24}^1$  будет иметь вид:

$$A_{24}^1 = A_2^1 A_3^2 A_4^3 A_5^4 A_6^5 A_7^6 A_8^7 A_9^8 A_{10}^9 A_{11}^{10} A_{12}^{11} A_{13}^{12} A_{14}^{13} A_{15}^{14} A_{16}^{15} A_{17}^{16} A_{18}^{17} A_{19}^{18} A_{20}^{19} A_{21}^{22} A_{23}^{22} A_{24}^{23} \quad (3)$$

Одной из отличительных особенностей рассматриваемого устройства от многозвенного манипулятора является то, что он не имеет неподвижной (закрепленной) системы координат, что и позволяет ему перемещаться.

Упрощенное двумерное схематическое изображение кинематики змееподобного устройства (показаны звенья и сочленения, отвечающие за перемещение только по плоскости XY) приведено на рисунке 3.

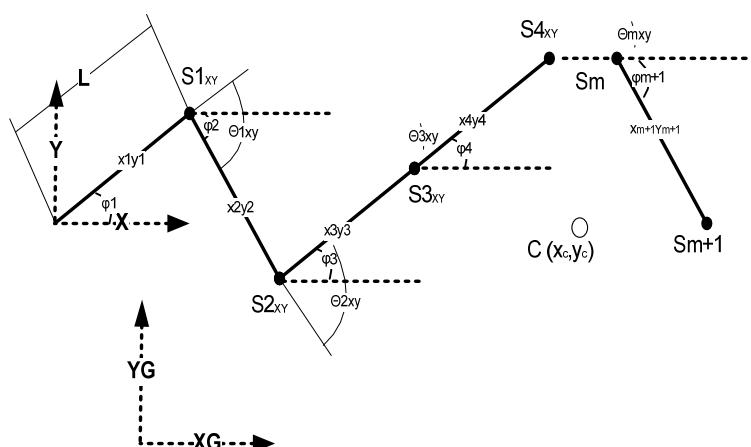


Рисунок 3 - Упрощенное планарное схематическое изображение кинематики змееподобного робота

Анализировать движение змееподобного робота удобно посредством центра масс. Центры масс отдельных звеньев расположенные в точках с координатами  $x_1y_1 \dots x_{m+1}y_{m+1}$  (в глобальной системе координат). Центр масс всего планарного устройства в глобальной системе координат представлен в точке  $C(x_c, y_c)$ . Однако фактически, центр масс расположен в трехмерном пространстве и имеет еще и координату  $Z$ . Определение местонахождения центра масс также имеет важное значение с точки зрения синтеза новых видов перемещений и компенсации эффектов, возникающих при повреждении какого-либо сервопривода или сервоприводов, когда к задаче управления движением добавляется задача коррекции направления движения.

Углы поворота сочленений посредством встроенных сервоприводов (для плоскости  $XY$ ) описываются переменной  $\theta_{XY}$ . Углы поворота сочленений посредством встроенных сервоприводов (для плоскости  $XZ$ ) описываются переменной  $\theta_{XZ}$ . (не показаны на рисунке 2) Углы поворота звеньев в глобальной системе координат описываются переменной  $\varphi$ .  $L$ -длина звена.

Неисправное звено (звенья) может быть найдено посредством сравнения результатов вычислений углов с измеренными посредством обработки данных с внутреннего датчика угла поворота сервопривода. Отсутствие какого-либо изменения реального значения может свидетельствовать о заклинивании звена, тогда как бесконтрольное изменение в процессе реализации змеиного передвижения (болтание), не соответствующее результатам расчета – о выходе из строя какого-либо элемента в связке внутренняя схема управления сервоприводом-двигатель постоянного тока- ведущий вал-шестерни редуктора – робот крепления выходного звена сервопривода к звену робота. О пропаже напряжения питания на сервопривод можно судить по нулевому значению напряжения на выходе внутреннего датчика угла поворота сервопривода.

Чрезмерно высокое токовое потребление сервопривода также может свидетельствовать о заклинивании, и может привести к преждевременной разрядке аккумуляторных батарей.

Независимо от вида отказов из числа рассмотренных, необходимо обесточивание сервопривода поврежденного звена. Если не были реализованы специальные схемотехнические решения, то это может быть выполнено посредством отключения подачи ШИМ сигнала по каналу управления.

В результате экспериментальных исследований было показано, что для выполнения передвижения поврежденного змееподобного диагностического робота необходимо минимизировать влияние дефектного звена на общую работоспособность и перераспределить его функции на рабочие звенья.

Одним из элементов общего решения для обоих видов повреждений (болтание и заклинивание), может быть виртуальное увеличение длины звена в окрестности повреждения. Для случая одного повреждения, формула для расчета углов поворота звеньев для реализации змеиного изгиба на основе [8, 11] представлена далее:

$$\varphi_i(t) = 2 \arcsin(\omega_s t + ([\text{если } i = i_{\text{повр}}, \text{то } i = i + 1] - 1) \beta) + \gamma \quad (4)$$

где  $\varphi_i(t)$  – угол поворота  $i$ -го звена,

$\omega_s$  – угловая скорость,

$\alpha, \beta, \gamma$  – параметры формы змеиного изгиба,

$\alpha$  – степень волнистости,

$b$  – количество периодов в единице длины,

$c$  – коэффициент смещения,

$i_{\text{повр}}$  – индекс поврежденного звена.

В данном случае количество звеньев фактически уменьшается на единицу и должно учитываться в расчетах. Однако дальнейшее компенсаторное поведение уже зависит от вида повреждения.

Для случая болтания, дальнейшим решением должна быть выработка компенсаторного поведения, когда в задачу остальных звеньев будет входить задача выравнивания, исходя из текущего угла поворота болтающего звена, который можно измерить внутренним датчиком угла.

При прямолинейном движении в зависимости от расположения дефекта, заклинивание может приводить к тому, что с одной стороны уменьшается количество звеньев, работающих на движение “вперед”; появляются работающие звенья, которые “тянут змею в бок”, а также противодействуют передвижению змеи “вперед” своей площадью, находящуюся поперек направлению движения. Таким образом, для данной ситуации необходимо единожды произвести выравнивание тела змеи за счет рабочих звеньев посредством внесения соответствующей дельты в углы поворота  $\phi_i(t)$ , и дальнейшем ее учитывать при расчетах  $\phi_i(t)$ .

### Заключение.

Предлагаемое компенсаторное поведение змееподобного робота в случае поломки его звеньев позволит существенно повысить надежность змееподобного диагностического робота и снизить опасность его застревания в трубах. Полученные результаты будут использованы при проектировании змееподобного диагностического устройства с возможностью безотказной работы в аварийном режиме в результате получения повреждений звеньев.

*Исследование выполнено при финансовой поддержке РФФИ в рамках гранта № 16-38-00612.*

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Haiming, Q. Tracing and localization system for pipeline robot / Q. Haiming, Z. Xiaohua, C. Hongjun, Ye. Jinrui // Mechatronics, 19. – 2009. – PP. 76–84.
2. Иванов, А.А. Экспериментальное исследование змеевидного робота «Змеелок – 3» / А.А. Иванов, О.А. Шмаков, Д.А. Демидов // Научно-технические ведомости СПбГТУ. – 2013. – Вып. 1. – С. 132-138.
3. Яцун, А.С. Экспериментальное исследование движения трехзвенного робота по шероховатой поверхности / А.С. Яцун // Известия ЮЗГУ. – 2012. – № 1. – С. 24-29.
4. Antoine, C. Robots that can adapt like natural animals / C. Antoine, J. Clune, J.-B. Moure // Nature. – 2015. – Vol. 521. – PP. 503–507.
5. Алейников, А.Ю. Моделирование механики мобильного робота для инспекции трубопроводов / А.Ю. Алейников, А.Н. Афонин, А.Р. Гладышев, М.А. Ситникова // Фундаментальные и прикладные проблемы техники и технологий. – 2016. – №6(320). – С. 18-22.
6. Алейников, А.Ю. Реализация конструкции автономного мобильного змееподобного робота / А.Ю. Алейников, А.Н. Афонин, А.Р. Гладышев, А.Д. Новосельцев // Труды международной научно-технической конференции «ЭКСТРЕМАЛЬНАЯ РОБОТОТЕХНИКА». СПб. – 2015 – С. 250-253.
7. Aleynikov, A.U. Modeling of Serpentine Device Mechanics for Pipeline Inspection [Text] / A.U. Aleynikov, A.N. Afonin, M.A. Sitnikova, A.R. Gladishev, A.V. Popova // Journal of Engineering and Applied Sciences. – 2017. – Vol. 12, Issue 4. – PP. 1009-1012.
8. Conkur, E. Path planning algorithm for snake-like robots / E. Conkur // Journal of information technology and control. – 2008. – Vol. 37, № 2
9. Будько, И.А. Задачи механики змееподобных роботов / И.А. Будько, А.Н. Волков, И.Б. Челпанов // Научно-технические ведомости СПбГПУ, серия «Наука и образование». – 2011. – № 3(130). – С. 91-97.
10. Шахинпур, М. Курс робототехники / М. Шахинпур. – М.:Мир, 1990. – 527 с.
11. Hirose, S. Biologically Inspired Robots (Snake-like Locomotor and Manipulator) / S. Hirose. – Oxford University Press, 1987.

**Алейников Андрей Юрьевич**

ФГБОУ ВО «Белгородский государственный национальный исследовательский университет»  
старший преподаватель кафедры материаловедения и нанотехнологий  
308015, г. Белгород, ул. Победы, 85  
Тел. : (4722) 30-18-28  
E-mail: aleinikov@bsu.edu.ru

**Афонин Андрей Николаевич**

ФГБОУ ВО «Белгородский государственный национальный исследовательский университет»  
Доктор технических наук, доцент, профессор кафедры материаловедения и нанотехнологий  
308015, г. Белгород, ул. Победы, 85  
Тел. : (4722) 30-18-28  
E-mail: afonin@bsu.edu.ru

A.YU. ALEINIKOV, A.N. AFOLIN

## INVESTIGATION OF CONDUCT SNAKE-LIKE ROBOTS FOR INSPECTION OF PIPELINES IN THE FAILURE OF LINKS

**Abstract.** *Snake-like robots are one of the promising devices for pipeline inspection. However, most of the existing snake-like robots are not able to implement compensatory damage behavior. If a diagnostic task is performed directly in a pipe under the ground, this can lead to the need for expensive measures to evacuate the jammed device. As a result of the work carried out, algorithms for compensating possible breakdowns of links were developed, realizing after comparing the actual rotation angles of the link with the theoretical ones. The results obtained will be used in the design of the snake-like diagnostic device with the possibility of trouble-free operation in emergency mode as a result of damage to the links.*

**Keywords:** *snake-like robot, reliability, failure, diagnostics of pipelines.*

### BIBLIOGRAPHY

1. Haiming, Q. Tracing and localization system for pipeline robot / Q. Haiming, Z. Xiaohua, C. Hongjun, Ye. Jinrui // Mechatronics, 19. – 2009. – PP. 76–84.
2. Ivanov, A.A. EHksperimentalnoe issledovanie zmeevidnogo robota «Zmeelok – 3» / A.A. Ivanov, O.A. SHmakov, D.A. Demidov // Nauchno-tehnicheskie vedomosti SPbGTU. – 2013. – Vyp. 1. – S. 132-138.
3. YAcun, A.S. i dr. EHksperimentalnoe issledovanie dvizheniya trekhzvennogo robota po sherofovatoj poverhnosti / A.S. YAcun // Izvestiya YUZGU. – 2012. – № 1. – S. 24-29.
4. Antoine, C. Robots that can adapt like natural animals / C. Antoine, J. Clune, J.-B. Moure // Nature. – 2015. – Vol. 521. – PP. 503–507.
5. Alejnikov, A.YU. Modelirovaniye mekhaniki mobilnogo robota dlya inspekcii truboprovodov / A.YU. Alejnikov, A.N. Afonin, A.R. Gladyshev, M.A. Sitnikova // Fundamentalnye i prikladnye problemy tekhniki i tekhnologii. – 2016. – № 6(320). – S. 18-22.
6. Alejnikov, A.YU. Realizaciya konstrukcii avtonomnogo mobilnogo zmeepodobnogo robota / A.YU. Alejnikov, A.N. Afonin, A.R. Gladyshev, A.D. Novoselcev // Trudy mezhdunarodnoj nauchno-tehnicheskoy konferencii «EHKSTREMALNAYA ROBOTOTEKHNIKA». SPb. – 2015 – S. 250-253.
7. Aleynikov, A.U. Modeling of Serpentine Device Mechanics for Pipeline Inspection / A.U. Aleynikov, A.N. Afonin, M.A. Sitnikova, A.R. Gladishev, A.V. Popova // Journal of Engineering and Applied Sciences. – 2017. – Vol. 12, Issue 4. – PP. 1009-1012.
8. Conkur, E. Path planning algorithm for snake-like robots / E. Conkur // Journal of information technology and control. – 2008. – Vol. 37, №.2
9. Budko, I.A. Zadachi mekhaniki zmeepodobnyh robotov / I.A. Budko, A.N. Volkov, I.B. CHelpanov // Nauchno-tehnicheskie vedomosti SPbGPU, seriya «Nauka i obrazovanie». – 2011. – № 3(130). – S. 91-97.
10. SHahinpur, M. Kurs robototekhniki / M. SHahinpur. – M.:Mir, 1990. – 527 s.
11. Hirose, S. Biologically Inspired Robots (Snake-like Locomotor and Manipulator) / S. Hirose. – Oxford University Press, 1987.

#### Aleinikov Andrey Yurievich

Federal State Autonomous Educational Institution of Higher Education «Belgorod National Research University»  
Without a degree, senior lecturer of the Department of Materials Science and Nanotechnology  
308015, Belgorod, str. Pobedy, 85  
Tel.: +7(4722) 30-18-28  
E-mail: aleinikov@bsu.edu.ru

#### Afonin Andrei Nikolaevich

Federal State Autonomous Educational Institution of Higher Education «Belgorod National Research University»  
Doctor of Technical Sciences, Associate Professor,  
Professor of the Department of Materials Science and Nanotechnology  
308015, Belgorod, str. Pobedy, 85  
Tel.: +7(4722) 30-18-28  
E-mail: afonin@bsu.edu.ru

## ЭНЕРГОЭФФЕКТИВНЫЕ ПРИВОДЫ МЕХАТРОННЫХ ЗАГРУЗОЧНЫХ УСТРОЙСТВ АВТОМАТИЗИРОВАННЫХ СБОРОЧНЫХ СИСТЕМ

**Аннотация.** В статье приведены результаты исследований динамических характеристик энергоэффективных приводов загрузочных устройств автоматизированных сборочных систем, включающих циклоидальные механизмы с рекуперацией энергии, на основе математического моделирования с учетом упругих свойств привода и экспериментальных исследований.

**Ключевые слова:** автоматизированные сборочные системы, загрузочные устройства, рекуперативный привод, динамика, математическое моделирование.

### Введение.

Эффективность работы автоматизированных сборочных систем во многом определяется быстродействием загрузочного оборудования, предназначенного для подачи ориентированных деталей непосредственно в зону выполнения технологической сборочной операции. К ним относятся: питатели: револьверные, шиберные, грейферные, комбинированные, манипуляторы [1]. Способы увеличения быстродействия манипуляторов в автоматизированных сборочных производствах изложены в [2-5]. Оптимальную конструкцию привода загрузочного оборудования выбирают с учетом обеспечения в первую очередь выполнения операции загрузки-выгрузки или межоперационного транспортирования сборочных деталей за минимально возможное время, что определяет повышенные требования к приводам с точки зрения динамики реализуемых законов движения. В первую очередь законы движения должны обеспечивать плавность движения подающего устройства, отсутствие скачков скорости и ускорения, приводящих к ударам и значительным возрастаниям усилий, действующих на механизмы, а, следовательно, быстрому износу и потере точности позиционирования. В работах [6-8] для уменьшения динамических нагрузок в загрузочных устройствах циклового типа при одновременном уменьшении энергозатрат приводного двигателя предлагается использовать принцип рекуперации энергии с использованием пружинных аккумуляторов линейного и нелинейного типов. Компенсация диссипативных потерь в пружинном аккумуляторе осуществляется с помощью электро- или пневмодвигателей, что требует для обеспечения высокого быстродействия повышенной мощности электродвигателей и дополнительных редукторов с большим врачающим моментом. Использование пневматического привода для подзарядки колебательной системы имеет ограничения на его быстроходность, поскольку линейные скорости стандартных пневмоцилиндров обычно не превышают 2 м/с. Поэтому повышение быстродействия приводов загрузочных устройств с рекуперацией энергии для автоматизированных сборочных производств с малой длительностью технологического цикла является актуальной и важной задачей.

### Основная часть.

Традиционно привод загрузочного устройства с колебательным движением исполнительного звена выполняют по известной схеме (рисунок **Ошибка! Источник ссылки не найден.**, а). Мощность приводного двигателя 1 выбирают исходя из инерционных характеристик подвижных масс 2 и требуемого быстродействия. В подобных устройствах в крайних положениях звена устанавливают регулируемые упоры 3, оснащенные демпфирующими устройствами 4. Вся энергия, которую получила система от приводного двигателя на всем ходе движения, рассеивается демпфирующими устройствами уже на относительно малом участке перемещения. И чем выше быстродействие загрузочного устройства, тем мощнее должны быть демпферы и больше ускорения элементов системы.

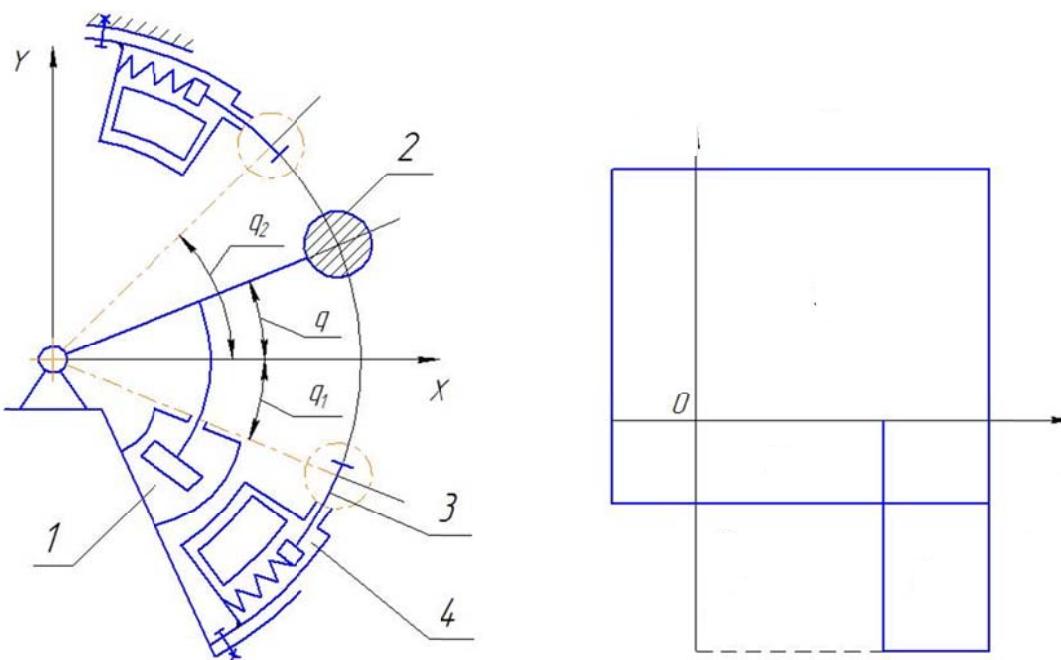


Рисунок 1 – Схема привода загрузочного устройства с колебательным движением исполнительного звена (а) и циклограмма работы системы (б)

Движение такого устройства описывается уравнением

$$mR^2\ddot{q} = M_{\text{дв}} + M_{\text{дем}}(\dot{q}) + M_{\text{тр}}, \quad (1)$$

где  $m$  – масса подвижного звена;

$R$  – радиус расположения массы;

$\dot{q}, \ddot{q}$  – первая и вторая производные от обобщенной координаты  $q$ ;

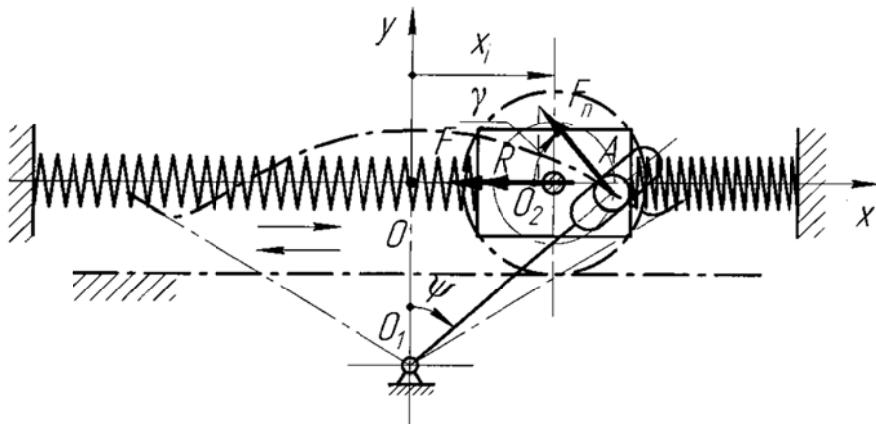
$M_{\text{дв}}, M_{\text{дем}}, M_{\text{тр}}$  – моменты двигателя, демпфера и трения в передачах и опорах.

Циклограмма работы устройства и график изменения моментов  $M_{\text{дв}}$  и  $M_{\text{тр}}$  показан на рисунке **Ошибка! Источник ссылки не найден.**, б. Анализ движений загрузочного устройства показывает, что работа двигателя равна работе моментов сил трения и демпфирования, т. е. на полном цикле движения справедливо  $S_1 = S_2 + S_3$ . Таким образом, увеличение быстродействия за счет повышения  $M_{\text{дв}}$  значительно быстрее вызывает увеличение требуемого момента  $M_{\text{дем}}$ , вследствие того, что он действует на существенно меньшем участке перемещения.

При этом в соответствие с уравнением (1) возрастают и ускорения, а, следовательно, и нагрузки в системе на участке торможения. Но главным здесь является то, что повышать быстродействие загрузочного устройства за счет увеличения мощности приводного двигателя можно лишь до определенного, довольно низкого предела, так как всегда необходимо учитывать массогабаритные показатели привода и пределы потребляемой мощности. Следовательно, критерий максимума быстродействия загрузочного устройства за счет увеличения мощности привода без учета дополнительных ограничений, приводит к выбору двигателя с бесконечно большой мощностью, что, естественно, не имеет практического смысла.

Одним из наиболее эффективных способов повышения быстродействия автоматических загрузочных устройств с возвратно-поступательным или колебательным движением исполнительного звена предлагается в качестве движителя использовать пружины растяжения-сжатия, реализуя тем самым принцип рекуперации энергии, а кинематическую связь привода с рабочим органом осуществить с помощью циклоидального зубчатого механизма [9, 10]. Расчетная схема привода загрузочного устройства с рекуперацией энергии с использованием циклоидального зубчатого механизма приведена на

рисунке 2.



**Рисунок 2 – Расчетная схема привода загрузочного устройства с колебательным движением исполнительного звена на основе циклоидального зубчатого механизма**

Уравнение движения ведомого звена рассматриваемого механизма имеет вид

$$I_{\text{пп}} \ddot{\psi} = M_{\text{дв}} + M_c(\dot{\psi}) + M_{\text{тр}}, \quad (2)$$

где  $I_{\text{пр}}$  – приведенный момент инерции ведомых масс,

$M_{\text{дв}}$  – движущий момент;

$M_c$  – момент сил сопротивления, пропорционален скорости.

Движущий момент, создаваемый пружинным приводом

$$M_{\text{JB}} = Fr_k = -cxr_k,$$

где  $F$  – движущая сила,

$r_k$  – радиус зубчатого колеса;

$c$  – суммарная жесткость пружин,

$x$  – деформация пружины.

Пружины имеют одинаковую жесткость  $c$ , причем жесткость каждой пружины будет  $c/2$ .

Дифференциальное уравнение движения ведущего звена с учетом действующих сил: движущей силы  $F$ , силы сопротивления  $R$  и возмущающей силы  $P = F_n \cos \gamma$  будет иметь вид

$$m\ddot{x} = -cx - \alpha\dot{x} + F_n \cos\gamma, \quad (3)$$

где  $m$  – приведенная масса,

$x$  – обобщенная координата;

$\dot{x}$ ,  $\ddot{x}$  – первая и вторая производные от обобщенной координаты,

$\alpha$  – коэффициент пропорциональности.

$\alpha$  – коэффициент пропорциональности;  
 $F_n$  – сила нормального давления на стенку паза ведомого звена:  $F_n = M_2 \Sigma$   
 суммарный вращающий момент на валу ведомого звена:

$l_k = O_1 A$  – расстояние от центра вращения ведомого звена до центра цевки:

$\gamma$  – угол между направлением силы  $F_n$  и осью размещения пружин.

Формула для  $l_k$  в безразмерном виде имеет вид [4]

$$l_k / r_k = \sqrt{p^2 + 2p(\lambda_2 \cos \varphi + \varphi \sin \varphi) + (\varphi^2 + \lambda_2^2)},$$

$$\text{где } \rho = d/r_k; \lambda_2 = [\rho(\pi + \arccos \rho)]/\sqrt{1 - \rho^2};$$

$d$  – расстояние от центра  $A$  до центра  $O_2$  зубчатого колеса;

$\phi$  – угол, определяющий положение цевки в процессе поворота зубчатого колеса.

Разделив обе части уравнения (3) на  $m$  и введя обозначения:  $c/m = k^2$ ;  $a/m = 2n$ ;  $F_n \cos \gamma / m = \Omega$ , после преобразований получим следующее дифференциальное уравнение движения ведущего звена

$$\ddot{x} + 2n\dot{x} + k^2 x = \Omega \quad (4)$$

Общее решение однородного уравнения (4), а именно, его левой части имеет следующий вид

$$x = e^{-nt} (C_1 \cos \sqrt{k^2 - n^2} t + C_2 \sin \sqrt{k^2 - n^2} t),$$

где  $C_1$  и  $C_2$  – постоянные интегрирования.

При циклоидальном законе движения ведомого звена точка  $A$  центра цевки описывает укороченную циклоиду (рисунок 2) с координатами:

$$x/r = \varphi + \sin \varphi; \quad y/r = \lambda_2 + \rho \cos \varphi. \quad (5)$$

Условие безударной работы механизма определяется уравнениями [4]:

$$\left. \begin{aligned} \dot{y}/\dot{x} &= -\rho \sin \varphi / (1 + \rho \cos \varphi) = \operatorname{ctg} \psi_0; \\ \ddot{y}/\ddot{x} &= \operatorname{ctg} \varphi = \operatorname{ctg} \psi_0, \end{aligned} \right\} \quad (6)$$

где  $\dot{x}, \ddot{x}, \dot{y}, \ddot{y}$  – соответственно первая и вторая производные по углу  $\varphi$  от координат  $x$  и  $y$ :

$$\dot{x} = r(1 + \rho \cos \varphi); \quad \ddot{x} = \dot{y} = -r\rho \sin \varphi; \quad \ddot{y} = -r\rho \cos \varphi; \quad \psi_0 = \psi_{\Sigma} / 2.$$

Из второго уравнения (6) найдем значения аргумента, соответствующие точкам перегиба  $\varphi_{\text{пп1,2}}$  циклоиды:  $\varphi_{\text{пп1,2}} = \psi_0 + \pi$ .

Для определения закона движения ведущего звена с учетом упругих свойств пружин растяжения-скатия частное решение неоднородного уравнения (4) будем искать в следующем виде

$$x = D \sin(pt + \xi). \quad (7)$$

Можно подобрать такие постоянные  $D$  и  $\xi$ , при которых выражение (7) будет удовлетворять уравнению (4).

Найдем производные от координаты  $x$  по времени  $t$ :

$$\dot{x} = dx/dt = Dp \cos(pt + \xi); \quad \ddot{x} = d^2x/dt^2 = -Dp^2 \sin(pt + \xi) \quad (8)$$

Подставим в уравнение (4) выражения для  $\dot{x}, \ddot{x}$

$$-Dp^2 \sin(pt + \xi) + 2nDp \cos(pt + \xi) + k^2 D \sin(pt + \xi) = \Omega. \quad (9)$$

Из уравнения (9) можно найти выражения для постоянных  $D$  и  $\xi$ :

$$D = \frac{\Omega}{\sqrt{(k^2 - p^2)^2 + 4n^2 p^2}}; \quad \xi = \operatorname{arctg} \frac{2np}{k^2 - p^2}.$$

Тогда общее выражение для обобщенной координаты  $x$  ведущей каретки получим в виде

$$x = e^{-nt} (C_1 \cos \sqrt{k^2 - n^2} t + C_2 \sin \sqrt{k^2 - n^2} t) + \frac{\Omega \sin(pt + \xi)}{\sqrt{(k^2 - p^2)^2 + 4n^2 p^2}}, \quad (10)$$

Выражения для скорости  $\dot{x}$  и ускорения  $\ddot{x}$  ведущего звена можно получить соответствующим дифференцированием (10). Однако это приводит к сложным и громоздким выражениям. Для этого более удобно применять методы моделирования. Решение дифференциальных уравнений осуществлялось с помощью системы моделирования динамических систем *Simulink* [11].

Закон движения ведомого звена циклоидального механизма при равномерном движении ведущего зубчатого колеса ( $\omega_1 = \text{const}$ ) характеризуется следующими зависимостями [4]:

$$\left. \begin{aligned} \omega_i &= \frac{d\psi}{d\phi} = \frac{\dot{x}y - x\dot{y}}{x^2 + y^2}; \\ \varepsilon_i &= \frac{d^2\psi}{d\phi^2} = \frac{(\ddot{x}y - x\ddot{y}) - 2\omega_i(x\dot{x} + y\dot{y})}{x^2 + y^2}; \\ j_i &= \frac{d^3\psi}{d\phi^3} = \frac{\ddot{x}y + \ddot{x}\dot{y} - \ddot{y}x - \ddot{y}\dot{x} - 4\varepsilon_i(\dot{x}^2 + \dot{y}^2 + x\ddot{x} - y\ddot{y})}{x^2 + y^2} \end{aligned} \right\},$$

где  $\ddot{x} = -r\dot{\phi} \cos \phi$ ;  $\ddot{y} = r\dot{\phi} \sin \phi$ ;

$x$  и  $y$  определяют по формулам (5);

$\omega_i$ ,  $\varepsilon_i$ ,  $j_i$  – инварианты подобия угловой скорости, углового ускорения и пульса соответственно.

Переход от инвариантов подобия к действительным значениям угловой скорости  $\omega$ , углового ускорения  $\varepsilon$  и пульса  $j$  ведомого звена при  $\omega_1 = \text{const}$  осуществляется по формулам:

$$\omega = \omega_i \cdot \omega_1; \quad \varepsilon = \varepsilon_i \cdot \omega_1^2; \quad j = j_i \cdot \omega_1^3$$

где  $\omega_1 = \dot{\phi} = v_1 / r$  – угловая скорость зубчатого колеса с цевкой;

$v_1$  – линейная скорость каретки.

При  $\omega_1 \neq \text{const}$  выражения для  $\omega$ ,  $\varepsilon$  и  $j$  будут иметь вид:

$$\omega = \omega_i \cdot \dot{\phi}; \quad \varepsilon = \varepsilon_i \cdot \dot{\phi}^2 + \omega_i \cdot \ddot{\phi}; \quad j = j_i \cdot \dot{\phi}^3 + 3\varepsilon_i \cdot \dot{\phi} \ddot{\phi} + \omega_i \cdot \ddot{\phi},$$

где  $\dot{\phi}$ ,  $\ddot{\phi}$ ,  $\dddot{\phi}$  – соответственно первая, вторая и третья производные по обобщенной координате  $\phi$  угла поворота ведущего зубчатого колеса.

Характер изменения кривых  $\omega_i$ ,  $\varepsilon_i$  и  $j_i$  для некоторых значений угла поворота исполнительного звена загрузочных устройств  $\psi_\Sigma = 45^\circ, 60^\circ, 90^\circ$  и  $120^\circ$  с циклоидальными механизмами показан на рисунке 3.

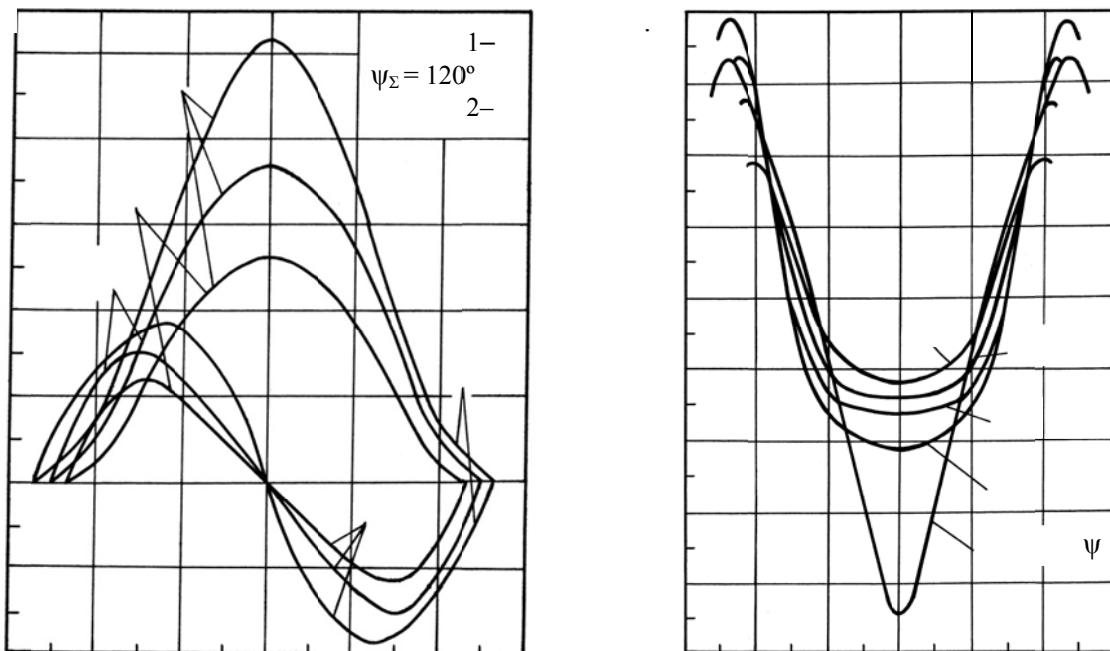


Рисунок 3 – Графики инвариантов подобия угловой скорости  $\omega$ , ускорения  $\varepsilon_i$  (а) и пульса  $j_i$  (б) исполнительного звена загрузочного устройства

Для проверки точности моделирования динамики загрузочного устройства с рекуперацией энергии были проведены экспериментальные исследования. Общий вид и кинематическая схема испытательного устройства приведена на рисунке 4.

Загрузочное устройство содержит привод 1 с пружинами растяжения-сжатия равной жесткости, на штоке которого закреплено зубчатое колесо 2 с диском 3 и цевкой 4, зубчатую рейку 5 и ведомую кулису 6 с радиальным пазом, жестко связанную с колонной 7 загрузочного устройства. На колонне закреплено исполнительное звено 8.

Фиксация загрузочного устройства осуществляется одним из двух способов: кинематически с поджатием колонны с помощью кронштейна 11 к жестким регулируемым упорам 12 и 13, либо шариковым фиксатором 9, входящим в паз сухаря 10 на колонне 7.

Экспериментальные исследования проводились в лабораторных условиях с применением стандартной аппаратуры ВИ6-6ТН для преобразования и записи параметров. В процессе экспериментальных исследований определялись исходные данные, необходимые для моделирования динамики загрузочного устройства, изучались динамические параметры поворота и точность позиционирования для оценки технических характеристик устройства с учетом изменения нагрузки и времени поворота при заданной жесткости пружин.

Места установки датчиков Д1 – Д7 для записи регистрируемых параметров и их обозначения показаны на рисунке 4, б.

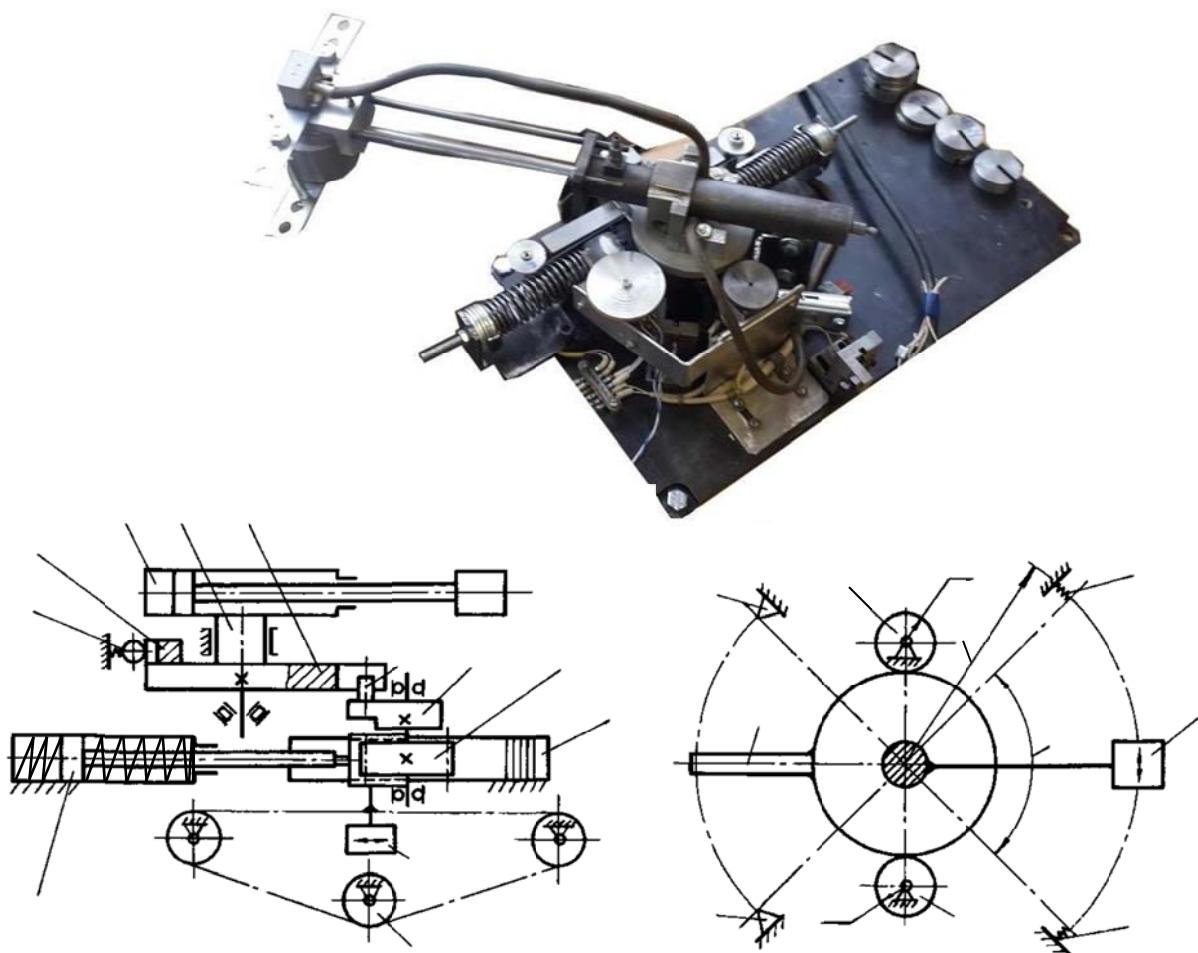


Рисунок 4 – Общий вид (а) и кинематическая схема экспериментальной установки (б):

1 – рекуперативный привод; 2 – зубчатое колесо; 3 – диск; 4 – цевка;  
5 – рейка; 6 – кулиса; 7 – поворотная платформа; 8 – исполнительное звено;  
9, 10 – фиксирующее устройство; 11 – рычаг; 12, 13 – регулируемые упоры;  
Д1-Д7 – датчики для измерения динамических параметров

Сигналы с датчиков измерения угла поворота Д1, датчиков скоростей Д2 и Д3 регистрировались с помощью цифрового осциллографа EZ DS-1250C; с датчиков ускорений Д4 и Д5 – испытательной аппаратурой ВИ6-6ТН и осциллографом EZ DS-1250C. Датчики Д6 и Д7, построенные на основе тензометрического чувствительного элемента, работали

совместно с тензоусилителем. Первичная обработка регистрируемых параметров и построение соответствующих графиков осуществлялась с помощью программного обеспечения *LabVIEW* и известных математико-статистических методов.

На рисунке 5 приведена типовая осциллограмма динамических параметров загрузочного устройства с рекуперацией энергии.

Цикл поворота устройства имеет ярко выраженные участки разгона, торможения и успокоения колебаний. Первый этап – разгон, характеризуется плавным нарастанием угловой скорости  $\omega_{\max}$  от 0 до  $10,5\text{c}^{-1}$  и положительным максимальным значением углового ускорения  $\varepsilon_{\max}^{(p)} = 72\text{c}^{-2}$ . Второй этап – плавное торможение движущихся масс, при этом угловая скорость колонны убывает до нуля, а максимальное угловое ускорение торможения  $|\varepsilon_{\max}^{(t)}| = 50\text{c}^{-2}$  имеет отрицательное значение. Картинка ведущего звена доходит до упора и фиксируется с конечной скоростью, о чем свидетельствует характер изменения кривых скорости  $v$  и ускорения  $a$  (рисунок 5, а). В крайней точке позиционирования, соответствующей времени движения каретки  $t = 0,18$  с, происходит останов загрузочного устройства. Вследствие упругости ведомого звена наблюдаются быстро затухающие колебания с незначительной амплитудой. Конец времени успокоения колебаний  $t_{\text{ усп}}$  определяется уровнем колебаний, равным половине допускаемой погрешности повторяемости при угловом позиционировании. Рассмотренная выше осциллограмма получена при  $\psi_{\Sigma} = 1,57$  рад,  $I_n = 0,025 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$ ,  $H = 0,09$  м,  $m_{\text{гр}} = 0,15$  кг,  $c_1 = c_2 = 0,3$  Н/мм,  $\Delta l = 0,1$  мм.

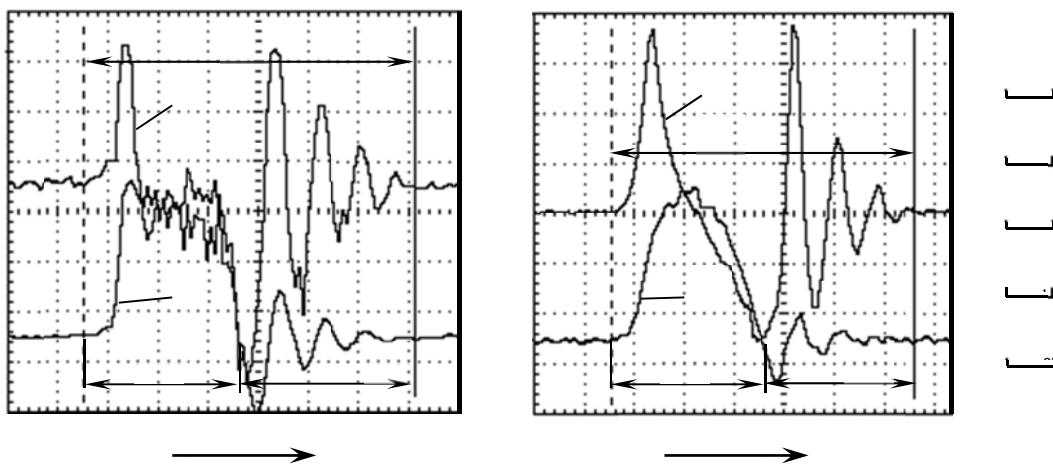


Рисунок 5 – Осциллограммы динамических параметров загрузочного устройства с рекуперацией энергии:  
а – ведущее звено; б – ведомое звено

Для сравнительного анализа динамики загрузочных устройств воспользуемся критериями качества, нашедшими применение в практике экспериментальных исследований машин-автоматов [12]. В таблице 1 приведены данные обработки осциллограммы, показанной на рисунке 5. Там же приведены результаты экспериментов при изменении массы перемещаемых заготовок  $m_{\text{заг}} = 0,2; 0,45; 0,7$  кг. Общее время углового позиционирования  $T_{\text{п}}$ , время поворота  $t_{\text{пов}}$ , средние угловые скорости  $\omega_{\text{ср0}} = \psi_{\Sigma} / t_{\text{пов}}$  и  $\omega_{\text{ср}} = \psi_{\Sigma} / T_{\text{п}}$ , коэффициент потерь времени на успокоение колебаний в точке позиционирования исполнительного звена  $\eta_{\text{ усп}} = t_{\text{ усп}} / T_{\text{п}}$  определяли по методике, разработанной в Институте машиноведения им. А.А. Благонравова РАН.

Во второй части таблицы 1 приведены простые и комплексные показатели, рассчитанные по результатам экспериментов. К простым показателям относятся: коэффициенты заполнения тахограмм  $O_{\omega}$  и  $O_{\omega 1}$ :

$$O_{\omega} = \omega_{\text{ср}} / \omega_{\max}; \quad O_{\omega 1} = \omega_{\text{ср}} / \omega_{\text{ср0}};$$

коэффициент, характеризующий отношение максимальных угловых ускорений при разгоне и торможении  $O_\varepsilon$

$$O_\varepsilon = \varepsilon_{\max}^{(т)} / \varepsilon_{\max}^{(р)}.$$

коэффициенты динамичности  $K_{\text{д}}$  и  $K_{\text{д}}^*$ :

$$K_{\text{д}} = \varepsilon_{\max}^{(р)} / \omega_{\text{ср}0}^2; \quad K_{\text{д}}^* = \varepsilon_{\max}^{(т)} / \omega_{\text{ср}0}^2;$$

коэффициенты быстроходности  $K_0$  и  $K$  и их безразмерные аналоги  $K_0 / K_6$ ,  $K / K_6$ :

$$K_0 = \omega_{\text{ср}0} \cdot \sqrt[3]{I_{\text{п}}}; \quad K = \omega_{\text{ср}} \cdot \sqrt[3]{I_{\text{п}}}.$$

где  $K_6 = 2,14$  – базовое значение коэффициента быстроходности при переходе к безразмерным величинам [12].

Таблица 1 – Комплексные показатели качества загрузочного устройства с рекуперацией энергии при изменении массы перемещаемых заготовок

| $m$ , кг | $t_p$ , с  | $t_T$ , с      | $t_{\text{ усп}}$ , с | $t_{\text{ пов}}$ , с | $T_{\text{п}}$ , с | $\eta_{\text{ усп}}$ | $\omega_{\text{ср}0}$ , с <sup>-1</sup> | $\omega_{\text{ср}}$ , с <sup>-1</sup> | $\omega_{\max}$ , с <sup>-1</sup> | $\varepsilon_{\max}^{(р)}$ , с <sup>-2</sup> | $\varepsilon_{\max}^{(т)}$ , с <sup>-2</sup> |
|----------|------------|----------------|-----------------------|-----------------------|--------------------|----------------------|---|--|-----------------------------------|--|--|
| $m$ , кг | $O_\omega$ | $O_{\omega 1}$ | $O_\varepsilon$       | $K_{\text{д}}$        | $K_{\text{д}}^*$   | $K_0 / K_6$          | $K / K_6$                               | $A_\omega / A_{\omega 6}$              | $A_{\text{д}} / A_{\text{д}6}$    | $A_{\text{кд}} \times 10^3$                  |  |
| 0        | 0,08       | 0,08           | 0,17                  | 0,16                  | 0,33               | 0,51                 | 9,81                                    | 4,76                                   | 36,0                              | 656  | 529  |
| 0,2      | 0,15       | 0,14           | 0,31                  | 0,29                  | 0,60               | 0,52                 | 5,41                                    | 2,62                                   | 19,6                              | 303  | 210  |
| 0,45     | 0,16       | 0,17           | 0,38                  | 0,33                  | 0,71               | 0,54                 | 4,76                                    | 2,21                                   | 17,1                              | 202  | 128  |
| 0,70     | 0,18       | 0,21           | 0,37                  | 0,39                  | 0,76               | 0,52                 | 3,92                                    | 2,04                                   | 13,5                              | 124  | 73   |
| $m$ , кг | $O_\omega$ | $O_{\omega 1}$ | $O_\varepsilon$       | $K_{\text{д}}$        | $K_{\text{д}}^*$   | $K_0 / K_6$          | $K / K_6$                               | $A_\omega / A_{\omega 6}$              | $A_{\text{д}} / A_{\text{д}6}$    | $A_{\text{кд}} \times 10^3$                  |  |
| 0        | 0,13       | 0,48           | 0,81                  | 6,82                  | 5,50               | 1,34                 | 0,65                                    | 0,19                                   | 554                               | 1,03   |  |
| 0,2      | 0,13       | 0,47           | 0,69                  | 10,3                  | 7,17               | 0,74                 | 0,36                                    | 0,10                                   | 512                               | 1,17   |  |
| 0,45     | 0,13       | 0,46           | 0,63                  | 8,9                   | 5,65               | 0,65                 | 0,30                                    | 0,09                                   | 469                               | 1,23   |  |
| 0,70     | 0,15       | 0,52           | 0,59                  | 8,1                   | 4,75               | 0,53                 | 0,28                                    | 0,08                                   | 395                               | 1,40   |  |

Комплексные показатели, характеризующие зависимость быстроходности механизмов от точности углового позиционирования  $\Delta\psi$  (угловые секунды), угла поворота  $\psi_\Sigma$  (радиан) и момента инерции  $I_{\text{п}}$  (кг·м<sup>2</sup>) перемещаемых заготовок:

$$A_{\text{д}} = K_{\text{д}} \Delta\psi (K_0)^{1/3}; \quad A_{\text{кд}} = (A_\omega)^{1/3} / A_{\text{д}}; \quad A_\omega = K (\psi_\Sigma)^{-1/2} (\Delta\psi)^{-1/4}.$$

Группа интегральных показателей  $A_{\text{д}}$ ,  $A_\omega$ ,  $A_{\text{кд}}$  (или их безразмерные аналоги  $A_\omega / A_{\omega 6}$ ,  $A_{\text{д}} / A_{\text{д}6}$ , где  $A_{\omega 6} = 2,14$ ;  $A_{\text{д}6} = 1,27$  – масштабы измерений) наиболее полно характеризует динамику исполнительных механизмов загрузочных устройств сборочных машин-автоматов и мехатронных систем.

Кроме известных величин в верхней части таблицы использовались следующие обозначения:  $m$  – масса перемещаемого груза;  $\omega_{\max}$ ,  $\varepsilon_{\max}^{(p)}$ ,  $\varepsilon_{\max}^{(т)}$  – максимальные угловая скорость; угловые ускорения исполнительного звена соответственно при разгоне и торможении.

Из анализа таблицы видно, что с увеличением массы перемещаемых заготовок время разгона и торможения увеличивается. Общее время позиционирования  $T_{\text{п}}$  увеличивается от 0,33 до 0,76 с. С увеличением времени торможения снижается отношение значения ускорения  $\varepsilon_{\max}^{(т)}$  к значению ускорения разгона  $\varepsilon_{\max}^{(p)}$ . Средняя угловая скорость  $\omega_{\text{ср}}$  с увеличением массы заготовок уменьшается в 2,27 раза за счет общего снижения динамичности привода. На осциллограмме общее время поворота  $T_{\text{п}} = 0,33$  с; при этом потери времени на успокоение колебаний в конце поворота руки  $t_{\text{ усп}} = 0,17$  с, что составляет приблизительно 51% от общего времени  $T_{\text{п}}$ . При этом средняя угловая скорость равна  $\omega_{\text{ср}} = 4,76 \text{ с}^{-1}$ . Без учета этих потерь средняя угловая скорость  $\omega_{\text{ср}0}$  устройства будет равна  $\omega_{\text{ср}0} = 9,81 \text{ с}^{-1}$ .

Следует отметить, что полученное среднее значение  $\omega_{ср} = 4,76 \text{ с}^{-1}$  для рекуперативных приводов с циклоидальными механизмами не является предельным. Средняя угловая скорость  $\omega_{ср}$  определяется требуемым быстродействием загрузочного устройства и циклом работы автоматического сборочного оборудования. Для проводимого эксперимента требуемое быстродействие задавалось временем  $T_{п} \approx 0,5 \text{ с}$ .

Анализ результатов динамических испытаний показал, что загрузочное устройство с рекуперацией энергии характеризуется относительно высокой средней угловой скоростью  $\omega_{ср0} = 9,81 \text{ с}^{-1}$ , низкими значениями коэффициентов динамичности  $K_d = 6,82 \dots 10,3$ ;

$K_d^* = 4,75 \dots 7,17$  и коэффициента  $O_e = 0,59 \dots 0,81$ . Исследуемый механизм имеет относительно высокую быстроходность:  $K / K_b = 0,28 \dots 0,65$ ;  $K_0 / K_b = 0,53 \dots 1,34$  и, соответственно, значения комплексного критерия  $A_{\omega} / A_{\omega б} = 0,08 \dots 0,19$ . Диапазон полученных значений параметра  $A_d / A_{dб} = 395 \dots 554$  свидетельствует о средних режимах работы механизма.

### Заключение.

1. Результаты моделирования и экспериментального исследования динамики рекуперативного загрузочного устройства с циклоидальным механизмом, подтвердили его высокое быстродействие и благоприятные динамические характеристики.

2. Продолжительность успокоения колебаний ведомой массы в точке позиционирования зависит от упругих свойств пружин растяжения-сжатия, частоты и коэффициента демпфирования собственных колебаний системы.

3. Загрузочные устройства с рекуперацией энергии могут быть применены в гибких производственных сборочных системах мелких деталей, характеризующихся малой длительностью цикла (менее 1 с), в качестве поворотных столов, кантователей, приводов ориентирующих устройств и т. д., что дает возможность увеличить производительность в 2...2,5 раза по сравнению с традиционными схемами приводов.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Козырев, Ю.Г. Промышленная робототехника, мехатроника и проблемы автоматизации сборочных операций / Ю.Г. Козырев // Сборка в машиностроении и приборостроении. – 2006. – № 2. – С. 16-24.
2. Безъязычный, В.Ф. Сравнительная оценка кинематических характеристик механизмов вспомогательного оборудования автоматизированного сборочного производства / В.Ф. Безъязычный, И.В. Надеждин // Сборка в машиностроении и приборостроении. – 2007. – № 5. – С. 3-13.
3. Безъязычный, В.Ф. Повышение производительности автоматизированной сборки за счет увеличения быстродействия транспортно-загрузочного оборудования / В.Ф. Безъязычный, И.В. Надеждин // Сборка в машиностроении и приборостроении. – 2007. – № 4. – С. 6 – 11.
4. Надеждин, И.В. Высокодинамичные механизмы вспомогательных операций автоматизированных сборочных производств / И.В. Надеждин. – М.: Машиностроение, 2008. – 270 с.
5. Надеждин, И.В. Исполнительные механизмы цикловых машин-автоматов и мехатронных систем / И.В. Надеждин. – Изд.: LAP LAMBERT Academic Publishing, Deutschland, 2015. – 280 с.
6. Жавнер, В.Л. Рекуперативные приводы для цикловых перемещений / В.Л. Жавнер, О.Н. Мацко, М.В. Жавнер. – Изд.: Saarbrucken, Deutschland: Palmarium Academic Publishing, 2014. – 100 с.
7. Кореняев, А.И. Теоретические основы робототехники В 2 кн.; отв. Ред. Каплунов С.М. / А.И. Кореняев, Б.Л. Саламандра, Л.И. Тывес. – М., 2006. – 383+376 с.
8. Тывес, Л.И. Механизмы робототехники: Концепция связей в кинематике, динамике и планировании движений / Л.И. Тывес. – М.: ЛЕНАРД, 2014. – 208 с.
9. Надеждин, И.В., Молчанов А.А. Поворотное устройство. Патент 144750 Российской Федерации, Бюл. № 24, 2014. – 3 с.
10. Пат. 2304242 Российской Федерации. МПК F16H27/06. Поворотное устройство / Надеждин И.В. заявл. 10.01.2006; опубл. 10.08.2007.
11. Дэбни, Дж. Б. Simulink® 4. Секреты мастерства / Дж. Б. Дэбни, Т.Л. Харман; пер. с англ. М. Л. Симонов. – М.: БИНОМ. Лаборатория знаний, 2003. – 403 с.
12. Нахапетян, Е.Г. Диагностирование оборудования гибкого автоматизированного производства / Е.Г. Нахапетян. – М.: Наука. 1985. – 225 с.

**Надеждин Игорь Валентинович**

Рыбинский государственный  
авиационный технический  
университет имени П.А. Соловьева,  
г. Рыбинск, ул. Пушкина, 53  
доктор технических наук, заведующий кафедрой  
«Прикладная механика»  
тел. 8-4855-222-136  
E-mail: nadezhdin@rsatu.ru

**Молчанов Александр Алексеевич**

ООО «Завод дорожных машин»  
ведущий инженер-конструктор  
г. Рыбинск, ул. Пилоставная, 12  
Раб. тел. (4855) 59-54-53  
моб. +7 (915) 977-08-63  
E-mail: molchanov.aleksander@gmail.com

I.V. NADEZHDIN, A.A. MOLCHANOV

## ENERGY-EFFICIENT MECHATRONIC DRIVES LOADING DEVICE FOR AUTOMATED ASSEMBLY SYSTEMS

**Abstract.** The results of dynamic characteristics of energy-efficient loading devices with regenerative spring engine of the automation assembly systems is provided in article on the basis of computer simulation and experimental investigation taking into account elastic properties of the spring drive and executive links.

**Keywords:** assembling, automation, loading cycloidal devices, regenerative spring engine, dynamic models, mathematical modeling, productivity.

### BIBLIOGRAPHY

1. Kozyrev, YU.G. Promyshlennaya robototekhnika, mekhatronika i problemy avtomatizacii sborochnyh operacij / YU.G. Kozyrev // Sborka v mashinostroenii i priborostroenii. – 2006. – № 2. – S. 16-24.
2. Bezyazychnyj, V.F. Sravnitel'naya ocenka kinematicheskikh harakteristik mekhanizmov vspomogatelnogo oborudovaniya avtomatizirovannogo sborochnogo proizvodstva / V.F. Bezyazychnyj, I.V. Nadezhdin // Sborka v mashinostroenii i priborostroenii. – 2007. – № 5. – S. 3-13.
3. Bezyazychnyj, V.F. Povyshenie proizvoditelnosti avtomatizirovannoj sborki za schet uvelicheniya bystrodejstviya transportno-zagruzochnogo oborudovaniya / V.F. Bezyazychnyj, I.V. Nadezhdin // Sborka v mashinostroenii i priborostroenii. – 2007. – № 4. – S. 6 – 11.
4. Nadezhdin, I.V. Vysokodinamichnye mekhanizmy vspomogatelnih operacij avtomatizirovannyh sborochnyh proizvodstv / I.V. Nadezhdin. – M.: Mashinostroenie, 2008. – 270 s.
5. Nadezhdin, I.V. Ispolnitelnye mekhanizmy ciklovih mashin-avtomatov i mekhatronnyh sistem / I.V. Nadezhdin. – Izd.: LAP LAMBERT Academic Publishing, Deutschland, 2015. – 280 s.
6. ZHavner, V.L. Rekuperativnye privody dlya ciklovih peremeshchenij / V.L. ZHavner, O.N. Macko, M.V. ZHavner. – Izd.: Saarbrucken, Deutschland: Palmarium Academic Publishing, 2014. – 100 c.
7. Korendyasev, A.I. Teoreticheskie osnovy robototekhniki V 2 kn.; otv. Red. Kaplunov S.M. / A.I. Korendyasev, B.L. Salamandra, L.I. Tyves. – M., 2006. – 383+376 s.
8. Tyves, L.I. Mekhanizmy robototekhniki: Koncepciya razvyyazok v kinematike, dinamike i planirovaniu dvizhenij / L.I. Tyves. – M.: LENARD, 2014. – 208 s.
9. Nadezhdin, I.V., Molchanov A.A. Povorotnoe ustrojstvo. Patent 144750 Rossijskaya Federaciya, Byul. № 24, 2014. – 3 s.
10. Pat. 2304242 Rossijskaya federaciya. MPK F16H27/06. Povorotnoe ustrojstvo / Nadezhdin I.V. zayavl. 10.01.2006; opubl. 10.08.2007.
11. Dehbni, Dzh. B. Simulinnk® 4. Sekrety masterstva / Dzh. B. Dehbni, T.L. Harman; per. s angl. M. L. Simonov. – M.: BINOM. Laboratoriya znanij, 2003. – 403 s.
12. Nahapetyan, E.G. Diagnostirovaniya oborudovaniya gibkogo avtomatizirovannogo proizvodstva / E.G. Nahapetyan. – M.: Nauka. 1985. – 225 s.

**Nadezhdin Igor Valentinovich**

P.A. Solovyov Rybinsk State Aviation  
Technical University  
Rybinsk, Russia  
Dr. Techn. Sciences, head of Department  
"Applied mechanics  
тел. 8-4855-222-136  
E-mail: nadezhdin@rsatu.ru

**Molchanov Alexander Alekseevich**

LLC "Plant of road machines"  
leading engineer-designer  
Rybinsk, Russia  
[www.dormashina.ru](http://www.dormashina.ru)  
tel. (4855) 59-54-53  
+7 (915) 977-08-63  
E-mail: molchanov.aleksander@gmail.com

## МЕТОДЫ ОБЪЕКТНО-ОРИЕНТИРОВАННОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ МАНИПУЛЯЦИОННЫХ СИСТЕМ РОБОТОВ

**Аннотация.** Рассмотрены методы моделирования движения манипуляционных систем роботов, реализованные на основе объектно-ориентированного подхода. Объектно-ориентированный подход реализуется путём выделения в структуре данных и алгоритмов, используемых при моделировании, базовых классов, на основе которых создаются другие более сложные классы, из которых уже непосредственно формируются математические модели. В качестве базовых классов выделены геометрическая и инерционная модели манипуляционных систем. Последующее определение классов, наследующих свойства базовых, позволяет использовать объектно-ориентированный подход при составлении математических моделей манипуляционных систем и программировании алгоритмов, реализующих эти модели. Метод визуального конструирования математических моделей состоит в том, что различные математические модели строятся из отдельных, независимых друг от друга, частей-объектов. Эти части в свою очередь могут состоять из других более простых частей. В основе таких составных частей находятся объекты базовых классов или объекты, наследующие их свойства. Метод целенаправленных структурных мутаций в моделях механизмов позволяет создавать приближённые модели механизмов, в частности манипуляционных систем, путём модификаций их математических моделей. Модификация проводится в некоторых местах структурной схемы математической модели путём замены выбранных объектов на альтернативные им объекты. Применение данного метода позволяет компенсировать влияние случайных факторов, не учитываемых аналитической моделью.

**Ключевые слова:** моделирование, роботы, манипуляционные системы, динамические модели, объектно-ориентированный подход.

### Введение.

Методы и способы построения динамических моделей сложных непрерывно-детерминированных систем, до настоящего времени, ориентировались, в основном, на использование эффективных последовательно выполняемых алгоритмов. Вычислительные алгоритмы реализовывались, как правило, на языках программирования процедурного типа, например, FORTRAN, Pascal или С.

При использовании возможностей программирования на основе параллельных вычислительных алгоритмов эффективность вычислений уже обеспечивается не только и даже не столько снижением объёма вычислений, а в большей мере степенью параллелизма вычислительных алгоритмов. Для их реализации нужны другие методы моделирования и способы программирования.

В настоящее время интенсивное развитие микропроцессорной техники позволяет использовать для моделирования и управления многокоординатными машинами, например, манипуляционными роботами, компактные многоядерные и даже многопроцессорные вычислительные комплексы. Такие вычислительные комплексы позволяют реализовать применение алгоритмов поддерживающих параллельные вычисления.

Помимо быстродействия алгоритмов, реализующих динамические модели по тому или иному методу, важным также является предрасположенность метода моделирования к реализации на его основе объектно-ориентированного подхода.

Объектно-ориентированный подход наибольшее распространение получил при разработке сложных компьютерных программ и практически реализован во многих языках программирования. Использование данного подхода позволяет повысить надёжность компьютерных программ и вывести технологию их разработки на более высокий интеллектуальный уровень. Сейчас, уже никто не обращает внимание на то, что, получаемый, при этом, машинный код, менее эффективен, чем при программировании на процедурных языках и тем более языках низкого уровня.

Научно-обоснованный подход к моделированию сложных систем был предложен ещё в шестидесятых годах прошлого века советским учёным Бусленко Н.П. [1]. Подход основывался на представлении сложных систем как совокупности взаимодействующих между собой агрегатов. Причём агрегат может рассматриваться и как элементарная (неделимая) составная часть системы, и как сложная система, состоящая в свою очередь из агрегатов меньшей сложности. Подход к моделированию сложных систем, предложенный

Бусленко В.П., и объектно-ориентированный подход, используемый при разработке компьютерных программ, имеют очень близкую методологию.

Настоящая статья посвящена объектно-ориентированному подходу к моделированию динамики манипуляционных систем роботов.

### Манипуляционные системы.

Манипуляционными называют многозвенные механические системы, имеющие последовательную (разомкнутую) кинематическую структуру, в которых звенья соединяются друг с другом шарнирами, образуя кинематические пары пятого класса, и моделируются твёрдыми телами.

Типичным примером манипуляционных систем являются промышленные роботы. Человекоподобные (антропоморфные) роботы также можно рассматривать как независимо управляемые манипуляционные системы, представляющие собой механические руки и ноги такого робота.

Для описания структур манипуляционных систем применяют метод графов. Граф состоит из вершин (точек), которым соответствуют звенья механизма, и рёбер (линий) соединяющих вершины, которым соответствуют шарниры, соединяющие между собой звенья в механизме. Манипуляционным системам соответствуют древовидные структуры графов.

Для определения рабочего пространства робота и проведения кинематического анализа используют кинематическую схему манипуляционной системы робота. Кинематическая схема содержит всю необходимую информацию для вычисления кинематических параметров представляемого ею механизма. Так, на схеме (рисунок 1) представлены длины звеньев  $l_i$  и значения шарнирных координат  $q_i$ ,  $i=(1-5)$ , полностью определяющих положение рассматриваемой пятизвенной манипуляционной системы в пространстве.

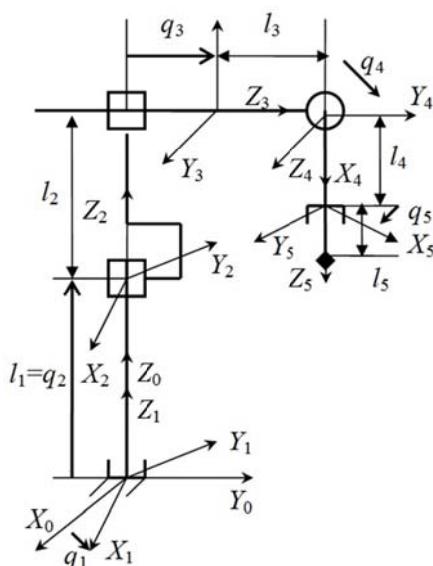


Рисунок 1 - Кинематическая схема пятизвенной манипуляционной системы

Даже сложные механические системы с параллельной структурой, путём условного разрезания шарниров, могут быть представлены, образующимися при этом и взаимодействующими друг с другом манипуляционными системами. Методика и алгоритмы составления динамических моделей механических систем, позволяющие осуществлять размыкание кинематических схем путём условного разрезания их шарниров, представлены в работе [2].

Таким образом, можно заключить, что практически любая многозвенная механическая система может быть представлена как совокупность манипуляционных систем. И, следовательно, методы моделирования движения манипуляционных систем можно считать универсальными методами моделирования сложных механических систем.

Динамические модели манипуляционных систем могут быть построены известными методами теоретической механики. При этом необходимо учитывать, что процесс и результаты моделирования динамики манипуляционных систем существенно зависят от

выбора метода построения этих моделей. В зависимости от метода составления уравнений движения могут быть получены различные по эффективности и своим функциональным возможностям динамические модели [3–6].

Например, метод Лагранжа-Эйлера даёт известную динамическую модель

$$[M_s]\{\ddot{q}\} + \{\dot{q}\}^T [C_s]\{\dot{q}\} = Q_s, \quad s=(1, \dots, n), \quad (1)$$

где  $[M_s]$  – матрица-строка ( $1 \times n$ ) инерционных характеристик системы;

$[C_s]$  – матрица ( $n \times n$ ) центробежных и кориолисовых эффектов;

$\{q\} = [q_1 \ q_2 \ \dots \ q_n]^T$  – вектор обобщённых координат;

$Q_s$  – обобщённая сила по  $s$ -ой обобщённой координате.

Данная динамическая модель позволяет решать как прямую задачу динамики, так и обратную. Напомню, что прямая задача динамики манипуляционных систем состоит в определении законов изменения их обобщённых (шарнирных) координат по известным действующим силам, а обратная – в определении движущих сил по заданным внешним силам и законам изменения обобщённых координат.

#### Методологическая схема моделирования

Методология моделирования движения манипуляционных систем роботов может быть представлена структурной схемой (рисунок 2), отражающей основные задачи моделирования, и этапы построения математических моделей, реализующих представленные в работе методы. Решаемые при моделировании задачи объединены в две основные группы. Одна группа объединяет задачи связанные с моделированием кинематики манипуляционных систем, другая – задачи, решаемые на основе моделирования динамики.

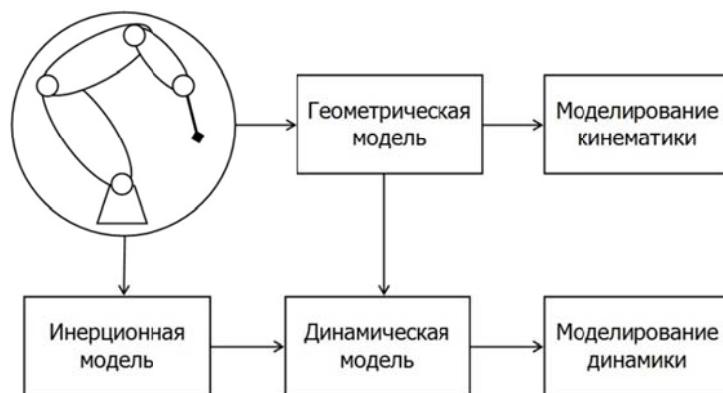


Рисунок 2 - Методологическая схема моделирования

Традиционный подход к построению динамических моделей механических систем предполагает составление кинематической схемы исследуемого механизма, на основе которой могут быть рассчитаны его кинематические параметры, а задачи динамики могут быть решены, если кинематическая схема будет дополнена инерционными параметрами механической системы.

Разработанная методология формализует процедуру составления кинематической схемы исполнительного механизма робота на основе методики построения геометрической модели его манипуляционной системы, а процедуру дополнения кинематической схемы инерционными параметрами на основе методики построения инерционной модели.

Геометрическая модель в данном случае рассматривается не как изображение объекта оригинала, а как математическая модель, содержащая его геометрические параметры. В частности, на основе геометрической модели механизма может быть построена его 3D-модель. Помимо геометрических параметров (угловых и линейных) геометрическая модель содержит информацию о видах шарниров, соединяющих звенья механизма, и их расположении в структуре механизма.

В соответствии со структурной схемой (рисунок 2) может быть определена последовательность построения математических моделей для моделирования кинематики манипуляционных систем роботов (рисунок 3).



Рисунок 3 - Моделирование кинематики



Рисунок 4 - Моделирование динамики

При использовании метода двух связываемых с каждым звеном систем координат для построения геометрической модели манипуляционной системы в структуре этой модели могут быть выделены две части. Одна часть геометрической модели претерпевает изменение при её движении, а другая остаётся неизменной. Неизменяющаяся часть геометрической модели определяется конструктивными параметрами звеньев и их ориентацией, соответствующей исходному положению механизма, а изменяющаяся часть отражает изменения относительного положения звеньев механизма, связанные с их движением.

Такое разделение геометрической модели на части позволяет в дальнейшем в математических моделях, построенных на её основе, выполнять операцию дифференцирования только над изменяющейся частью, а в неизменяющейся части учитывать первичные геометрические отклонения (угловые и линейные) звеньев, вызванные неточностью изготовления и сборки составляющих их деталей.

Математическим аппаратом для создания геометрических моделей являются матрицы ( $4 \times 4$ ) преобразования однородных координат. Эти матрицы обеспечивают преобразования координат точки из одной системы координат в другую с учётом относительного поворота и смещения начал этих систем [6].

Практическим отражением преимуществ, предоставляемых геометрическими моделями, является разработанный численный метод коррекции интегральных отклонений движения манипуляционных систем, возникающих из-за наличия первичных геометрических отклонений, связанных с изготовлением и сборкой деталей звеньев манипуляционных систем. Метод позволяет на основе законов движения, полученных для номинальной модели робота, соответствующей данным конструкторской документации (3D-модели), получить закон движения конкретного образца с учётом его геометрических отклонений, определяемых современными методами измерений.

При построении математических моделей для моделирования динамики манипуляционных систем в дополнении к геометрической модели должна быть составлена инерционная модель, описывающая распределение масс внутри звеньев манипуляционной системы с использованием матриц ( $4 \times 4$ ) инерции [7].

В соответствии со структурной схемой (рисунок 2) может быть определена последовательность построения математических моделей для моделирования динамики манипуляционных систем роботов (рисунок 4).

Разработанная методика позволяет моделировать звенья манипуляционных систем твёрдыми телами. Звено, практически любой геометрической формы, может быть смоделировано телами простой формы, или телами, ранее составленными из таких тел. Для упрощения процесса разбивки звеньев на составляющие их детали может быть использована программа автоматической конечно-элементной разбивки объёмов деталей, или же создана база данных, содержащая тела, наиболее часто встречающиеся при моделировании звеньев манипуляционных систем роботов.

Приведение динамических моделей, предназначенных для моделирования различных прикладных задач динамики манипуляционных систем, к структуре динамической модели (1) выполнялось с использованием метода декомпозиции матричных уравнений движения, получаемых на основе метода Лагранжа-Эйлера. Таким образом, были выделены в явном виде векторы производных от обобщённых координат и соответствующие им матрицы, содержащие геометрические и инерционные параметры звеньев манипуляционных систем.

Матричная форма динамических моделей и матричная структура выражений для вычисления элементов матриц этих моделей позволяют при построении графа алгоритма вычислений определить уровни, на которых могут быть выделены фрагменты данных, вычисление которых могут выполняться параллельно. Использование многоядерных и

многопроцессорных вычислительных машин позволит реализовать высокую вычислительную эффективность алгоритма и динамической модели в целом.

При фрагментации данных на нижнем уровне выполняется разделение геометрической модели на изменяемую и неизменяемую части. Это позволяет дополнительно повысить вычислительную эффективность алгоритма. Другие дополнительные меры повышения эффективности вычислений будут рассмотрены при построении динамических моделей. Это связано в первую очередь с исключением тождественно равных нулю элементов из структуры этих моделей.

### Объектное представление математических моделей.

Объектно-ориентированный подход к составлению динамической модели (1) может быть реализован по следующей схеме. В качестве базовых классов, объединяющих типы используемых данных и методы их обработки, следует рассматривать два класса. Это класс определяющий объекты, соответствующие матрицам преобразования однородных координат, и класс, соответствующий матрицам инерции.

Объектами, соответствующими первому классу, будут матрицы  $A_{(i-1),i}$  ( $4 \times 4$ ), позволяющие преобразовать координаты из системы координат  $S_i$ , связанной с  $i$ -м звеном, в систему координат  $S_{i-1}$ , связанную с  $(i-1)$ -м. В этом случае матрицы  $A_{0,k}$ , используемые при вычислении элементов матриц  $[M_s]$  и  $[C_s]$ , можно рассматривать как объекты этого же класса, так как

$$A_{0,k} = A_{0,1}A_{1,2}\dots A_{(i-1),i}A_{i,(i+1)}\dots A_{(k-1),k} = \prod_{i=1}^k A_{(i-1),i}. \quad (2)$$

Объектами, соответствующими второму из предложенных базовых классов, будут матрицы инерции тел, моделирующих звенья манипуляционной системы. Матрицы инерции тел простой геометрической формы удобно определять в центральных системах координат этих тел, образованных их главными осями. В этом случае матрицы инерции тел имеют простой диагональный вид. Для того чтобы получить матрицу инерции звена манипуляционной системы, составленной из таких тел, нужно сначала выполнить преобразование матриц инерции каждого тела из их центральных систем координат в систему координат, связанную со звеном. Затем полученные таким образом матрицы инерции от каждого тела необходимо суммировать [6].

$$H_{k,j} = A_{k,j}H_jA_{k,j}^T, \quad H_k = \sum_{j=1}^{N_k} H_{k,j}, \quad (3)$$

где  $A_{k,j}$  – матрицы преобразования однородных координат, позволяющие преобразовать координаты из центральной системы координат  $S_j$ , связанной с  $j$ -м телом, в систему координат  $S_k$ , связанную с  $k$ -м звеном;

$N_k$  – количество тел, моделирующих  $k$ -е звено.

Таким образом, в соответствии с выражениями (3) класс, соответствующий матрицам инерции звеньев  $H_k$ , используемых при вычислении элементов матриц  $[M_s]$  и  $[C_s]$  см. (1), можно рассматривать как производный от первого и второго классов, определённых ранее.

Поскольку математические модели, описывающие движение манипуляционных систем, представляют собой матричные уравнения то в качестве базового класса для всех объектов, соответствующих структурным частям таких математических моделей, целесообразно использовать класс матриц, например, с именем Matrix. В блок описания данных этого класса должны войти переменные, с помощью которых могут быть представлены матрицы, например, двумерные массивы с элементами вещественного типа, а в блок описания методов должны войти функции, выполняющие типовые операции над матрицами, такие как сложение, вычитание, умножения и т.п.

Геометрическая модель манипуляционной системы это математическая модель, представляющая собой множество матриц преобразования однородных координат (2). Поэтому для описания объектов, представляющих собой данные матрицы, необходимо на основе базового класса Matrix создать подкласс Homogeneous\_matrix матриц преобразования однородных координат. Такой подкласс нужно рассматривать как производный класс, построенный на основе базового класса, и наследующий его структуру. И уже на основе этого класса создать класс Geometric\_model, содержащий специальные матрицы, составляющие геометрические модели манипуляционных систем.

Описанная последовательность создания классов, определяющих структуру объектов, составляющих геометрические модели манипуляционных систем роботов, может быть представлена схематично (рисунок 5). Данная последовательность представляет собой наследственную цепочку, которая отражает вложенную структуру наследуемых свойств от одного класса к другому.

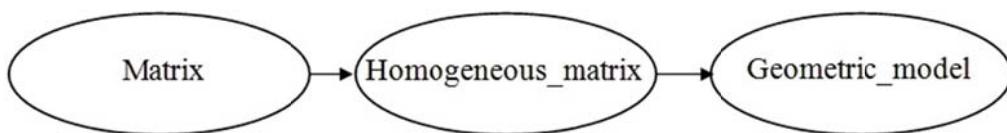


Рисунок 5 - Наследственная цепочка класса *Geometric\_model*

По аналогии с разработанным классом *Geometric\_model*, используя класс *Matrix*, создадим сначала класс *Inertial\_matrix*, содержащий структуру матриц инерции и методы, выполняющие их инициализацию и операции с ними, и на основе этого класса создадим класс *Inertial\_model* (рисунок 6).

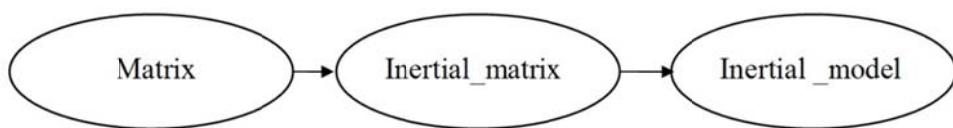


Рисунок 6 - Наследственная цепочка класса *Inertial\_model*

Объектное представление математических моделей позволяет реализовать технологию их создания на основе построения их графических моделей из комбинированных (сложных) и/или базовых (простых) элементов.

#### Графические модели.

Всякая математическая модель может быть представлена как совокупность взаимодействующих объектов, на уровне которых может быть выполнена декомпозиция данной математической модели. Введение графического обозначения объектов позволяет получить графическое представление (графическую модель) математических моделей, составленных из объектов.

Правила построения графических моделей (графическое представление) геометрических моделей манипуляционных систем, представляющих собой математические модели, рассмотрим на примере объектов класса *Matrix*. Будем обозначать объекты этого класса в форме прямоугольников.

Если объекты представляют собой матричные структуры, соответствующие классу *Matrix*, то операцию умножения двух таких объектов будем изображать приставлением изображения одного объекта к изображению другого объекта по одной из сторон (рисунок 7). Матрица, представляемая первым объектом (*Object\_1*), умножается справа на матрицу, представляющую вторым объектом (*Object\_2*).

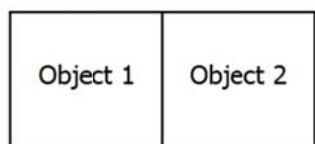


Рисунок 7 - Умножение объектов

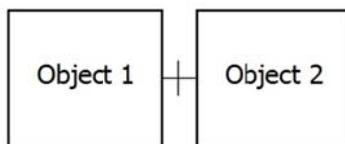


Рисунок 8 - Сложение объектов

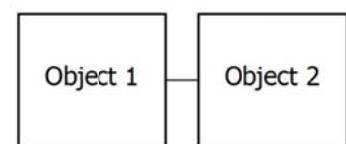


Рисунок 9 - Вычитание объектов

Операцию сложения двух или нескольких объектов типа *Matrix* будем изображать так, как показано на рисунке 8

Вычитание одного объекта из другого объекта будем изображать (рисунок 9).

Операцию присваивания значения одного объекта другому объекту будем изображать, так как представлено на рисунке 10. В данном случае объекту *Object\_1* будут присвоены значения объекта *Object\_2*.

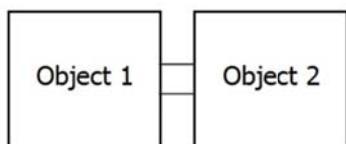


Рисунок 10 - Операция присваивания

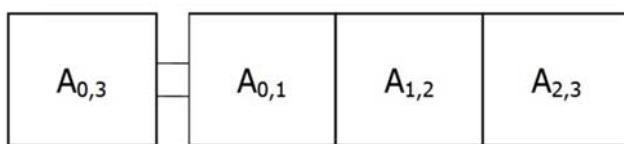


Рисунок 11 - Графическая модель математической модели трёхзвенной манипуляционной системы

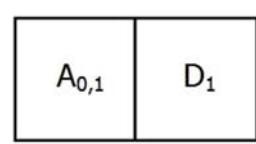


Рисунок 12 - Модель  

$$\frac{\partial A_{0,1}}{\partial q_1} = A_{0,1} D_1$$

Другие операции имеют соответствующие им графические обозначения. Следует отметить, что операции над объектами классов реализуют математические операции над определёнными данными, описанными в соответствующем классе. Возможность представлять операции над данными объектов в виде операций над самими объектами называется процедурой перегрузки операций, которая может быть реализована средствами объектно-ориентированных языков программирования, например, языком C++.

На рисунке 11 представлена графическая модель математической модели (2), для случая  $k=3$ , соответствующая трёхзвенной манипуляционной системе.

Рассмотрим выражение для вычисления линейной скорости некоторой точки 3-го звена в неподвижной системе координат  $S_0$ , заданной своим радиусом вектором  $r^{(3)}$  в системе координат  $S_3$ , связанной с третьим звеном.

$$V^{(0)} = \left( \frac{\partial A_{0,3}}{\partial q_1} \dot{q}_1 + \frac{\partial A_{0,3}}{\partial q_2} \dot{q}_2 + \frac{\partial A_{0,3}}{\partial q_3} \dot{q}_3 \right) r^{(3)}. \quad (4)$$

Графическая модель объектного представления операции вычисления матриц соответствующих частным производным от матриц преобразования однородных координат может быть получена на основе использования объектов, соответствующих специальным матрицам дифференцирования  $D$  (рисунок 12) [7].

Графическая модель объектного представления математической модели соответствующей выражению (4) будет иметь вид (рисунок 13).

При составлении графической модели объектного представления математической модели (4) помимо графического представления дифференцирования матриц преобразования однородных координат использовано графическое представление операции суммирования и введено графическое представление операции умножения объекта класса Homogeneous\_matrix на скаляр.

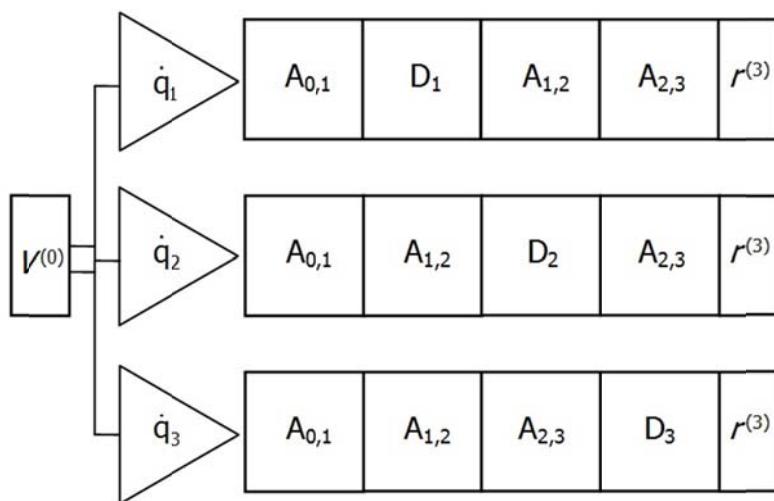


Рисунок 13 - Объектное представление математической модели (4)

#### Метод визуального конструирования математических моделей.

Метод визуального конструирования математических моделей может быть реализован компьютерной программой, создающей среду для построения по установленным правилам графических моделей, соответствующих математическим моделям. Элементам графических моделей ставятся в соответствие программно реализованные (виртуальные) объекты.

Объекты инициализируются значениями, с которыми могут быть выполнены определённые операции.

Таким образом, математические модели могут собираться из объектов базовых классов как из кирпичиков. Процесс сборки аналогичен сборке изделий из элементов конструктора «Техно-Лего», сложные детали которого состоят из комбинации, в данном случае, только двух базовых деталей. Для реализации процесса сборки разработан формализм, определяющий «механизм» взаимодействия соединяемых друг с другом элементов конструктора, являющихся объектами соответствующих классов.

При разработке моделей можно выделить три основных этапа: этап разработки математической модели, этап алгоритмизации и программирования и собственно этап моделирования (рисунок 14).



Рисунок 14 - Основные этапы моделирования

Преимущество метода визуального конструирования состоит в том, что применение этого метода при разработке моделей исключает этап алгоритмизации и программирования (рисунок 15).

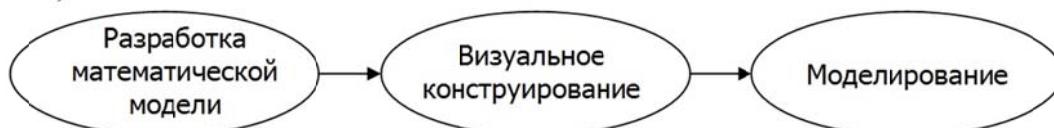


Рисунок 15 - Основные этапы моделирования методом визуального конструирования

На основе метода визуального конструирования разработана методика, позволяющая реализовать процесс конструирования математических моделей, представляющих собой различные динамические модели, аналогичные (1), полученные методом Лагранжа-Эйлера. Практической реализацией этой методики может стать компьютерная программа для сборки имитационных моделей и моделирования на их основе движения манипуляционных систем роботов. Инструкциями для сборки имитационных моделей в предлагаемом конструкторе являются структурные схемы математических моделей.

#### Метод структурных мутаций в моделях механизмов.

Другой перспективной составляющей рассматриваемой методологии, отражающей её объектно-ориентированную направленность, является метод целенаправленных структурных мутаций в моделях механизмов. Метод позволяет создавать приближённые модели механизмов, в частности манипуляционных систем, путём модификаций их математических моделей. Модификация проводится в некоторых местах структурной схемы математической модели путём замены выбранных объектов на альтернативные им объекты.

Такое преобразование (модификация) математической модели не обязательно должно быть строго обоснованным (математически эквивалентным). Достаточно лишь соблюдения условия непрерывности вычислений. Мерой адекватности модифицированной модели может служить величина отклонения траектории движения модели от траектории движения реальной манипуляционной системы. Очевидно, что обе траектории будут отличаться от заданной (программной) траектории, соответствующей номинальной модели.

Применение данного метода позволяет компенсировать влияние случайных факторов, не учитываемых аналитической моделью, которая, в нашем случае, является непрерывно детерминированной. В результате исходная аналитическая модель трансформируется в имитационную модель (рисунок 16).

Название метода выбрано по аналогии с процессами мутаций, происходящими в молекулах ДНК живых организмов. Однако модификации структуры динамических моделей могут проводиться не случайно, а целенаправленно, по разработанным заранее методикам. Например, может быть использована методика анализа влияния распределения масс на динамику манипуляционных систем [7].



*Рисунок 16 - Применение метода структурных мутаций*

Применение систем искусственного интеллекта на основе нечёткой логики или нейронных сетей позволит автоматизировать процедуру принятия решений, многократно выполняемую при использовании алгоритма, реализующего метод целенаправленных структурных мутаций в моделях механизмов.

#### **Заключение.**

В работе представлены методы моделирования движения манипуляционных систем роботов, реализованные на основе объектно-ориентированного подхода, путём выделения в структуре данных и алгоритмов, используемых при моделировании, базовых классов, на основе которых создаются другие более сложные классы, из которых уже непосредственно формируются математические модели. В качестве базовых классов выделены геометрическая и инерционная модели манипуляционных систем. Последующее определение классов, наследующих свойства базовых, позволило использовать объектно-ориентированный подход при составлении математических моделей манипуляционных систем.

Разработан метод визуального конструирования математических моделей, который состоит в том, что различные математические модели строятся из отдельных, независимых друг от друга, частей-объектов. Эти части в свою очередь могут состоять из других более простых частей. В основе таких составных частей находятся объекты базовых классов или объекты, наследующие их свойства.

Представлен метод целенаправленных структурных мутаций в моделях механизмов, который позволяет создавать приближённые модели механизмов, в частности манипуляционных систем, путём модификаций их математических моделей. Модификация проводится в некоторых местах структурной схемы математической модели путём замены выбранных объектов на альтернативные им объекты. Применение данного метода позволяет компенсировать влияние случайных факторов, не учитываемых аналитической моделью.

Результаты работы могут быть использованы при разработке систем моделирования, управления и программирования манипуляционными роботами. Близкие по данной теме вопросы рассмотрены в работах [8–10].

#### **СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ**

1. Бусленко, Н.П. Моделирование сложных систем / Н.П. Бусленко. – М.: Наука, 1978. – 400 с.
2. Погорелов, Д.Ю. Алгоритмы синтеза и численного интегрирования уравнений движения систем тел с большим числом степеней свободы / Д.Ю. Погорелов // VIII Всероссийский съезд по теоретической и прикладной механике. – Пермь, 2001.
3. Вукобратович М. Неадаптивное и адаптивное управление манипуляционными роботами / М. Вукобратович, Д. Стокич, Н. Кирчански. – М.: Мир, 1989. – 376 с.
4. Черноусько Ф.Л., Манипуляционные роботы: динамика, управление, оптимизация / Ф.Л. Черноусько, Н.Н. Болотник, В.Г. Градецкий. – М.: Наука, 1989. – 368 с.
5. Юревич, Е.И. Основы робототехники / Е.И. Юревич. – Санкт-Петербург: БХВ-Петербург, 2010. – 359 с.
6. Подураев, Ю.В. Мехатроника: основы, методы, применение / Ю.В. Подураев. – М.: Машиностроение, 2007. – 256 с.
7. Крахмалев, О.Н. Математическое моделирование динамики манипуляционных систем промышленных роботов и кранов-манипуляторов: монография / О.Н. Крахмалев. – Брянск: БГТУ, 2012. – 200 с.
8. Крахмалев, О.Н. Объектно-ориентированное моделирование динамики манипуляционных систем на основе матриц преобразования однородных координат / О.Н. Крахмалев // Робототехника и техническая кибернетика. – 2017. - №2(15). – С. 32–36.

9. Косенко, И.И. Применение объектно-ориентированной парадигмы для построения модели динамики систем тел / И.И. Косенко // III Международная Школа-конференция молодых ученых «Нелинейная динамика»: Сборник трудов. – М.: ИМАШ РАН, 2016. – С. 176 –188.

10. Крахмалев, О.Н. Математическое обеспечение систем управления промышленными роботами и многокоординатными станками для коррекции влияния на их движение геометрических отклонений / О.Н. Крахмалев, Д.И. Петрешин, О.Н. Федонин // Проблемы машиностроения и автоматизации. – 2016. – №3. – С.28 –35.

**Крахмалев Олег Николаевич**

ФГБОУ ВО «Брянский государственный технический университет»

к.т.н., доцент

Тел.: 8 910 299 56 77

E-mail: olegkr64@mail.ru

O.N. KRAKHMALEV

## METHODS OF OBJECT-ORIENTED SIMULATION OF MANIPULATION SYSTEMS OF ROBOTS

**Abstract.** The methods of modeling the movement of robotic manipulation systems, realized on the basis of the object-oriented approach, are considered. The object-oriented approach is realized by isolating the base classes in the data structure and algorithms used in modeling, on the basis of which other more complex classes are created, from which the mathematical models are already directly formed. As the base classes, geometric and inertial models of manipulation systems are distinguished. The subsequent definition of classes that inherit the properties of the basic ones makes it possible to use the object-oriented approach in compiling mathematical models of manipulation systems and programming algorithms that implement these models. The method of visual construction of mathematical models consists in the fact that different mathematical models are constructed from separate, independent from each other, object-parts. These parts, in turn, can consist of other simpler parts. At the heart of such components are the objects of base classes or objects inheriting their properties. The method of targeted structural mutations in the mechanisms models allows creating approximate models of mechanisms, in particular manipulation systems, by modifying their mathematical models. Modification is carried out in some places in the structural diagram of the mathematical model by replacing the selected objects with objects that are alternative to them. The application of this method makes it possible to compensate for the influence of random factors that are not taken into account by the analytical model.

**Keywords:** modeling, robots, manipulation systems, dynamic models, object-oriented approach.

## BIBLIOGRAPHY

1. Buslenko, N.P. Modelirovaniye slozhnykh sistem / N.P. Buslenko. – M.: Nauka, 1978. – 400 s.
2. Pogorelov, D.YU. Algoritmy sinteza i chislennogo integrirovaniya uravneniy dvizheniya sistem tel s bolshim chislom stepeney svobody / D.YU. Pogorelov // VIII Vserossiyskiy s"yezd po teoreticheskoy i prikladnoy mekhanike. – Perm, 2001.
3. Vukobratovich M. Neadaptivnoye i adaptivnoye upravleniye manipulyatsionnymi robotami / M. Vukobratovich, D. Stokich, N. Kirchanski. – M.: Mir, 1989. – 376 s.
4. Chernousko F.L., Manipulyatsionnye roboty: dinamika, upravleniye, optimizatsiya / F.L. Chernousko, N.N. Bolotnik, V.G. Gradetskiy. – M.: Nauka, 1989. – 368 s.
5. Yurevich, Ye.I. Osnovy robototekhniki / Ye.I. Yurevich. – Sankt-Pereburg: BKHV-Peterburg, 2010. – 359 s.
6. Podurayev, YU.V. Mekhatronika: osnovy, metody, primeneniye / YU.V. Podurayev. – M.: Mashinostroyeniye, 2007. – 256 s.
7. Krakhmalev, O.N. Matematicheskoye modelirovaniye dinamiki manipulyatsionnykh sistem promyshlennykh robotov i kranov-manipulyatorov: monografiya / O.N. Krakhmalev. – Bryansk: BGTU, 2012. – 200 s.
8. Krakhmalev, O.N. Obyektno-oriyentirovannoye modelirovaniye dinamiki manipulyatsionnykh sistem na osnove matrits preobrazovaniya odnorodnykh koordinat / O.N. Krakhmalev // Robototekhnika i tekhnicheskaya kibernetika. – 2017. - №2(15). – S. 32–36.
9. Kosenko, I.I. Primeneniye ob"yektno-oriyentirovannoy paradigmy dlya postroyeniya modeli dinamiki sistem tel / I.I. Kosenko // III Mezhdunarodnaya Shkola-konferentsiya molodykh uchenykh «Nelineynaya dinamika»: Sbornik trudov. – M.: IMASH RAN, 2016. – S. 176 –188.
10. Krakhmalev, O.N. Matematicheskoye obespecheniye sistem upravleniya promyshlennymi robotami i mnogokoordinatnymi stankami dlya korrektii vliyaniya na ikh dvizheniye geometricheskikh otkloneniy / O.N. Krakhmalev, D.I. Petreshin, O.N. Fedonin // Problemy mashinostroyeniya i avtomatizatsii. – 2016. – №3. – S.28 –35.

**Krakhmalev Oleg Nikolaevich**

Bryansk State Technical University

Ph.D., Associate Professor

Ph.:+7 910 299 56 77

E-mail: olegkr64@mail.ru

## РАЗРАБОТКА И МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ МЕХАТРОННОГО ГОРНОПРОХОДЧЕСКОГО КОМПЛЕКСА С РАБОЧИМ ОРГАНОМ ПЛАНЕТАРНОГО ТИПА

**Аннотация.** В статье представлены результаты анализа существующих техник и технологий проходческих комбайнов. Обоснована необходимость в разработке компактных проходческих комплексов как мехатронных систем. Предложен новый способ проведения выработки с использованием рабочего органа планетарного типа. Разработана математическая модель равномерного распределения нагрузки на обрабатываемую поверхность забоя, с учетом оптимальных скоростей вращения и частоты ударов. Представлена расчетная схема и математическая модель для исследования кинематики манипуляционной системы рабочего органа.

**Ключевые слова:** проходческий комплекс, планетарный исполнительный орган, конструктивно-кинематическая схема, оптимальное проектирование, метод последовательного линейного приближения, частота ударов, кинематика манипуляционной системы, ударный способ, математическое моделирование.

### Введение.

Согласно Стратегии научно-технологического развития Российской Федерации [1] приоритетными и перспективными следует считать те научные направления, которые «... обеспечат: а) переход к передовым цифровым, интеллектуальным производственным технологиям, роботизированным системам, новым материалам и способам конструирования, создание систем обработки больших объемов данных, машинного обучения и искусственного интеллекта; б) переход к экологически чистой и ресурсосберегающей энергетике, повышение эффективности добычи и глубокой переработки углеводородного сырья, формирование новых источников, способов транспортировки и хранения энергии...»

Задачи рационального природопользования и ресурсосберегающей энергетики можно разделить на две группы: состояние и использование наземных объектов и среды и соответственно – объектов подземного осваиваемого пространства. Окружающему человека среде уделяется достаточно большое влияние, так как это связано с жизнью живой и неживой природы, а ближайшее к поверхности Земли подземное пространство – используется, в основном, как запасник разрабатываемых сырьевых минеральных ресурсов, для прокладки транспортных коммуникаций и военных объектов. Значительное увеличение населения Земли ставит перед ее обитателями задачи более интенсивного освоения подземного пространства как для строительства городов, промышленных предприятий и парков растительной природы.

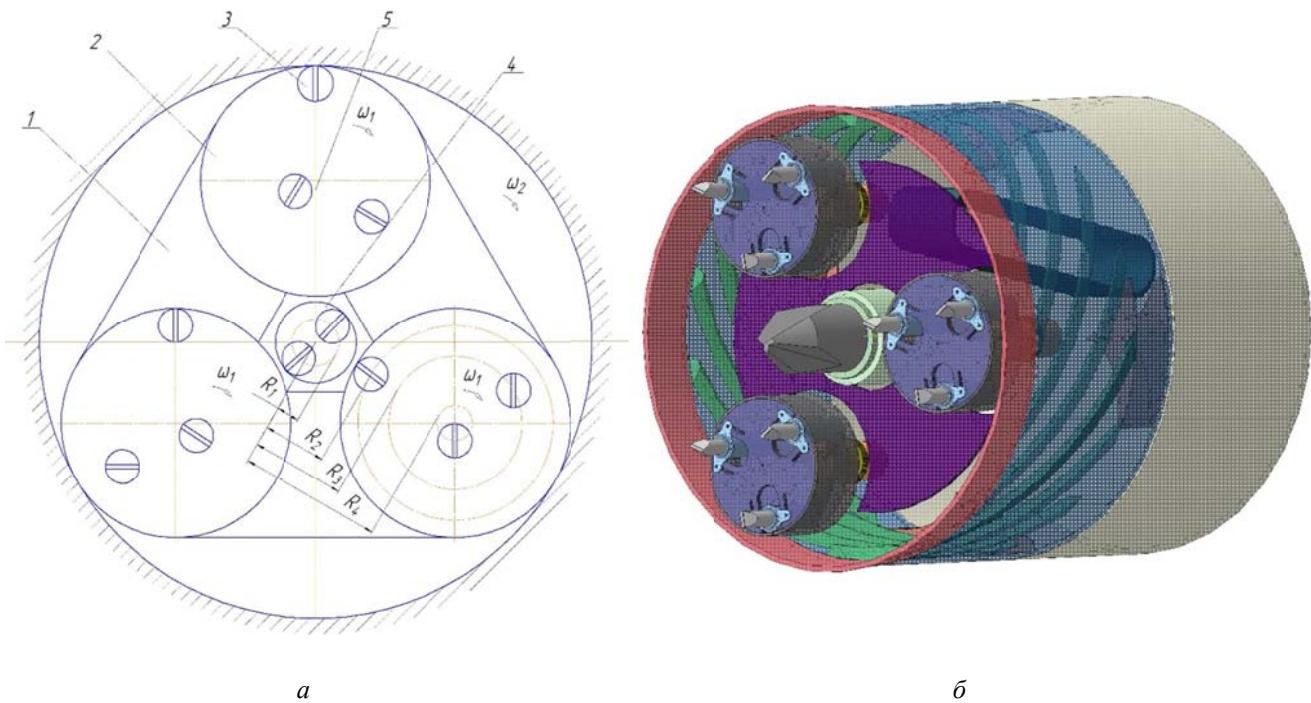
Основным способом добычи минеральных ресурсов, а, следовательно, образования искусственных подземных полостей – является буровзрывной способ, имеющий как большие энергетические возможности, так и неуправляемое распространение энергии в окружающее пространство, что существенно меняет прочностные характеристики окружающих горных пород. А это уменьшает их устойчивость, необходимую для создания подземного мира. Для успешного освоения подземного пространства наиболее приемлемым являются механические способы разрушения горных пород.

### Теория.

Значительная часть современных проходческих комбайнов в качестве рабочего инструмента использует фрезерный инструмент, а разрушение производится резанием [2]. Такой способ достаточно энергозатратен и малоэффективен в следствии высоких требований, предъявляемых к качеству режущего инструмента и усилиям поджатия к разрушающему массиву [3,4]. Одной из особенностей такого способа является большие масса и габариты комбайна [5]. Указанные недостатки являются критическими при проходке коротких технологических участков, отсюда возникает потребность в машинах, значительно меньших габаритов [6,7,8].

Поиск оптимальных решений по созданию средств для безвзрывного разрушения крепких горных пород приводит к необходимости разработки новых принципов (способов) взаимодействия рабочего инструмента с горным массивом [9]. Существующий опыт в области машиностроения подтверждает тенденцию воспроизводства качественно новых характеристик оборудования по средствам мехатронной концепции системного объединения энергомеханических систем с компьютерными устройствами управления, встроенными датчиками и интерфейсом [10, 11]. Задачам применения мехатронных принципов в горном машиностроении, посвящены следующие исследования [12,13]. Проектирование сложных, современных машинных комплексов требует учета некоторого количества наиболее значимых компонент в структуре мехатронной системы. Такая дифференциация приводит к еще большему усложнению задачи исследования и обоснования структур и параметров машин, поэтому на данном этапе целесообразно использовать методы и подходы математического моделирования [14].

В ПНИЛ «Импульсные технологии» Орловского государственного университета им. И.С. Тургенева проводятся исследования по обоснованию параметров планетарного ударно-скалывающего исполнительного органа проходческого комбайна [15]. Технически задача решается путем внедрения новой компоновки ударно-скалывающего рабочего органа с использованием инструмента таранного типа [16]. Конструктивно-кинематическая схема такого ударно-скалывающий исполнительный орган (рисунок 1) состоит из планшайбы (1), основания (2) и размещенных в корпусе (4,5) отбойных устройства таранного типа (3), установленных аксиально направленно относительно друг друга. За счет вращения с заданными угловыми скоростями ( $\omega_1$ ) планетарного исполнительного органа, многоточечное, распределенное по площади забоя, воздействие ударной нагрузкой инструмента обеспечивает обработку всей груди забоя проводимой выработки.



*Рисунок 1- Планетарный ударно-скалывающий исполнительный орган горнопроходческого комплекса: а) схема; б) модель*

#### **Математическая модель.**

Используя разработанную расчетную схему были составлены уравнения движения каждого из ударников (3):

$$\left\{ \begin{array}{l} x_{11} = R \cos(\omega_1 t) + r \cos(\omega_2 t + \varphi_1); \\ y_{11} = R \sin(\omega_1 t) + r \sin(\omega_2 t + \varphi_1); \\ x_{12} = R \cos(\omega_1 t) + r \cos(\omega_2 t + \varphi_1 + \pi); \\ y_{12} = R \sin(\omega_1 t) + r \sin(\omega_2 t + \varphi_1 + \pi); \\ x_{21} = R \cos(\omega_1 t) + r \cos(\omega_3 t + \varphi_2); \\ y_{21} = R \sin(\omega_1 t) + r \sin(\omega_3 t + \varphi_2); \\ x_{22} = R \cos(\omega_1 t) + r \cos(\omega_3 t + \varphi_2 + \pi); \\ y_{22} = R \sin(\omega_1 t) + r \sin(\omega_3 t + \varphi_2 + \pi); \\ x_{31} = R \cos(\omega_1 t) + r \cos(\omega_4 t + \varphi_3); \\ y_{31} = R \sin(\omega_1 t) + r \sin(\omega_4 t + \varphi_3); \\ x_{32} = R \cos(\omega_1 t) + r \cos(\omega_4 t + \varphi_3 + \pi); \\ y_{32} = R \sin(\omega_1 t) + r \sin(\omega_4 t + \varphi_3 + \pi), \end{array} \right. \quad (1)$$

где  $\omega_i = 2\pi n_i$  - угловая скорость вращения оснований,

$x_{ij}, y_{ij}$  - абсцисса и ордината положения ударника,

$i$  - номер вторичной планшайбы,

$j$  - номер ударника на вторичной планшайбе,

$R$  - радиус переносного движения,

$r$  - радиус относительного движения,

$r_a$  - радиус лунки,

$n_i$  - частота вращения оснований,

$\varphi_i$  - угол, определяющий начальное положение ударников.

Для решения задачи об оптимальном распределении лунок по поверхности забоя в зависимости от выбранных угловых скоростей вращения первичного и вторичных оснований  $\omega_i$ , а также частоты ударов ударников  $n$  были выбраны следующие целевые функции:

$$\begin{aligned} f(n, n_1, n_2, n_3, n_4) &= \sum_{i=1}^N S_i, \\ f(n, n_1, n_2, n_3, n_4) &= N, \end{aligned} \quad (2)$$

где  $N$  - число лунок

где  $S_i$  - площадь перекрытия двух лунок, которая определяется по формулам:

$$D = \sqrt{(x_i - x_j)^2 + (y_i - y_j)^2}, \quad (3)$$

$$F = 2a \cos\left(\frac{D}{2r_a}\right), \quad (4)$$

$$S_i = r_a^2 \cdot F \cdot (1 - \sin(F)), \quad (5)$$

где  $D$  - расстояние между двумя окружностями,

$x_i, x_j, y_i, y_j$  - абсциссы и ординаты двух пересекающихся окружностей.

Таким образом, задача сводится к нахождения параметров  $n$  и  $\omega_i$ , при которых функции (1) и (2) будут минимальными. Также необходимо учесть естественные ограничения накладываемые на  $n_{y\partial}$  и  $n_i$ , т.е. частоты ударов не должны быть слишком большими (свыше 40 уд/мин) или слишком маленькими (менее 0,5 уд/мин).

$$n_{y\partial} \in [20; 200], \quad n_1 \in [0,5; 5], \quad n_2 \in [2; 40], \quad n_3 \in [2; 40], \quad n_4 \in [2; 40]. \quad (6)$$

Решение данной оптимизационной задачи осуществлялось при помощи методов, основанных на формулировке и последующем решении так называемых уравнений Куна-Такера [18, 19], в которых вводятся дополнительные предположения о характере ограничений и понятии оптимальности для задачи оптимизации при наличии ограничений. Метод последовательного линейного приближения (SQP) был выбран для решения поставленной задачи, т.к. является одним из отлично зарекомендовавших себя современных методов в области нелинейного программирования [17-22].

Реализация этого метода была проведена при помощи пакета программ Matlab и его модуля Optimization toolbox. Проведенная серия вычислений подтвердила применимость выбранного метода оптимизации к поставленной задаче и его высокую эффективность.

При заданных ранее исходных параметрах (6) были получены следующие результаты для частоты ударов  $n_{уд}$  и  $\omega_i$ .

Таблица 1. Результаты решения оптимизационной задачи

| Оптимизируемый параметр, | $n_{уд.}$ | $n_1$ | $n_2$ | $n_3$ | $n_4$ |
|--------------------------|-----------|-------|-------|-------|-------|
| Значения, 1/мин          | 80        | 1.1   | 10    | 9.5   | 9.5   |

Соответствующая картина распределения лунок приведена на рисунке 2, б.

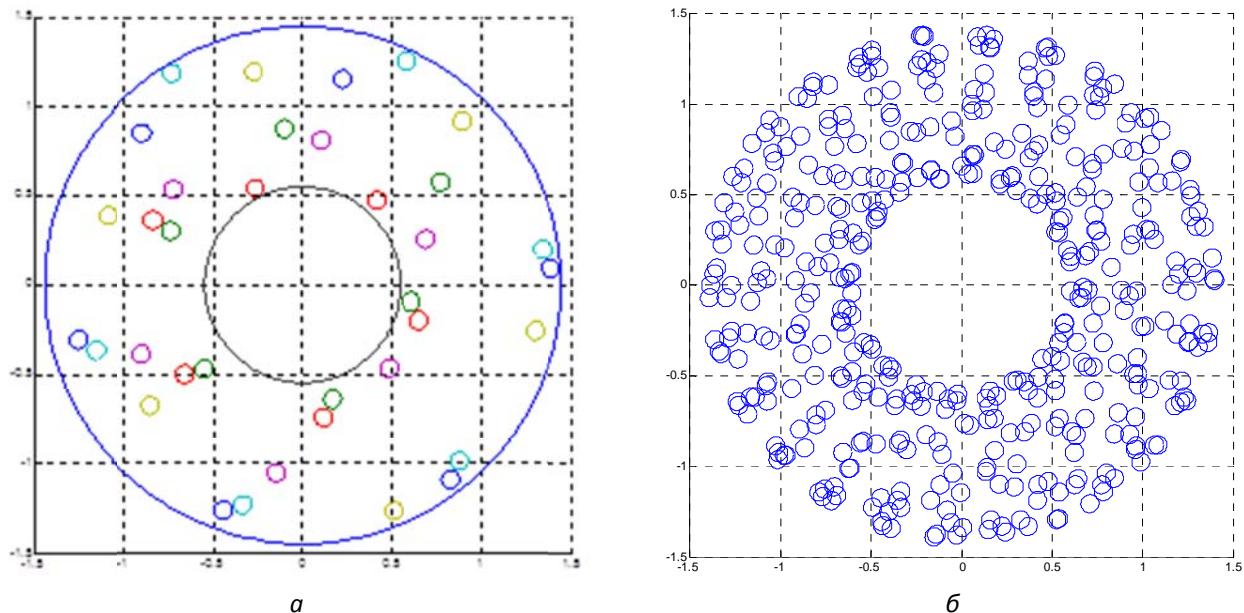


Рисунок 2 - Распределение лунок по груди забоя:  
а - задача с исходными значениями геометрических параметров системы;  
б - результат решения оптимизационной задачи

В связи с тем, что приложение нагрузки к забою должно осуществляться на основе точного позиционирования отбойного устройства, возникает задача определения положения звеньев подающей системы, обеспечивающей положение последнего звена – ударно-скользящего исполнительного органа. Поэтому, для расширения области применения механических способов и интенсификации процессов разрушения ударные исполнительные органы проходческих комбайнов устанавливаются на манипуляторах. В качестве исполнительных устройств в манипуляторах применяются пространственные механизмы со многими степенями свободы [23]. Естественным способом кинематического анализа таких механизмов является матричный метод, позволяющий преобразовывать однородные

координаты точек трехмерного пространства, упорядочить и сократить выкладки, а также облегчить расчетную часть.

В данной работе проведен анализ кинематики пространственного механизма манипулятора методом матриц третьего порядка. Для решения поставленной задачи установлена связь между обобщенными координатами, характеризующими перемещение рабочего органа обобщенными координатами, определяющими положение исполнительного механизма манипулятора, для чего прямоугольную систему координат свяжем с каждым звеном исследуемого механизма.

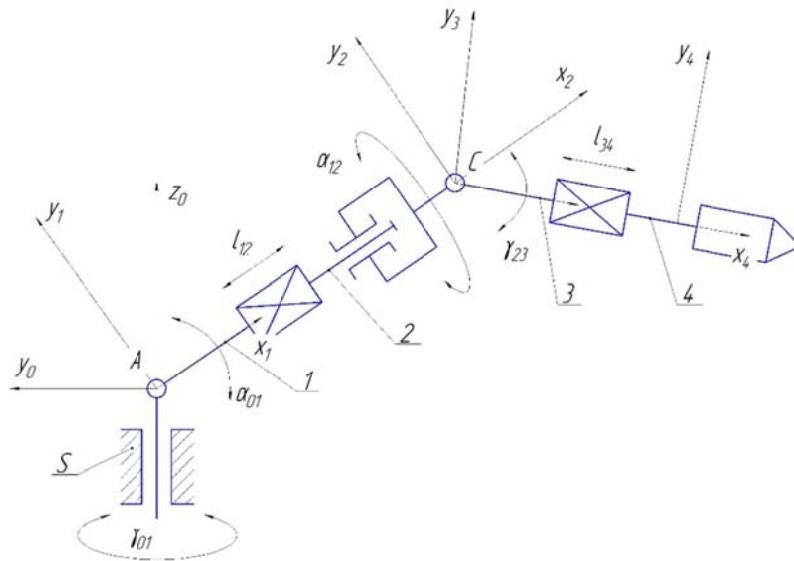


Рисунок 3 – Расчетная схема для исследования кинематики манипулятора

Стойка  $S$  является базой системы  $X_0, Y_0, Z_0$ , поместим ее начало в точку  $A$ , направив ось  $X_0$  по оси пары  $A$ . Со звеном 1 свяжем систему координат  $X_1, Y_1, Z_1$ , поместим начало в точку  $A$ , ось  $X_1$  направим по оси звена 1, ось  $Z_1$  направим параллельно оси  $X_0$ . Соответствующим образом, свяжем системы координат со звеньями 2,3 ...  $n$ .

Пусть координаты полюса произвольной точки  $\theta$  в системе  $X_0, Y_0, Z_0$ , связанной жестко с ударным органом, равны  $X_4, Y_4, Z_4$ . Запишем координаты этой точки в системе  $X_3, Y_3, Z_3$ . Для этого воспользуемся матричным уравнением:

$$x_{\text{тв}} = x_4 + L_{34} \quad (7)$$

где,  $x_3, x_4$  – соответственно столбцы координат точки  $\theta$  в системах  $x_3y_3z_3$  и  $x_4y_4z_4$ ;

$L_4$  – матрица параллельного переноса при переходе от системы  $x_4y_4z_4$  к системе  $x_3y_3z_3$ .

Система  $x_3y_3z_3$  может быть совмещена с системой  $x_4y_4z_4$  переносом по оси  $x_3$  на  $L_{34}$ , поэтому матрица имеет вид

$$L_{34} = \begin{vmatrix} l_{34} \\ 0 \\ 0 \end{vmatrix} \quad (8)$$

Система координат  $x_2y_2z_2$  может быть совмещена с системой  $x_3y_3z_3$  поворотом вокруг оси  $z_2$  на угол  $\gamma_{23}$ . Матрица поворота при переходе от системы  $x_3y_3z_3$  к системе  $x_2y_2z_2$  в этом случае имеет вид

$$M_{23} = \begin{vmatrix} \cos \gamma_{23} & -\sin \gamma_{23} & 0 \\ \sin \gamma_{23} & \cos \gamma_{23} & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{vmatrix} \quad (9)$$

Матричное уравнение перехода к системе  $x_2y_2z_2$

$$x_2 = M_{23}(x_3 + L_{34}) \quad (10)$$

где  $x_2$  – столбец координат точки  $\theta$  в системе  $x_2y_2z_2$ .

Система координат  $x_1y_1z_1$  может быть совмещена с системой  $x_2y_2z_2$  переносом по оси  $x_1$  на величину  $L_{12}$  и поворотом вокруг оси  $x_1$  на угол  $\alpha_{12}$ . Матрица поворота при переходе от системы  $x_2y_2z_2$  к системе  $x_1y_1z_1$  в этом случае

$$M_{12} = \begin{vmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos \alpha_{12} & -\sin \alpha_{12} \\ 0 & \sin \alpha_{12} & \cos \alpha_{12} \end{vmatrix} \quad (11)$$

Матрица переноса

$$L_{12} = \begin{vmatrix} l_{12} \\ 0 \\ 0 \end{vmatrix} \quad (12)$$

Матричное уравнение перехода к системе

$$x_1 = M_{12}M_{23}(x_4 + L_{34}) + L_{12} \quad (13)$$

где,  $x_1$  – столбец координат точки  $\theta$  в системе  $x_1y_1z_1$ .

Система  $x_0y_0z_0$  может быть совмещена с системой  $x_1y_1z_1$  поворотом вокруг оси  $z_0$  на угол  $\gamma_{01}$  и поворотом вокруг оси  $z_0$  на угол  $\gamma_{01}$  и поворотом вокруг оси  $x_0$  на угол  $\alpha_{01}$ . Матрица поворота вокруг оси  $z_{01}$  имеет вид

$$M_{01} = \begin{vmatrix} \cos \gamma_{01} & -\sin \gamma_{01} & 0 \\ \sin \gamma_{01} & \cos \gamma_{01} & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{vmatrix} \quad (14)$$

Матрица поворота вокруг оси

$$M'_{01} = \begin{vmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos \alpha_{01} & -\sin \alpha_{01} \\ 0 & \sin \alpha_{01} & \cos \alpha_{01} \end{vmatrix} \quad (15)$$

Матричное уравнение перехода к системе  $X, Y, Z$  имеет вид

$$x_0 = M'_{01}M_{01}[M_{12}M_{23}(x_4 + L_{34}) + L_{12}] \quad (16)$$

Подставляя в (16) матрицы и производя действия над нами, получим выражения, связывающие координаты произвольной точки ударного механизма 4 в системах  $x_0y_0z_0$  и  $x_4y_4z_4$ :

$$\begin{aligned} x_0 &= [(x_4 + l_{34})\cos \gamma_{23} - y_4 \sin \gamma_{23} + l_{12}]\cos \gamma_{01} - \\ &\quad - [(x_4 + l_{34})\cos \alpha_{12} \sin \alpha_{23} + y_4 \cos \alpha_{12} \cos \gamma_{23} - z_4 \sin \alpha_{12}] \sin \gamma_{01}; \\ y_0 &= [(x_4 + l_{34})\cos \gamma_{23} - y_4 \sin \gamma_{23} + l_{12}]\cos \alpha_{01} \sin \gamma_{23} + \\ &\quad + [y_4 \cos \alpha_{12} \cos \gamma_{23} - z_4 \sin \alpha_{12}] \cos \alpha_{01} \cos \gamma_{01} - [(x_4 + l_{34})\sin \alpha_{12} \sin \gamma_{23} + \\ &\quad + y_4 \sin \alpha_{12} \cos \gamma_{23} + z_4 \cos \alpha_{12}] \sin \gamma_{01}; \\ z_0 &= [(x_4 + l_{34})\cos \gamma_{23} - y_4 \sin \gamma_{23} + l_{12}] \sin \gamma_{01} \sin \gamma_{01} + [(x_4 + l_{34})\cos \alpha_{12} \sin \gamma_{12} + \\ &\quad + y_4 \cos \alpha_{12} \cos \gamma_{23} - z_4 \sin \alpha_{12}] \sin \alpha_{01} \cos \gamma_{01} + [(x_4 + l_{34})\sin \alpha_{12} \sin \gamma_{12} + y_4 \sin \alpha_{12} \cos \gamma_{23} + \\ &\quad + z_4 \cos \alpha_{12} \sin \alpha_{01}]; \end{aligned} \quad (17)$$

Скорости и ускорения произвольной точки 0 исполнительного органа могут быть определены дифференцированием по времени выражений (17). При этом очевидно, что скорости и ускорения точек перемещения ударника будут зависеть от скорости и ускорений обобщенных координат механизма. Для решения выражений (17) выбраны допустимые пределы измерения входящих в уравнения параметров, представляющих практический интерес для проектирования манипуляторов.

### Заключение.

В статье обоснована актуальность перехода от силового резания горной породы дискаами и шарошками к более эффективным технологиям производства скла породы пролонгированным силовым импульсом по средствам применения планетарного ударно-скользящего рабочего органа. Такой переход дает снижение удельных затрат энергии и металлоемкости конструкции машины. Применение планетарной конструктивно-кинематической схемы исполнительного органа расширит возможность последовательной обработки всей груди (по поверхности) забоя. Мехатронный подход позволяет сократить длину проходческого комбайна, что откроет возможность использования его в коротких технологических выработках, что способствует увеличению скорости технического

обеспечения горных проходок. В результате исследования разработана математическая модель равномерного распределения нагрузки на обрабатываемую поверхность забоя, с учетом оптимальных скоростей вращения и частоты ударов. Представлена расчетная схема и математическая модель для исследования кинематики манипуляционной системы рабочего органа. Анализ полученных данных позволяет определить оптимальные геометрические характеристики манипуляционной системы при работе в заданных условиях эксплуатации.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. О Стратегии научно-технологического развития Российской Федерации: Указ Президента РФ от 01.12.2016, № 642
2. Белкин, С.Б. Расчет новой конструкции резцодержателей, разработанной ООО «Орловский завод бурового инструмента и оборудования» / С.Б. Белкин, Ю.Н. Каманин, Л.С. Ушаков // Ударно-вibrationные системы, машины и технологии. Материалы 5-го международного научного симпозиума. – 2013. – С. 191-194.
3. Hartman, L.H. Introductory Mining Engineering / L.H. Hartmann, M.J. Mutmansky. – New-Jersey: John Wiley & Sons, 2002 - 570 с.
4. Mendyka, P. Innovative Roadheader Mining Head With Assymetrical Disc Tools / P. Mendyka, K. Kotwica, G. Stopka. – 2016. С. 489-496.
5. Клинов, В.Е. Современные тенденции развития проходческой техники для крепких горных массивов / В.Е. Клинов, Л.С. Ушаков // Иновации на транспорте и в машиностроении: сборник трудов IV международной научно-практической конференции. – 2016. – Том II. СПб.: Национальный минерально-сырьевой университет "Горный". – С. 63-68.
6. Клинов, В.Е. Импульсные технологии в строительстве / В.Е. Клинов, Л.С. Ушаков, А.С. Трубин // Материалы Международной научно-технической конференции. Национальный исследовательский Московский государственный строительный университет. – 2016. – С. 137-140.
7. Ушаков, Л.С. Гидравлические машины ударного действия / Л.С. Ушаков, Ю.Е. Котылев, В.А. Кравченко. – М: Машиностроение, 2000. – 416 с.
8. Ушаков, Л.С. Перспективы применения гидроударников в качестве рабочих органов технологических машин / Л.С. Ушаков, Ю.Н. Каманин, Н.Д. Фабричный // Мир транспорта и технологических машин. – 2010 – №4. – С. 91-93.
9. Пат. 2624491 Российская Федерация. Способ проведения горной выработки / Ушаков Л.С. опубл. 04.07.2017.
10. Семенченко, А.К. Системное представление строительно-дорожных машин как мехатронного объекта / А.К. Семенченко, О.Е. Шабаев, Д.А. Семенченко // Вестник Харьковского национального автомобильно-дорожного университета. – 2007. – №38. – С.293-295.
11. Подураев, Ю.В. Принципы построения и современные тенденции развития мехатронных систем / Ю.В. Подураев, В.С. Кулешов // Мехатроника. – 2000. – №1. – С. 5-10.
12. Шалобаев, Е.В. К вопросу об определении мехатроники и иерархии мехатронных объектов / Е.В. Шалобаев // Датчики и системы. – 2001. – №7. – С. 64-67.
13. Горбатов, П.А. Концептуальная характеристика сложных горных машин как мехатронных систем / П.А. Горбатов, В.В. Косарев, Н.И. Стадник // Научные труды ДонНТУ-Донецк: ДонНТУ. – 2005. – Вып. 104. – С. 53-61.
14. Клинов, В.Е. Выбор определяющих параметров для разработки математической модели разрушения горных пород ударным инструментом таранного типа / В.Е. Клинов, Л.С. Ушаков // Горный информационно-аналитический бюллетень. – 2017. – № 10. – С. 100–105
15. Каманин, Ю.Н. Разработка новых технологий проходки туннелей в твердых породах / Ю.Н. Каманин, Л.С. Ушаков // Транспортные системы и технологии. – 2016. – № 4(6). – С. 77-86.
16. Клинов, В.Е. Определение величин критериальных уравнений при моделировании процесса разрушения твердых пород инструментом типа «таран» / В.Е. Клинов // Фундаментальные и прикладные проблемы техники и технологии. – 2017. – № 2 (322). – С. 68-72.
17. Byrd, R.H. An Inexact SQP Method for Equality Constrained Optimization / R.H. Byrd, F.E. Curtis, J. Nocedal // SIAM Journal on Optimization. – 2008. – Т. 19. – С. 351.
18. Chalco-Cano, Y. The Karush–Kuhn–Tucker optimality conditions for fuzzy optimization problems / Y. Chalco-Cano, W.A. Lodwick, R. Osuna-Gómez // Fuzzy Optimization and Decision Making. – 2016. – Т. 15. – С. 57-73.
19. Gill, P.E. An SQP Algorithm for Large-Scale Constrained Optimization / P.E. Gill, W. Murray, M.A. Saunders // SIAM Journal on Optimization. – 2002. – Т. 12. – PP. 979-1006.
20. Schittkowski, K. FORTRAN-Subroutine Solving Constrained Nonlinear Programming Problems / K. Schittkowski // Annals of Operations Research. – 1985. – Vol. 5. – С. 485-500.
21. Biggs, M.C. Constrained Minimization Using Recursive Quadratic Programming / M.C. Biggs // Towards Global Optimization/ – 1975/ – PP. 341-349.
22. Han, S.P. A Globally Convergent Method for Nonlinear Programming / S.P. Han // Optimization Theory

and Applications. – 1977. – Т. 22. – Р. 297.

23. Клинов, В.Е. Манипулятор большой несущей способности / В.Е. Клинов, Л.С. Ушаков, А.С. Трубин // Сборник научных статей «Вибрационные технологии, мехатроника и управляемые машины» Курск. – 2016. – С. 235-239.

**Клинов Валерий Евгеньевич**  
ФГБОУ ВО «Орловский государственный университет имени И.С. Тургенева»  
ул. Комсомольская д. 95, Орловская область, г. Орел, 302026, Российская Федерация; Политехнический институт имени Н.Н. Поликарпова, аспирант кафедры «Подъемно-транспортные, строительные и дорожные машины», +7(909)2281818; dtk333@mail.ru.

**Ушаков Леонид Семенович**  
ФГБОУ ВО «Орловский государственный университет имени И.С. Тургенева»  
ул. Комсомольская д. 95, Орловская область, г. Орел, 302026, Российская Федерация, Политехнический институт имени Н.Н. Поликарпова, д-р. техн. наук, профессор кафедры «Подъемно-транспортные, строительные и дорожные машины», +7(962)4813339; oushakov2007@mail.ru.

**Каманин Юрий Николаевич**  
ФГБОУ ВО «Орловский государственный университет имени И.С. Тургенева»  
ул. Комсомольская д. 95, Орловская область, г. Орел, 302026, Российская Федерация, Политехнический институт имени Н.Н. Поликарпова, доцент кафедры «Подъемно-транспортные, строительные и дорожные машины», +7(920)2859006; kamanin277@mail.ru.

V.E. KLIMOV, L.S. USHAKOV, Yu.N. KAMANIN

## DEVELOPMENT AND MATHEMATICAL MODELING OF THE MECHATRONIC MINING COMPLEX WITH A WORKING ORGAN OF PLANETARY TYPE

**Abstract.** The article presents the results of the analysis of existing techniques and technologies for tunneling. Justified the need to develop a compact tunnel complexes as mechatronic systems. A new method of carrying out production with the use of a working body of the planetary type. The mathematical model for uniform distribution of load on the surface of the mine, taking into account the optimal speed and frequency of strokes. Author presents a design scheme and mathematical model to study the kinematics of the manipulation system of the working body.

**Keywords:** tunnel complex, planetary executive body, constructive-kinematic scheme, optimal design, method of successive linear approximation, frequency of impacts, kinematics of the manipulation system, impact method, mathematical modeling.

## BIBLIOGRAPHY

1. О Strategii nauchno-tehnologicheskogo razvitiya Rossijskoj Federacii: Ukaz Prezidenta RF ot 01.12.2016, № 642
2. Belkin, S.B. Raschet novoj konstrukcii rezcederzhatelej, razrabotannoj OOO «Orlovskij zavod burovogo instrumenta i oborudovaniya» / S.B. Belkin, YU.N. Kamanin, L.S. Ushakov // Udarno-vibracionnye sistemy, mashiny i tekhnologii. Materialy 5-go mezhdunarodnogo nauchnogo simpoziuma. – 2013. – С. 191-194.
3. Hartman, L.H. Introductory Mining Engineering / L.H. Hartmann, M.J. Mutmansky. – New-Jersey: John Wiley & Sons, 2002 - 570 s.
4. Mendyka, P. Innovative Roadheader Mining Head With Assymetrical Disc Tools / P. Mendyka, K. Kotwica, G. Stopka. – 2016. S. 489-496.
5. Klimov, V.E. Sovremennye tendencii razvitiya prohodcheskoj tekhniki dlya krepkih gornyh massivov / V.E. Klimov, L.S. Ushakov // Inovacii na transporte i v mashinostroenii: sbornik trudov IV mezhdunarodnoj nauchno-prakticheskoy konferencii. – 2016. – Tom II. SPb.: Nacionalnyj mineralno-syrevoj universitet "Gornyj". – S. 63-68.
6. Klimov, V.E. Impulsnye tekhnologii v stroitelstve / V.E. Klimov, L.S. Ushakov, A.S. Ttrubin // Materialy Mezhdunarodnoj nauchno-tehnicheskoy konferencii. Nacionalnyj issledovatelskij Moskovskij gosudarstvennyj stroitelnyj universitet. – 2016. – S. 137-140.
7. Ushakov, L.S. Gidravlicheskie mashiny udarnogo dejstviya / L.S. Ushakov, YU.E. Kotylev, V.A. Kravchenko. – M: Mashinostroenie, 2000. – 416 s.
8. Ushakov, L.S. Perspektivy primeneniya gidroudarnikov v kachestve rabochih organov tekhnologicheskikh mashin / L.S. Ushakov, YU.N. Kamanin, N.D. Fabrichnyj // Mir transporta i tekhnologicheskikh mashin. – 2010 – №4. – S. 91-93.
9. Pat. 2624491 Rossijskaya Federaciya. Sposob provedeniya gornoj vyrabotki / Ushakov L.S. opubl. 04.07.2017.

10. Semenchenko, A.K. Sistemnoe predstavlenie stroitelno-dorozhnyh mashin kak mekhatronnogo ob"ekta / A.K. Semenchenko, O.E. Shabaev, D.A. Semenchenko // Vestnik Harkovskogo nacionalnogo avtomobilno-dorozhnogo universiteta. – 2007. – №38. – S.293-295.
11. Poduraev, YU.V. Principy postroeniya i sovremennoye tendencii razvitiya mekhatronnyh sistem / YU.V. Poduraev, V.S. Kuleshov // Mekhatronika. – 2000. – №1. – S. 5-10.
12. SHalobaev, E.V. K voprosu ob opredelenii mekhatroniki i ierarhii mekhatronnyh ob"ektorov / E.V. SHalobaev // Datchiki i sistemy. – 2001. – №7. – S. 64-67.
13. Gorbatov, P.A. Konceptualnaya harakteristika slozhnyh gornyh mashin kak mekhatronnyh sistem / P.A. Gorbatov, V.V. Kosarev, N.I. Stadnik // Nauchnye trudy DonNTU-Doneck: DonNTU. – 2005. – Vyp. 104. – S. 53-61.
14. Klimov, V.E. Vybor opredelyayushchih parametrov dlya razrabotki matematicheskoy modeli razrusheniya gornyh porod udarnym instrumentom tarannogo tipa / V.E. Klimov, L.S. Ushakov // Gornyj informacionno-analiticheskij byulleten. – 2017. – № 10. – S. 100–105
15. Kamanin, YU.N. Razrabitka novyh tekhnologij prohodki tunnelej v tverdyh porodah / YU.N. Kamanin, L.S. Ushakov // Transportnye sistemy i tekhnologii. – 2016. – № 4(6). – S. 77-86.
16. Klimov, V.E. Opredelenie velichin kriterialnyh uravnenij pri modelirovaniyu processa razrusheniya tverdyh porod instrumentom tipa «taran» / V.E. Klimov // Fundamentalnye i prikladnye problemy tekhniki i tekhnologii. – 2017. – № 2 (322). – S. 68-72.
17. Byrd, R.H. An Inexact SQP Method for Equality Constrained Optimization / R.H. Byrd, F.E. Curtis, J. Nocedal // SIAM Journal on Optimization. – 2008. – T. 19. – C. 351.
18. Chalco-Cano, Y. The Karush–Kuhn–Tucker optimality conditions for fuzzy optimization problems / Y. Chalco-Cano, W.A. Lodwick, R. Osuna-Gómez // Fuzzy Optimization and Decision Making. – 2016. – T. 15. – C. 57-73.
19. Gill, P.E. An SQP Algorithm for Large-Scale Constrained Optimization / P.E. Gill, W. Murray, M.A. Saunders // SIAM Journal on Optimization. – 2002. – T. 12. – PP. 979-1006.
20. Schittkowski, K. FORTRAN-Subroutine Solving Constrained Nonlinear Programming Problems / K. Schittkowski // Annals of Operations Research. – 1985. – Vol. 5. – C. 485-500.
21. Biggs, M.C. Constrained Minimization Using Recursive Quadratic Programming / M.C. Biggs // Towards Global Optimization/ – 1975/ – PP. 341-349.
22. Han, S.P. A Globally Convergent Method for Nonlinear Programming / S.P. Han // Optimization Theory and Applications. – 1977. – T. 22. – P. 297.
23. Klimov, V.E. Manipulator bolshoj nesushchej sposobnosti / V.E. Klimov, L.S. Ushakov, A.S. Trubin // Sbornik nauchnyh statej «Vibracionnye tekhnologii, mekhatronika i upravlyayemye mashiny» Kursk. – 2016. – S. 235-239.

**Klimov Valerii Evgenievich**  
Federal State Budget Educational  
Institution of Higher Education  
«Orel State University named after  
I.S. Turgenev»  
RU, 302026, Orel,  
st.Komsomolskaya, 95  
Polytechnic Institute named after N.  
N. Polikarpov  
Postgraduate of the Department of  
lifting and transport, building and  
road machines  
+7(909)2281818;  
dtk333@mail.ru;

**Ushakov Leonid Semenovich**  
Federal State Budget Educational  
Institution of Higher Education  
«Orel State University named after  
I.S. Turgenev»  
RU, 302026, Orel,  
st.Komsomolskaya, 95  
Polytechnic Institute named after N.  
N. Polikarpov  
Ph. D., Professor of the Department  
of lifting and transport, building and  
road machines  
+7(962)4813339;  
oushakov2007@mail.ru.

**Kamanin Yurii Nikolaevich**  
Federal State Budget Educational  
Institution of Higher Education  
«Orel State University named after  
I.S. Turgenev»  
RU, 302026, Orel,  
st.Komsomolskaya, 95  
Polytechnic Institute named after N.  
N. Polikarpov  
associate Professor of the Department  
of lifting and transport, building and  
road machines  
+7(920)2859006;  
kamanin277@mail.ru.

УДК- 004.896

Е.А. ЛУКЬЯНОВ, Ю.Б. ИВАЦЕВИЧ, А.Ю. ЗАЙЦЕВ

## ВИРТУАЛЬНОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРИ ФОРМИРОВАНИИ КОМПЕТЕНЦИЙ ОБУЧАЮЩИХСЯ ПО НАПРАВЛЕНИЮ 15.03.06 «МЕХАТРОНИКА И РОБОТОТЕХНИКА»

**Аннотация.** Введение. Статья посвящена проблемам рационального использования ресурсов высших учебных заведений для подготовки кадров высшей квалификации по двухуровневой системе, в соответствии с требованиями ФГОС. Целями работы являлись обзор и выбор среди виртуального моделирования, легко интегрируемой в образовательный процесс и позволяющей проводить эксперименты в виртуальной среде, которые трудно реализовать на реальном оборудовании. Результаты исследования. Проведён анализ существующих сред моделирования. Осуществлён выбор среди виртуального моделирования для проведения лабораторных работ со студентами.

**Ключевые слова:** виртуальное моделирование, роботы, мехатроника, робототехника, эмуляторы, симуляция.

### Введение.

Переход российского высшего образования на двухуровневую систему подготовки выдвигает новые требования к качеству образования. Одним из главных требований является формирование основных компетенций, большинство из которых сформулированы в ФГОСах по соответствующим направлениям подготовки. Особое место в требованиях ФГОС уделяется формированию профессиональных компетенций.

В условиях дефицита финансирования большинства вузов одним из путей формирования профессиональных компетенций является разработка и внедрение виртуальных лабораторных работ, которые во многом могут заменить отсутствующее в вузах дорогостоящее оборудование (станки с ЧПУ, промышленные роботы, системы автоматизации, системы гидропневмоавтоматики и т.п.). Внедрению виртуальных лабораторных работ может способствовать также наблюдаемое в последнее время насыщение вузов современными компьютерными классами, пакетами прикладных программ, повышение компьютерной грамотности студентов и преподавателей, а также желание руководства экономить средства на приобретение дорогостоящего оборудования, экономию электроэнергии и других ресурсов [1].

### Основная часть.

Моделирование играет ключевую роль в области мехатроники и роботостроения, потому что оно позволяет проводить эксперименты, которые в ином случае были бы дорогими и/или требовали больших затрат времени. Моделирование предоставляет возможность пробовать идеи в динамичных искусственных средах, собирая данные о стимулах-реакциях, чтобы определить качество системы управления. Моделирование также делает возможным развитие роботизированных систем управления, которое зависит от случайных перестановок систем управления, производимых с различными преобразованиями.

Грамотное моделирование сокращает как технологические риски в процессе создания, так и вероятность выхода робота из строя при эксплуатации. Невозможно переоценить полезность сред моделирования при обучении в мехатронике и робототехнике. Доверить студентам робота на лабораторных занятиях зачастую небезопасно и накладно. В данном случае выручает программное обеспечение (ПО) для моделирования. Одним из преимуществ такого ПО, является возможность сохранять модель на разных этапах построения, и в случае ошибки перезагрузиться, как в компьютерной игре.

Многие современные программные среды обеспечивают настолько реалистичную трехмерную визуализацию, что вполне годятся и для качественной презентации, иллюстрирующей те или иные концепции или функции, для представления потенциальным заказчикам, инвесторам или партнерам. При обучении это отличная возможность сначала рассмотреть робота со всех сторон на экране, а потом сопоставить с реальностью.

Программы моделирования роботов могут значительно упростить процесс создания физических роботов.

Цель моделирования зависит от стадии разработки. Это может быть и проверка гипотезы, и оптимизация конструкции, механического дизайна, и тестирование программного обеспечения, реализующего новые алгоритмы обработки сенсорной информации и управления поведением, и на более поздних этапах – отладка кода до его переноса на контроллер робота и оффлайн-программирование, распространенное в промышленной робототехнике. Хорошая среда моделирования позволяет свободно переключаться между стадиями проектирования и быстро оценить конечный результат, даже изменения параметры, заложенные в самом начале моделирования.

В настоящее время существует довольно много программ, позволяющих реализовать виртуальные модели мехатронных и робототехнических систем. Для успешного внедрения соответствующего ПО в учебный процесс, оно должно отвечать следующим основным требованиям:

- программное обеспечение должно быть бесплатным и свободно распространяемым, что особенно важно при ограниченном финансировании вузов;
- программное обеспечение должно быть доступным для обучающихся, включая возможные обновления;
- программное обеспечение должно работать в ОС Microsoft Windows, как наиболее распространенной в ВУЗах и среди обучающихся;
- программное обеспечение должно содержать набор базовых элементов мехатроники и робототехники готовые модели роботов и сенсоров;
- наличие методического обеспечения используемого ПО.

Таким образом, выбор соответствующего ПО для виртуального моделирования мехатронных и робототехнических систем для использования в учебном процессе вузов является актуальной задачей.

Программные среды можно разделить на «общего назначения», поддерживающие и моделирование различных роботов, такие как Matlab SimMechanics, 20-sim , Scilab/Scicos и другие многочисленные среды и пакеты, основанные на языке Modelica, а также «специализированные», которые разрабатывались специально под задачи робототехники, например Webots, V-REP, Gazebo Rviz, Microsoft Robotics Developer Studio и др.

Можно также провести классификацию на «универсальные» и «монобрендовые». В первом случае в среду встраиваются модели различных типов роботов, в том числе поддерживается построение оригинальных моделей с нуля, а инициаторами разработки, как правило, выступают независимые компании, университетские лаборатории, либо коллектизы энтузиастов. Во втором разработку ведут сами крупные производители непосредственно под продаваемое оборудование. В основном это компании из промышленной робототехники. К наиболее известным из таких сред относятся ABB Robot Studio, KUKA.SIM и ROBOGUIDE от FANUC, предлагающие довольно схожий функционал.

Выбор среды виртуального моделирования

Microsoft Robotics Developer Studio [2]

Microsoft Robotics Developer Studio – продукт компании Microsoft, предназначенный для разработки в области робототехники . MRDS включает в себя несколько компонентов:

Visual Programming Language (VPL) – визуальный язык программирования (рисунок 1).

Эмулятор робота и среды окружения (рисунок 2).

Concurrency and Coordination Runtime (CCR) – библиотека для работы с параллельными и асинхронными потоками данных.

Decentralized System Services (DSS) – сервисный подход к созданию слабо связанных распределенных приложений.

Все компоненты в MRDS представляют собой независимо исполняемые сервисы. Для разработчика не существует физических устройств – есть сервис с интерфейсом, с помощью которого можно изменять состояние устройства, или считывать с него информацию.

Среда, в которой выполняется приложение в MRDS, носит название Runtime Environment. В основе Runtime лежит CLR 2.0, что дает возможность писать приложения, используя любые языки программирования платформы Microsoft .NET.

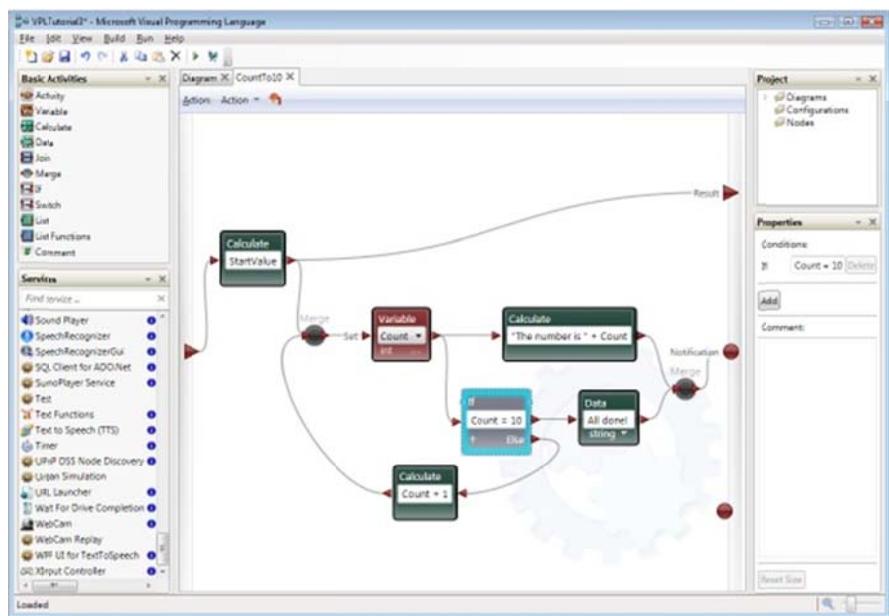


Рисунок 1 – Пример программы на VPL

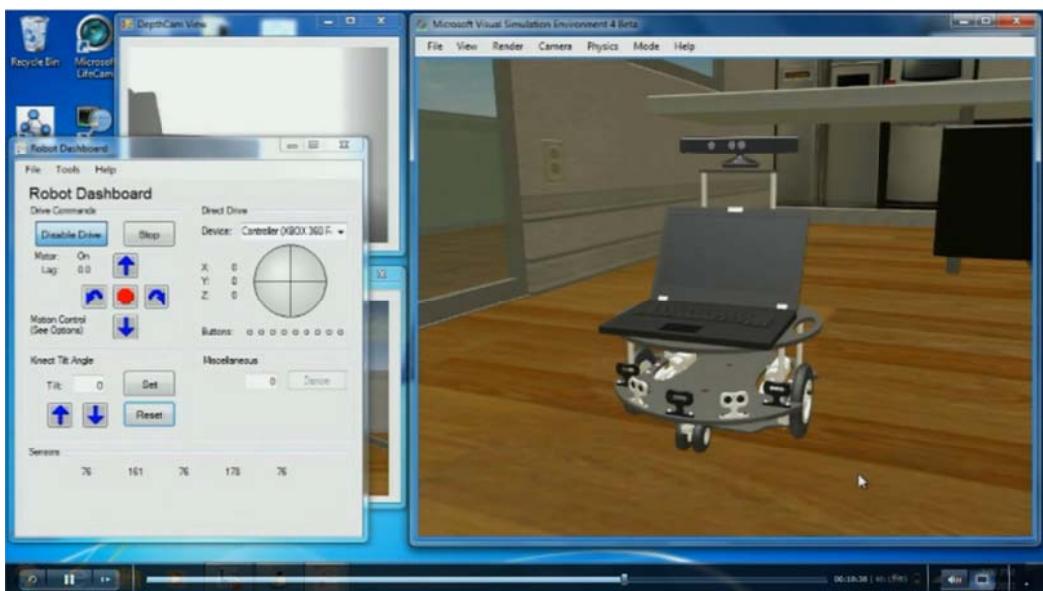


Рисунок 2 – Робот в созданном виртуальном окружении MRDS

В качестве физического движка в MRDS используется технология NVIDIA PhysX. В MRDS поддерживается несколько языков программирования: C#, Visual Basic .NET, Jscript и IronPython. Однако интеграция с ROS отсутствует.

К достоинствам MRDS можно отнести:

- его достаточно легко начать использовать;
- подходит для обучения и исследований;
- сценический подход позволяет моделировать окружающий мир; создавая предметы и расставляя их в нужных местах;
- точное моделирование визуальной составляющей окружающего мира;
- симуляция физических процессов поддерживается в полном объеме.

Однако MRDS имеет ряд ограничений. В MRDS мир идеализирован, т.е. нет искажения данных, как в реальном мире. Например, поверхность, по которой перемещается

робот, имеет фиксированный коэффициент трения. Тем не менее, при написании сервисов для конкретных «виртуальных» сенсоров можно искусственно добавить шум. Точная настройка моделей в MRDS требует очень много времени. Модель физики в MRDS упрощена, поэтому MRDS не подходит для симуляции процессов, требующих более точных расчетов.

### Среда разработки Webots

Webots (рисунок 3) – среда разработки от швейцарской компании Cyberbotics, предназначенная для моделирования, программирования и эмулирования роботов. При помощи Webots пользователь может проектировать сцены с различным числом объектов и роботов. Настройки объектов, такие, как масса, размер, цвет и т.д., также задаются пользователем. Благодаря большому разнообразию сенсоров и материалов, можно создавать любые модификации роботов. Моделирование в данной среде основывается на физическом движке ODE.

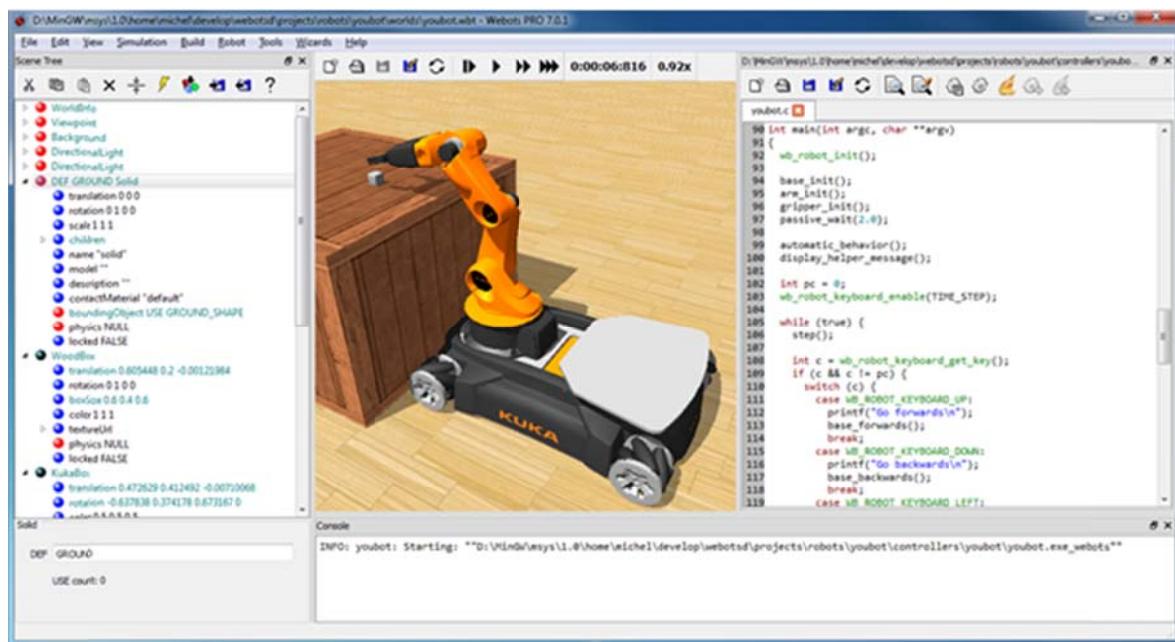


Рисунок 3 – Среда разработки Webots

Основной элемент разработки в Webots – это, так называемая, сцена. Она состоит из различных объектов окружения, настроек физических параметров виртуального мира, а также роботов. Настройки физических параметров достаточно гибкие, они позволяют исследовать поведение робота при различных условиях. Например, можно изменять силу трения, изменять состояние среды – эмулировать водные объекты, добавлять ветер и т.д. Для проектировки сцены существует встроенный редактор, он позволяет проектировать сцены с различными геометрическими объектами, а также создавать уникальные модели роботов. Важной особенностью Webots является возможность ускоренной эмуляции, что позволяет за короткий срок собрать важную информацию, например о поведении робота при различных условиях. В Webots встроена интегрированная среда разработки. Также доступен мощный API на 6 языках программирования: C, C++, Java, Python, Matlab и URBI. В Webots поддерживается взаимодействие с ROS.

### Симулятор роботов Gazebo

Gazebo – симулятор роботов с открытым исходным кодом, разрабатываемый и поддерживаемый фондом Open Source Robotics Foundation.

### Возможности симулятора Gazebo:

- поддержка нескольких высокопроизводительных физических движков (ODE, Bullet, Simbody и DART);
- реалистичное изображение окружающей среды за счет использования графического движка OGRE, который обеспечивает высококачественное освещение, тени и текстуры;

- наличие большого количества готовых сенсоров (лазерные дальномеры, 2D/3D-камеры, Kinect, контактные сенсоры, датчики силы/момента и др.) с возможностью искусственного зашумления получаемой от них сенсорной информации;
- возможность расширения функционала за счет собственных модулей;
- большое количество готовых моделей роботов (PR2, Pioneer2 DX, iRobot Create, TurtleBot и др.) с возможностью создания собственных моделей на языке описания SDF;
- удаленная симуляция и управление через TCP/IP с использованием протокола Google Protobufs.

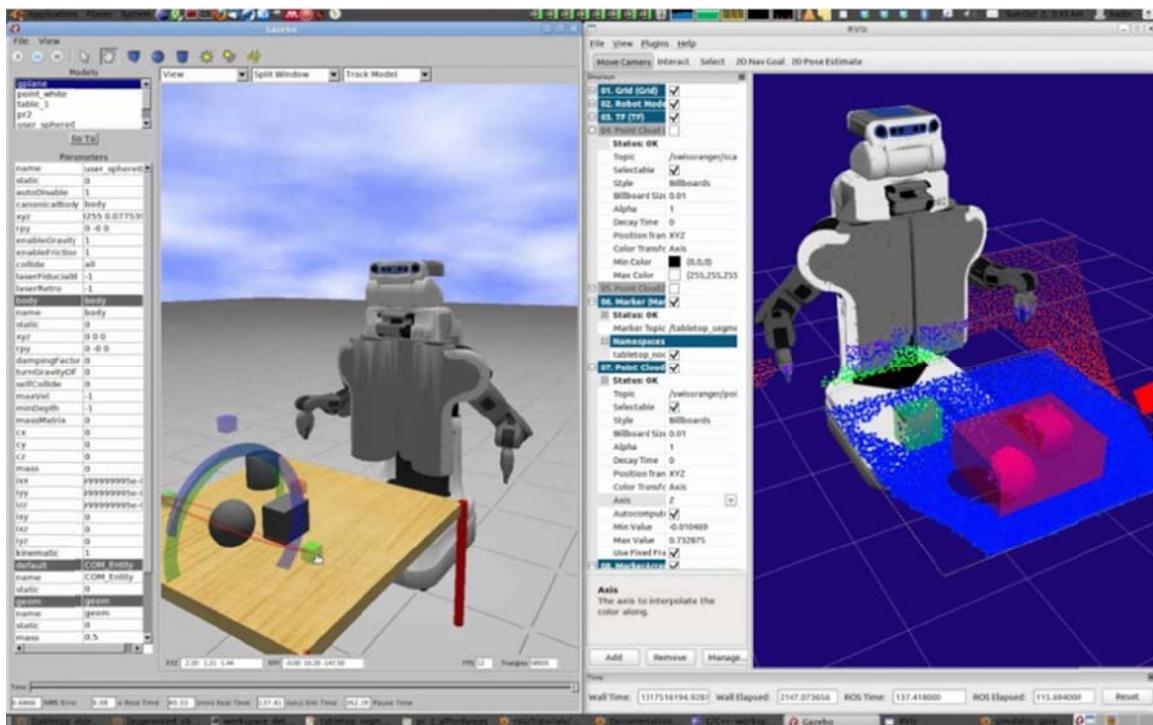


Рисунок 4 – Симулятор Gazebo

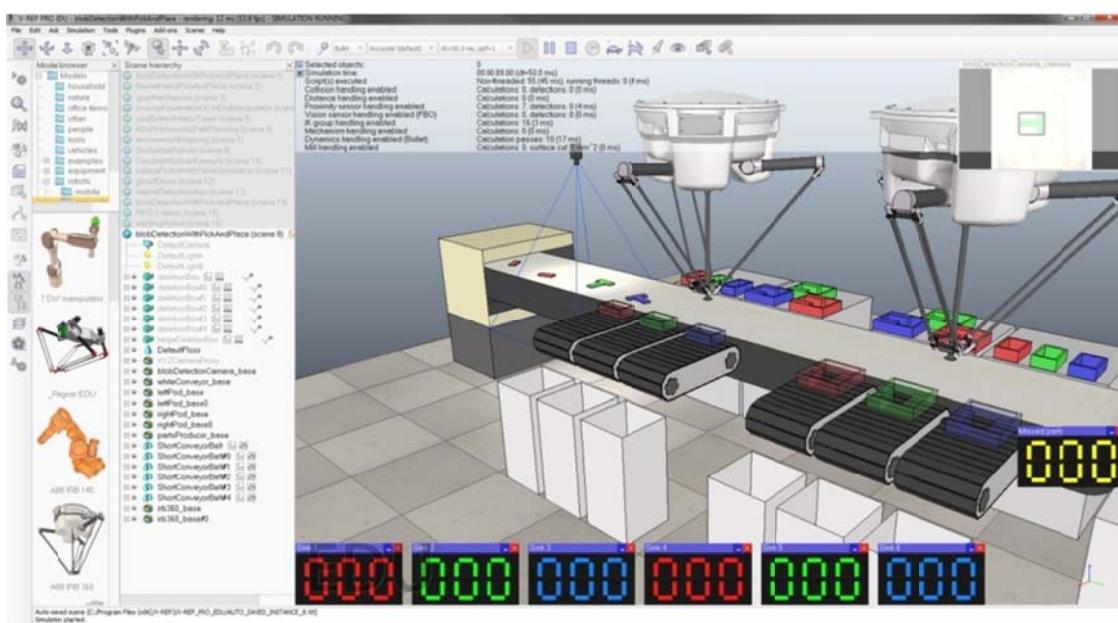


Рисунок 5 – Среда моделирования роботов V-REP

Среда моделирования роботов V-REP

V-REP (Virtual Robot Experimentation Platform) – виртуальная экспериментальная платформа для роботов от швейцарской компании Coppelia Robotics . Среда V-REP (рисунок

5) основана на распределенной архитектуре управления: каждым объектом/моделью можно индивидуально управлять с помощью встроенного скрипта, подключаемого модуля, узла ROS, удаленного клиента или с помощью собственного решения. Это делает V-REP очень универсальным и идеально подходящим для моделирования одновременно большого количества роботов, а также для моделирования мультиагентных систем. В V-REP, как и в Webots, присутствует интегрированная среда разработки и API с поддержкой нескольких языков программирования (C/C++, Lua, Python, Java, Matlab, Octave, URBI). Также поддерживается интеграция с ROS.

Среда моделирования V-REP используется для быстрой разработки алгоритмов, моделирования автоматизации производства, быстрого прототипирования и проверки, обучения в области мехатроники и робототехники, удаленного мониторинга и т.д.

Особенностями среды V-REP являются:

- мощный API с поддержкой 6 языков программирования;
- 3 физических движка (Bullet Physics, ODE и Vortex Dynamics);
- прямая и обратная кинематика;
- определение коллизий, вычисление минимальных расстояний между объектами;
- симуляция обработки материалов (сверление, фрезеровка, сварка);
- симуляция различных сенсоров (расстояния, камеры);
- планирование пути/движения;
- различные средства записи и визуализации данных;
- модульная система построения роботов;
- широкие возможности по созданию, импортированию и редактированию 3D моделей;
- возможность создания собственного интерфейса управления.
- V-REP работает под ОС Microsoft Windows, Linux и Mac OS.

### Заключение.

Сравнительный анализ показал, что заданным критериям соответствуют среды виртуального моделирования Webots, Gazebo и V-REP. Однако использование симулятора Gazebo в учебном процессе осложнено тем, что он работает только под ОС Linux. Webots и V-REP поддерживают ОС Microsoft Windows и имеют схожий функционал. Обе среды имеют версии для использования в учебном процессе. Но в V-REP, в отличие от Webots, данная версия для обучения является полностью бесплатной и без функциональных ограничений.

Таким образом, для виртуального моделирования роботов и мехатронных систем наилучшей является среда V-REP.

В настоящее время на кафедре Мехатроника и робототехника подготовлены методические указания по виртуальному моделированию мобильных роботов [6] в среде V-REP и формируется учебное пособие, включающее следующие разделы:

- общее знакомство с V-REP;
- моделирование 3-х колесной мобильной платформы;
- моделирование 4-х колесной мобильной платформы;
- моделирование гусеничной мобильной платформы;
- движение мобильного робота по наклонной плоскости;
- движение мобильного робота по пересеченной местности плоскости;
- методическое руководство по использованию отдельных модулей (датчики движения, усилий, распознавания, планирование траекторий, поворота и перемещения и т.п.);
- использование Remote API в V-REP;
- графический интерфейс V-REP;
- взаимодействие V-REP с пакетом Matlab;
- изучение динамики мобильной платформы в среде V-REP.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Герасимов, И.А. Виртуальное моделирование роботов / И.А. Герасимов, Ю.Б. Ивацевич, Е.А. Лукьянов // Международный научно-методический симпозиум: Современные проблемы многоуровневого образования. – Ростов н/Д, 2014. – С. 287-292.

2. Среда разработки Microsoft Robotics Developer Studio [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <https://msdn.microsoft.com/en-us/library/bb648760.aspx>.
3. Симулятор роботов Gazebo [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://gazebosim.org/>.
4. Среда разработки Webots [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <https://www.cyberbotics.com/>.
5. Среда моделирования роботов V-REP [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://www.coppeliarobotics.com/>.
6. Герасимов, И.А. Сборник лабораторных работ по виртуальному моделированию роботов в пакете V-REP [Электронный ресурс] / И.А. Герасимов, Ю.Б. Ивацевич, Е.А. Лукьянов. – ЦДО ДГТУ. – Режим доступа: <http://de.donstu.ru/CDOCourses/620d751f-df91-4606-8c75-897da5a11b2d/2086/1890.pdf>.

**Лукьянов Евгений Анатольевич**  
Донской государственный  
технический университет, г.  
Ростов-на-Дону  
Кандидат технических наук,  
доцент, заведующий кафедрой  
«Робототехника и мехатроника»  
344000, г. Ростов-на-Дону, пл.  
Гагарина, 1  
Тел.: 89526069627  
E-mail: alexandr22333@mail.ru

**Ивацевич Юрий Борисович**  
Донской государственный  
технический университет, г.  
Ростов-на-Дону  
Кандидат технических наук,  
доцент кафедры «Робототехника и  
мехатроника»  
344000, г. Ростов-на-Дону, пл.  
Гагарина, 1  
Тел.: 89526069627  
E-mail: alexandr22333@mail.ru

**Зайцев Александр Юрьевич**  
Донской государственный  
технический университет, г.  
Ростов-на-Дону  
Ассистент кафедры  
«Робототехника и мехатроника»  
344058, г. Ростов-на-Дону, пр.  
Коммунистический 25/3, кв. 11.  
Тел.: 89526069627  
E-mail: alexandr22333@mail.ru

E.A. LUKYANOV, Yu.B. IVATSEVICH, A.Yu. ZAITSEV

## VIRTUAL MODELING IN THE FORMATION OF COMPETENCIES OF STUDENTS IN THE FIELD 15.03.06. «MECHATRONICS AND ROBOTICS»

**Abstract.** *Introduction. The article is devoted to the issues of rational use of resources of higher educational institutions for the training of highly qualified personnel on a two-tier system, in accordance with the requirements of FSES. The purpose of this work was to review and choice of the virtual modeling environment, easily integrated into the educational process and allowing experiments in a virtual environment that are difficult to implement on real equipment. Results. The analysis of existing modeling environments is carried out. A virtual simulation environment was chosen to conduct laboratory work with students.*

**Keywords:** virtual simulation, robots, mechatronics, robotics, emulators, simulation.

## BIBLIOGRAPHY

1. Gerasimov, I.A. Virtualnoe modelirovanie robotov / I.A. Gerasimov, YU.B. Ivacevich, E.A. Lukyanov // Mezhdunarodnyj nauchno-metodicheskij simpozium: Sovremennye problemy mnogourovnevogo obrazovaniya. – Rostov n/D, 2014. – S. 287-292.
2. Sreda razrabotki Microsoft Robotics Developer Studio [EHlektronnyj resurs]. – Rezhim dostupa: <https://msdn.microsoft.com/en-us/library/bb648760.aspx>.
3. Simulyator robotov Gazebo [EHlektronnyj resurs]. – Rezhim dostupa: <http://gazebosim.org/>.
4. Sreda razrabotki Webots [EHlektronnyj resurs]. – Rezhim dostupa: <https://www.cyberbotics.com/>.
5. Sreda modelirovaniya robotov V-REP [EHlektronnyj resurs]. – Rezhim dostupa: <http://www.coppeliarobotics.com/>.
6. Gerasimov, I.A. Sbornik laboratornyh rabot po virtualnomu modelirovaniyu robotov v pakete V-REP [EHlektronnyj resurs] / I.A. Gerasimov, YU.B. Ivacevich, E.A. Lukyanov. – CDO DGTU. – Rezhim dostupa: <http://de.donstu.ru/CDOCourses/620d751f-df91-4606-8c75-897da5a11b2d/2086/1890.pdf>.

**Lukyanov Eugene Anatolievich**  
Don State Technical University,  
Rostov-on-Don  
Candidate of technical Sciences,  
associate professor, Head of the  
Robotics and mechatronics Department  
344000, Rostov-on-Don, Gagarin sq., 1  
Tel.: 89526069627  
E-mail: alexandr22333@mail.ru

**Ivatsevich Yuri Borisovich**  
Don State Technical University,  
Rostov-on-Don  
Candidate of technical Sciences,  
associate professor of the Robotics and  
mechatronics Department  
344000, Rostov-on-Don, Gagarin sq., 1  
Tel.: 89526069627  
E-mail: alexandr22333@mail.ru

**Zaitsev Alexander Yurievich**  
Don State Technical University,  
Rostov-on-Don  
assistant of the Robotics and  
mechatronics Department  
344058, Rostov-on-Don,  
Kommunisticheskij Avenue 25/3, Apt.  
11  
Tel.: 89526069627  
E-mail: alexandr22333@mail.ru

## МОДЕЛИРОВАНИЕ ЗУБЧАТО-РЕЕЧНЫХ ДВИЖИТЕЛЕЙ ШАХТНЫХ ЭЛЕКТРОВОЗОВ ДЛЯ ВЫБОРА РЕСУРСОСБЕРЕГАЮЩИХ ПАРАМЕТРОВ

**Аннотация.** В работе представлен методический подход к моделированию работы привода зубчато-реечных передач, применение которых позволяет расширить область применения шахтных электровозов на наклонные пласти с углом падения до  $35^0$ . Предложено в качестве дополнительных качественных критериев при проектировании передач использовать коэффициенты скорости и ускорения, для расчёта которых предложены зависимости применительно к передачам с радиусным профилем зуба. Проведена оценка изменения силовых параметров проектируемой передачи в зависимости от её изнашивания. Проведена оценка напряжённо-деформированного состояния контактной зоны передачи.

**Ключевые слова:** зубчато-реечные движители, моделирование, напряжённо-деформированное состояние, силовые параметры.

### Введение.

Исследованию работы шахтных электровозов и повышению эффективности их применения посвящены работы Е.А. Андреева, Д.В. Волкова, С.А. Волотковского, А.Л. Западинского, Н.А. Малевича, Г.Я. Пейсаховича, Ю.С. Пухова, О.Н. Синчука, А.О. Спиваковского, И.Г. Штокмана, и других ученых. Однако они направлены, в основном, на совершенствование электрической системы управления приводом. Вопросам совершенствования механического привода уделено недостаточно внимания.

Работы в области совершенствования шахтного электровозного транспорта проводят ВЭЛНИИ, ЮРГТУ (НПИ), Санкт-Петербургском государственном горном институте (СПГГИ), Московском государственном горном университете (МГГУ), ННЦ ИГД им. А. А. Скочинского (г. Люберцы), Пермском государственном техническом университете, ДонНТУ, ОАО «Электромашина» (г. Харьков), ЗАО ПКФ «Амплитуда» (г. Донецк), ООО «Шахтные электрические системы» (г. Пермь), ДонУГИ, ВНИИПТмаш и в других организациях.

### Основная часть.

Расширения области применения шахтных электровозов на наклонные выработки с уклоном свыше 0,005 можно добиться посредством применения в системе привода зубчато-реечных передач, за счёт наличия жёстко закреплённой по оси симметрии рельсового пути рейки и обкатывающегося по ней колесу, закрепленному на выходном валу приводного редуктора. Для обеспечения постоянства межосевого расстояния в паре «колесо-рейка» необходимо использовать опорно-направляющий механизм, оснащённый опорами качения.

Разработке методов расчета и усовершенствования конструкций тяжело нагруженных зубчато-реечных передач посвящены работы Н.Г. Бойко, В.А. Бреннера, Н.И. Буцыка, Э.Г. Годынского, И.А. Горобца, В.В. Гончарова, Д.Г. Ишунькина, Н.Г. Карташова, Т.В. Ковалевой, Г.Н. Лимаренко, В.Г. Лукиенко, Л.В. Лукиенко, С.И. Носенко, В.П. Онищенко, В.А. Потапенко, П.Г. Сидорова, С.Н. Смирнова, Ю.Д. Федоровского, В.А. Хирова, Н.Р. Щербакова и других.

Труды этих ученых посвящены решению вопросов проектирования и расчета тяжело нагруженных зубчато-реечных передач в проектном состоянии без учёта процесса изнашивания. Особенности работы шахтных электровозов, при этом, не учтены. При разработке методик расчета движителей, основанных на применении зубчато-реечных передач, использованы предпосылки, которые не позволяют использовать их для шахтных электровозов и прогнозировать процесс их изнашивания.

В соответствии с целью работы были поставлены следующие задачи исследований:

- проанализировать конструкции шахтных электровозов и опыт применения зубчато-реечных передач в тяжело нагруженных технологических машинах и разработать систему перемещения шахтного электровоза в выработках с уклоном более 0,005.

- разработать математическую модель, позволяющую проводить комплексное проектирование системы перемещения, отличающуюся учетом влияния жёсткости элементов

системы на работу передачи с возможностью обеспечения безударной работы зацепления на стадии проектирования.

- обосновать рациональное сочетание геометрических параметров приводной шестерни, колеса и рейки и провести аналитические исследования нагруженности зубчато-реечных передач для разработки тягового органа с необходимой и достаточной металлоёмкостью.

- провести вычислительный эксперимент для определения интенсивности изнашивания зубчато-реечной передачи.

- разработать ресурсосберегающую технологию изготовления зубчато-реечных движителей для шахтных электровозов.

Анализ существующих вариантов подъёма шахтного электровоза показал, что при применении лебёдки возможны колебания электровоза с амплитудой до 13 мм, что может негативно сказаться на надёжности каната, лебёдки и электровоза, увеличивая их динамическую нагруженность.

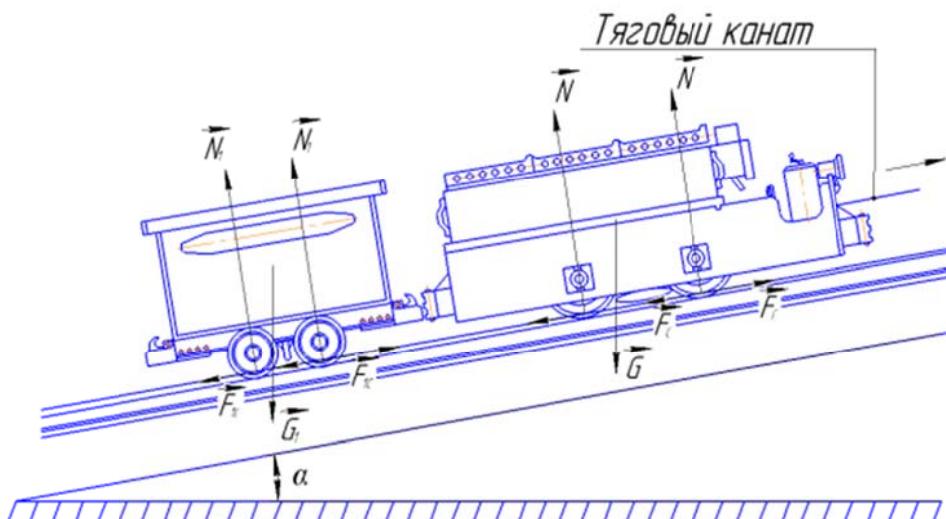


Рисунок 1 – Электровоз на наклонной выработке



Рисунок 2 – Факторы, определяющие сопротивление движению шахтного электровоза

Применение конвейерного подъёма добытого полезного ископаемого в наклонных выработках, имеющих радиус поворота, также весьма затруднено. Использование зубчато-реечных передач, обладающих повышенной надёжностью, жёсткостью и неприхотливых в обслуживании, хорошо зарекомендовавших себя при работе в шахтных условиях, позволит значительно расширить область применения шахтных электровозов на углы с уклоном более 0,005.

Для обоснования эффективности применения зубчато-реечных передач рассмотрим движение электровоза вверх по наклонной выработке. Факторы, определяющие

сопротивление движению шахтного электровоза представлены на рисунке 2. Основными из них являются: работа силы трения  $f m_1 g S \cos \alpha$  и скатывающей составляющей силы тяжести:  $m_1 g S \sin \alpha$  при движении машины вверх по выработке.

Для движения вверх электровоз должен обладать энергией  $mv^2/2$ . Оснащение электровоза зубчато-реечной системой подачи при работе на уклонах приводит к появлению дополнительного источника, способствующего перемещению вверх по наклонной выработке.

Уравнение движения имеет вид:

$$\frac{m_{np}}{2} \left( \frac{ds}{dt} \right)^2 + \frac{J_{np}}{2} \left( \frac{ds}{Rdt} \right)^2 \pm m_{np} g S \sin \alpha = QS - \sum \left( k m g \frac{S}{R} \cos \alpha + \frac{c}{2} \Delta x \right) \quad (1)$$

где:  $\alpha = 0 \dots 19$  – угол наклона выработки, град;  $S = 5 \dots 15$  – перемещение электровоза, м;  $g$  – ускорение свободного падения,  $\text{м/с}^2$ ;  $f = 0,05 \dots 0,14$  – коэффициент сопротивления движению,  $k$  – коэффициент трения качения;  $c$  – жёсткость сцепки;  $J_{np} = \sum_{i=1}^n \left[ m_i \left( \frac{v_{si}}{\omega_i} \right)^2 + J_{si} \left( \frac{\omega_i}{\omega_1} \right)^2 \right]$  – приведённый к центру колеса момент инерции вращающихся частей электровоза;  $Q$  – необходимая движущая сила;  $R = 150, 175, 200$  мм – радиус колеса;  $m_{np} = \sum_{i=1}^n \left[ m_i \left( \frac{v_{si}}{v_1} \right)^2 + J_{si} \left( \frac{\omega_i}{v_1} \right)^2 \right]$  – приведённая к центру колеса масса электровоза;  $\omega$  – угловая скорость колеса;  $v$  – линейная скорость центра колеса.

В формуле (1) знак + ставится при движении машины вверх по выработке, знак – при движении вниз по выработке.

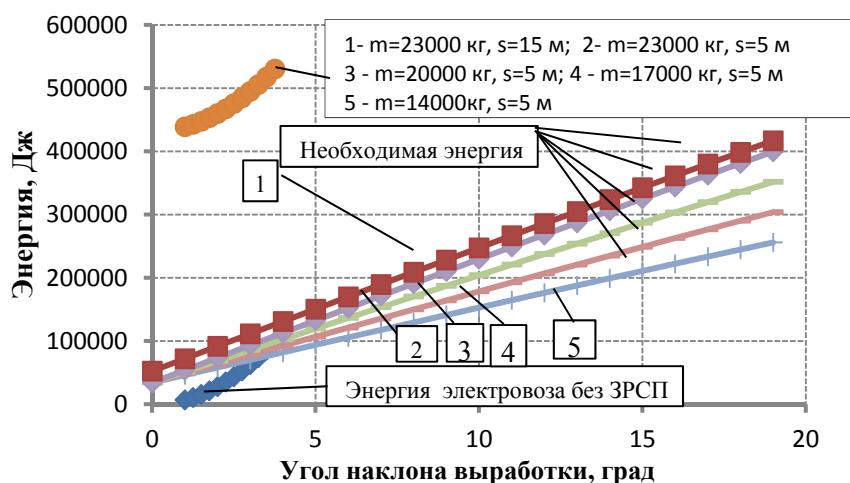


Рисунок 3 – Зависимость энергии электровоза от угла наклона выработки

Анализируя представленные на рисунке 3 зависимости, можно отметить, что при традиционном исполнении шахтный электровоз, разогнавшись до скорости 3,25 м/с, может подняться лишь по выработке с углом наклона 3,7 градуса. При этом никакого полезного груза электровоз перевезти не может. Между тем, применение зубчато-реечной передачи создаёт дополнительный источник, совершающий положительную работу. При этом энергия, которой будет обладать электровоз, значительно превосходит работу сил производственного сопротивления и позволяет переместить груз массой 23000 кг по выработке с углом наклона 19 градусов при коэффициенте сопротивления движению 0,05 на расстояние 15 м.

Практическое внедрение зубчато-реечных передач для перемещения электровозов в наклонных выработках приведёт к воздействию на шпалы дополнительных нагрузок. Оценку влияния этих нагрузок на прочностные характеристики шпал проведём с использованием метода конечных элементов. Исходными данными при проведении исследований были: вес вагонетки, проходящей по рельсам -1 т. Усилие от закреплённой рейки приложено в точках её закрепления и направлено перпендикулярно продольной оси рейки. Размеры шпалы в расчёте: 180\*180\*1700. Переменные величины – прикладываемая нагрузка и материал шпал. В качестве конечных элементов используем четырёхгранные пирамиды со стороной 12 мм.

Для подготовки твердотельной модели используем программу APM Studio. Затем конечноэлементную сетку передаём в программу APM Structure и производим расчёт, используя метод расчёта MTFrontal.

Результаты исследования такого воздействия представлены на рисунке 4.

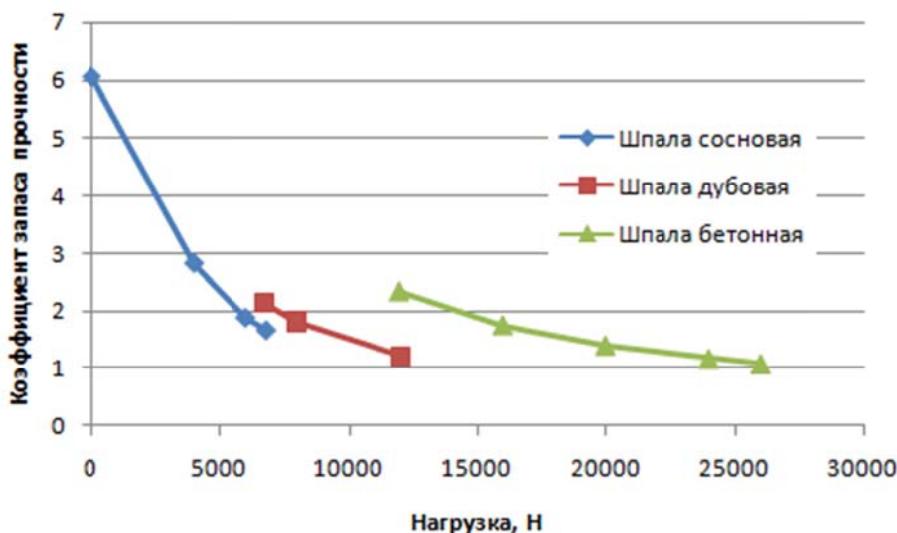


Рисунок 4 – Зависимость коэффициента запаса прочности шпалы от воздействия нагрузки от рейки

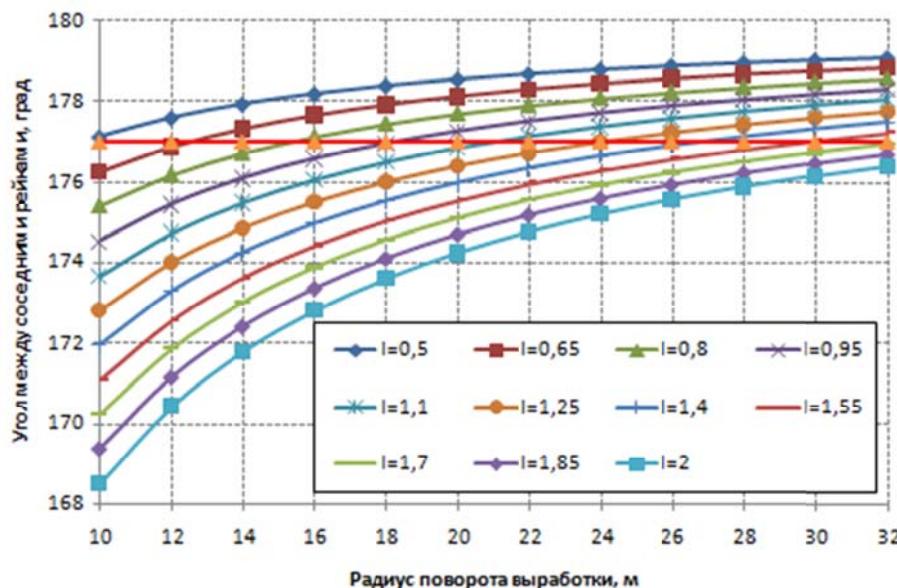


Рисунок 5 – Зависимость необходимого угла поворота между соседними секциями от длины секции рейки

Анализируя представленные на рисунке 4 результаты исследования можно отметить, что воздействие реек на нагруженность шпал зависит от прикладываемой нагрузки (скатывающей составляющей от воздействия веса электровоза и перемещаемого состава). Так при применении наиболее тяжёлого электровоза предпочтительно применение бетонных шпал.

Для определения необходимого и достаточного угла поворота между соседними секциями реек, используем зависимость:

$$2\varphi = 180 - \arccos\left(\frac{2R^2 - l^2}{2R^2}\right), \text{град}$$

где:  $R$  – радиус поворота выработки, м;

$l$  – длина реек, м

Величина угла, неизбежно образующегося между соседними рееками при повороте выработки, в значительной степени зависит от длины реек (рисунок 5). Для того, чтобы

обеспечить постоянство шага зацепления на стыках соседних секций эта величина не должна превышать  $3^0$ . Это возможно в том случае если длина реек не будет превышать 1 м – при этом радиус поворота выработки должен быть не менее 18 м.

Синтез зубчато-реечной передачи (рисунок 6) и определение её основных геометрических, кинематических и силовых параметров предложено проводить на основании разработанной математической модели, отличающейся учётом жёсткости элементов передачи и дополнительными критериями качества: коэффициентами скорости и ускорения скольжения передачи.

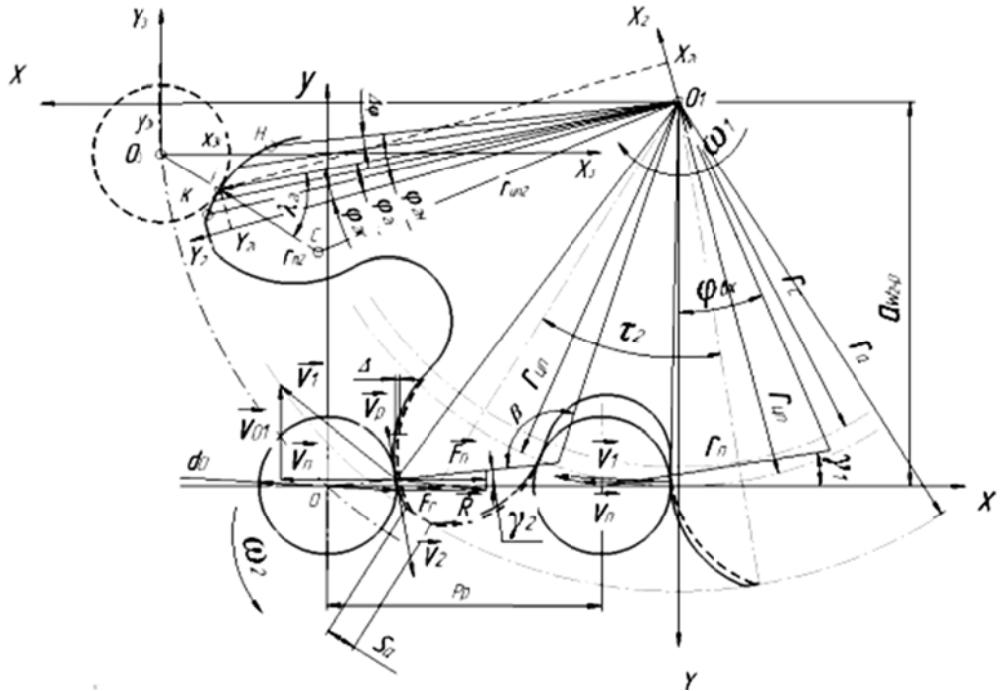


Рисунок 6 – Расчётная схема к определению параметров зацепления

Для определения коэффициента скорости скольжения передачи, представляющего собой отношение скорости скольжения зуба колеса по цевке рейки к скорости скольжения цевки рейки по зубу колеса, предложена зависимость, основанная на использовании метода замкнутых векторных контуров:

$$\zeta = \frac{\omega_1 \sqrt{r_{ip}^2 + r_n^2 - 2r_{ip}r_n \cos(\gamma_i - \phi_i + \pi/2)(r_n - r_0)}}{r_0 \sqrt{v_p^2 + v_1^2 - 2v_p v_1 \cos\left(\arctan\left(\frac{r_0 \cos(\gamma_i)}{a_{w2} - r_0 \sin(\gamma_i)}\right)\right)}} \quad (2)$$

где:  $r_0$  – радиус цевки;

$r_n$  – радиус профиля зуба колеса;

$\omega_1$  – угловая скорость вращения зубчатого колеса;

$\gamma_i$  – текущее значение угла давления;

$v_1$  – линейная скорость вращения колеса;

$a_{w2}$  – межосевое расстояние в паре колесо-рейка;

$v_p = \omega_1(a_{w2} - r_0 \sin \gamma_i)$  – скорость линейного перемещения приводного зубчатого колеса электровоза;

$r_k$  – радиус окружности, на которой расположена точка контакта зуба колеса с цевкой рейки;

$r_{ip}$  – радиус окружности, на которой расположены центры кривизны радиусов профилей зубьев колеса.

Введение такого коэффициента позволяет комплексно охарактеризовать условия работы передачи и добиться на стадии проектирования выравнивания скоростей скольжения в контактирующих элементах зацепления. Проведённые исследования позволили установить, что коэффициент скорости скольжения меняется за фазу зацепления на 40%, достигая экстремума при переходе линии межосевого расстояния.

Для снижения меры неопределённости при принятии конструктором решения о выборе параметров проектируемой передачи в работе предложено использовать коэффициент ускорения скольжения передачи, представляющий собой отношение первых производных от скоростей скольжения зуба колеса по цевке рейки и цевки по зубу колеса. Для его определения предложена зависимость:

$$\Omega = \frac{\frac{d}{d(\phi)} \left( (r_p - r_0) \omega_1 \frac{\sqrt{r_{\text{цп}}^2 + r_p^2 - 2r_{\text{цп}}r_p \cos(\gamma_i - \phi_i + \pi/2)}}{r_0} \right)}{\frac{d}{d(\phi)} \sqrt{v_p^2 + v_1^2 - 2v_p v_1 \cos\left(\text{atan}\left(\frac{r_0 \cos(\gamma_i)}{a_{w2} - r_0 \sin(\gamma_i)}\right)\right)}} \quad (3)$$

где:  $\phi_i$  – угол поворота зубчатого колеса.

Минимизация этого показателя позволит выбрать параметры передачи, обладающие максимальным ресурсом.

Анализируя графики зависимости коэффициентов ускорения и скорости скольжения (рисунок 7) можно отметить, что коэффициент ускорения скольжения гораздо более чувствителен к происходящим изменениям при работе зубчатого колеса (изменяется за фазу зацепления на 93,3% тогда как коэффициент изменения скорости скольжения изменяется на 41,7%) и, таким образом, более полно, по сравнению с коэффициентом скорости скольжения, может охарактеризовать работу контактирующих элементов.

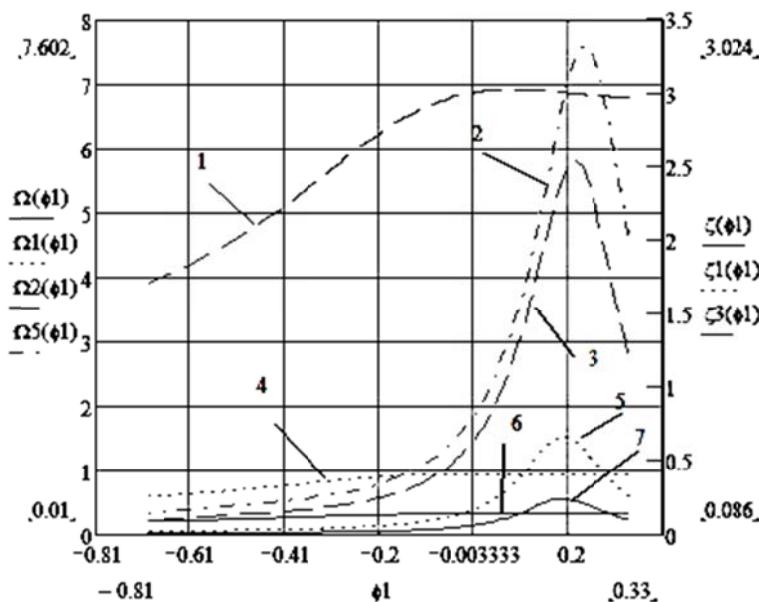


Рисунок 7 – Зависимости коэффициентов ускорения и скорости скольжения от угла поворота колеса ( $z=17$ , шаг зацепления рейки  $p=80$  мм):

1 – зависимость коэффициента скорости скольжения от угла поворота колеса при радиусе профиля зубьев 41 мм; 2 – зависимость коэффициента ускорения скольжения от угла поворота колеса при радиусе профиля зубьев 41 мм; 3 – зависимость коэффициента ускорения скольжения от угла поворота колеса при радиусе профиля зубьев 43 мм; 4 – зависимость коэффициента скорости скольжения от угла поворота колеса при радиусе профиля зубьев 43 мм; 5 – зависимость коэффициента ускорения скольжения от угла поворота колеса при радиусе профиля зубьев 55 мм; 6 – зависимость коэффициента скорости скольжения от угла поворота колеса при радиусе профиля зубьев 62 мм; 7 – зависимость коэффициента ускорения скольжения от угла поворота колеса при радиусе профиля зубьев 62 мм

Для снижения концентрации давления по поверхности контакта зуба колеса и цевки рейки и металлоёмкости проектируемых зубчато-реечных передач при обеспечении необходимых и достаточных прочностных параметров в работе были проведены исследования напряжённо деформированного состояния контактирующих элементов передачи (рисунок 8) и оценка их жёсткости в программном комплексе APM WinMachine с использованием конечных элементов в виде равносторонних пирамид с длиной стороны 5 мм.

Аналитическое определение изгибной жёсткости зубьев приводных зубчатых колес было проведено с использованием твердотельных моделей, изготовленных из того же материала, что и реальные зубчатые колёса и жёстко закреплённых по центральному отверстию. Распределенная нагрузка, при проведении исследований была приложена в 11 узлах линии контакта по длине зуба.

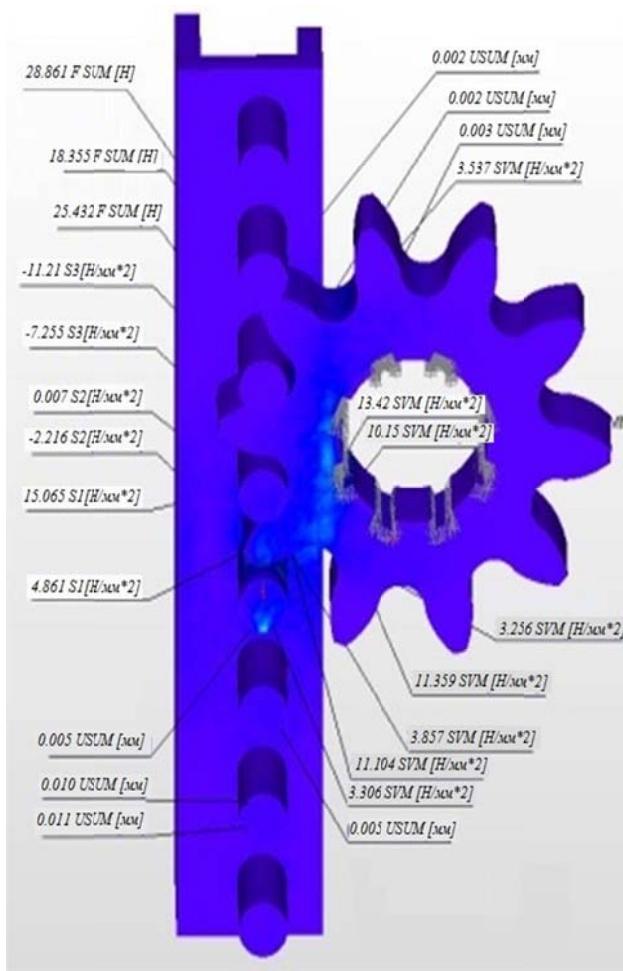


Рисунок 8 – Распределение напряжённо-деформированного состояния в элементах передачи

Были рассмотрены последовательные варианты приложения нагрузки от вершины зуба к его ножке. При определении контактной жёсткости элементов передачи был использован метод обращения движения и исследованы характеристики напряжённо-деформированного состояния элементов передачи. Установленные значения жесткости зацепления, и напряжений в контактирующих элементах передачи являются одними из исходных параметров модели изнашивания зубьев, учитывающей взаимовлияние параметров напряжённо деформированного состояния контактирующих элементов и формы зуба, что значительно повышает надежность расчетов зубчатых передач на прочность и долговечность. Сопоставление полученных результатов с ранее проведёнными экспериментальными исследованиями институтом ДонГИПРОУГЛЕМАШ показало расхождение в 14%, что находится в пределах допустимых величин.

В работе предложен подход, позволяющий на стадии проектирования оценить разработанные конструктивные варианты по критерию изнашивания. Исходными данными для расчета на износ пары «зубчатое колесо – цевочная рейка» являются: кинематические и силовые параметры спроектированной передачи, а также интенсивности изнашивания материалов колеса и рейки.

Скорость изнашивания элементов зубчатого колеса и рейки, которая учитывает режим работы контактирующих профилей и свойства материала, направлена по нормали к поверхности трения вглубь изнашиваемого материала. Описание процесса изнашивания проведём, рассматривая ряд дискретных состояний взаимодействующих элементов передачи, отличающихся новым направлением векторов скорости изнашивания и перемещения деталей. Для анализа взаимодействия контактирующих профилей применим метод обращения движения. Тогда износ в  $i$ -той точке контакта зуба колеса за первый шаг может быть определён по зависимости:

$$h_{2i} = 2d_{2-pi} \left( 1 + \frac{\sqrt{\rho_{2i-1}^2 + \rho_{2i}^2 - 2\rho_{2i-1}\rho_{2i} \cos(\Delta\varphi)} - \frac{|y_{3i} - y_{3i-1}|}{\cos \alpha_{2-p}}}{\sqrt{\rho_{2i-1}^2 + \rho_{2i}^2 - 2\rho_{2i-1}\rho_{2i} \cos(\Delta\varphi)}} \right) n_2 \delta \sum_{k=1}^m J_{2i,k}, \quad (4)$$

где  $d_{2-pi}$  – половина длины линии контакта профилей;

$\Delta\varphi$  – угловой шаг для расчёта на износ;

$n_2$  – частота вращения колеса зубчато-реечного движителя;

$\rho_{2i}$  – радиус вектор  $i$ -той точки контакта;

$J_{2i,k}$  – интенсивность изнашивания материала колеса.

В работе рассмотрена стадия устойчивого изнашивания и приняты величины интенсивностей изнашивания материалов колеса и рейки, полученные в результате обработки результатов шахтных экспериментов, проведённых Подмосковным НИУИ.

Зависимость для определения интенсивности изнашивания материалов колеса и рейки (при коэффициенте корреляции 0,997 и погрешности разброса данных 3,8% по механической составляющей изнашивания) имеет вид:

$$J_{2i,k} = kx + b \quad (5)$$

где  $k, b$  – коэффициенты регрессионного уравнения.

Передача достигает предельного состояния при выполнении условия:

$$(h_{2i} + h_{3i}) = \Delta h_{2-p \max}, \quad (6)$$

где  $(h_{2i} + h_{3i})$  – суммарная величина износа контактирующих элементов,

$\Delta h_{2-p \max}$  – максимально допустимый износ.

Изменение усилия подачи за фазу зацепления может быть оценено по зависимости, учитывающей процесс изнашивания контактирующих элементов:

$$F_{ni} = \frac{M_{kp2} \cdot \cos \left( \arctg(f_{mp}) - \frac{x_{2-pi}}{|x_{2-pi}|} \cdot \alpha_{2-p} \right)}{\rho_{2i} \cdot \cos \left( \xi_{2i} + \varphi_{2i} + \alpha_{2-p} - \frac{x_{2-pi}}{|x_{2-pi}|} \cdot \arctg(f_{mp}) \right)}. \quad (7)$$

где:  $f_{mp}$  – коэффициент трения в зацеплении колесо – рейка;

$M_{kp2}$  – крутящий момент на зубчатом колесе;

$\alpha_{2-p}$  – угол давления в зацеплении колесо – рейка;

$\xi_{2i}$  – угол между неподвижной системой координат, жёстко связанной с центром колеса  $XO_2Y$  и подвижной системой координат  $X_2OY_2$ , жёстко связанной с зубом колеса.

Анализ результатов моделирования (рисунок 9) позволяет сделать вывод, что на большей части фазы зацепления усилие подачи убывает, а скорость перемещения комбайна возрастает (точка контакта смещается к нижней границе рабочего участка профилей). Характер кривых меняется на последней четверти фазы зацепления (точка контакта

смещается к верхней границе рабочего участка профилей), при этом пересопряжение сопровождается понижением скорости подачи и скачком усилия (возрастает). Минимум кривой усилия подачи совпадает с максимумом кривой скорости перемещения комбайна.

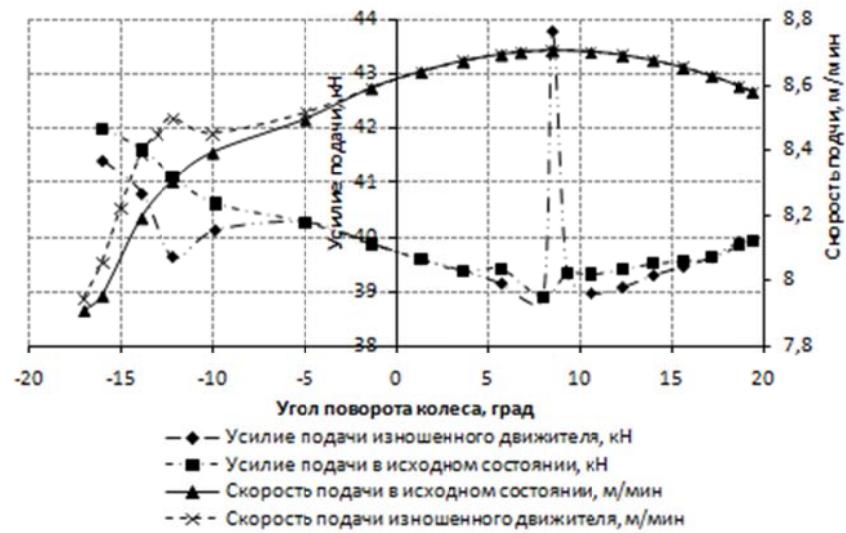


Рисунок 9 – Изменение усилия и скорости подачи для двухэлементного движителя с зубчатой рейкой

В результате изнашивания за время эксплуатации коэффициенты неравномерности усилия и скорости подачи контактирующих профилей зубьев шестерни, зубчатого колеса и зубьев (цевок) рейки существенно повышаются.

При этом в двухэлементных движителях увеличение колебаний усилия подачи за фазу зацепления с износом профилей настолько значительно, что на момент максимального суммарного линейного износа в паре в 6 мм указанная характеристика возрастает почти в два раза относительно первоначального (исходного) уровня. Таким образом, следует рекомендовать в качестве критерия предельного состояния такого типа движителей использовать величину коэффициента неравномерности усилия подачи, не допуская ее более чем двукратного превышения относительно доэксплуатационных показателей, либо, как минимум, контролировать указанный параметр наряду с контролем величины износа контактирующих профилей. Зубчато-реечный движитель должен проектироваться с двукратным запасом изгибной прочности изношенных зубьев колеса и рейки (износ 3 мм на сторону) по номинальным нагрузкам.

### Заключение.

На основании выполненных автором исследований установлены новые и уточнены существующие закономерности процесса работы зубчато-реечных систем перемещения шахтных локомотивов эксплуатируемых в наклонных выработках для выбора и обоснования их рациональных параметров с учётом процесса изнашивания контактирующих элементов передачи, обеспечивающих повышение эффективности эксплуатации и расширение области применения шахтных локомотивов, что имеет важное народнохозяйственное значение.

Основные научные и практические результаты проведенных теоретических и экспериментальных исследований заключаются в следующем:

1. Теоретически обоснована эффективность использования зубчато-реечных движителей для расширения области применения шахтных электровозов на выработки с углами наклона до 19 градусов, за счёт взаимодействия приводного зубчатого колеса, взаимодействующего с зубчатой (цевочной) рейкой, жёстко закреплённой по оси симметрии рельсового пути.

2. Показано, что исходя из условий вписываемости в заданное межосевое расстояние целесообразно применение движителя выполненного по схеме «шестерня – блок зубчатых колёс – рейка». Это значительно упростит выбор основных геометрических параметров

проектируемой передачи.

3. Разработана математическая модель зубчато-реечной передачи для перемещения шахтных электровозов в наклонных выработках, отличающаяся учётом вписываемости рейки в поворот выработки, дополнительными критериями качества: коэффициентами скорости и ускорения скольжения передачи, учитывающая жёсткость контактирующих элементов. Это позволяет проектировать движители, обладающие повышенным ресурсом при обеспечении необходимой и достаточной металлоёмкости разрабатываемой конструкции.

4. Показано, что при выборе значений коэффициентов скорости и ускорения скольжения необходимо стремиться к тому, чтобы их значения стремились к 1. Это позволит обеспечить равномерное изнашивание контактирующих элементов передачи.

5. В качестве критерия предельного состояния для трёхэлементных движителей в качестве критерия предельного состояния необходимо применять величину максимального суммарного линейного износа профилей. При этом следует контролировать значения коэффициента неравномерности скорости подачи, не допуская его двукратного превышения относительно доэксплуатационных показателей. Необходимо проектировать движитель с учетом соблюдения требуемой изгибной прочности изношенных зубьев шестерни, зубчатого колеса и рейки(износ 3 мм на сторону) по максимальной возможной нагрузке.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Проектирование и конструирование транспортных машин : Учеб. для вузов. / ред. И.Г. Штокман. – 2-е изд. – М.: Недра, 1986. – 392 с.
2. Пухов, Ю.С. Рудничный транспорт / Ю.С. Пухов. – 2-е изд. перераб. и доп. – М.: Недра, 1991. – 238 с.
3. Ким, Ю.С. Проектирование с информационной поддержкой в компьютерных средах зубчато-реечного модуля привода подачи рабочего органа станка [Электронный ресурс] / Ю.С. Ким // Молодёжь и наука: Сборник материалов VII Всероссийской научно-технической конференции студентов, аспирантов и молодых учёных, посвященной 50-летию первого полета человека в космос. Красноярск: Сибирский федеральный ун-т, 2011. – Режим доступа: <http://conf.sfu-kras.ru/sites/mn2011/section30.html>.
4. Кузнецов, Е.В. Опыт эксплуатации подвесной монорельсовой дороги в условиях шахты ОАО «Разрез Сибиргинский» / Е.В. Кузнецов // Вестник Кузбасского государственного технического университета. – 2005. – № 4.1. – С. 24-26.
5. Пат. 2482933 С2 Российская Федерация. Зубчато-реечный привод валка стана периодической прокатки труб / Целиков Н.А., Жуков А.А., Филатов А.А. – опубл. 27.05.13, Бюл. № 15.
6. Мирошниченко, О.А. Технологическое обеспечение элементов колёсно-реечных движителей : дис. ... / Мирошниченко Ольга Александровна. – Донецк: ДонНТУ, 2010. – 97 с.
7. Кондрахин, В.П. Электрические механизмы перемещения очистных комбайнов / В.П. Кондрахин, В.В. Косарев, Н.И. Стадник. – Донецк: Технопарк ДонНТУ УНИТЕХ, 2010. – 257 с.
8. Горбатов, П.А. Горные машины для подземной добычи угля / П.А. Горбатов. – Донецк: Норд Компьютер, 2006. – 669 с.
9. Гавриленко, В. А. Основы теории эвольвентной зубчатой передачи / В. А. Гавриленко. – 2-е изд., перераб. – М.: Машиностроение, 1969. – 432 с.
10. Лимаренко, Г.Н. Реечные передаточные механизмы поступательных приводов автоматизированных машин : автореф. дис. на соиск. учен. степ. докт. техн. наук. / Лимаренко Герольд Николаевич. – Красноярск, 2010. – 34 с.

**Лукиенко Леонид Викторович**  
ФГБОУ ВО «Тульский государственный  
педагогический университет им. Л.Н. Толстого», г.  
Тула  
Доктор технических наук, доцент, заведующий  
кафедрой агронженерии и техносферной  
безопасности  
300027, г. Тула, Второй проезд metallurgov, д. 1а, кв.  
32  
Тел.: 89534260512  
E-mail: lukienko\_lv@mail.ru

**Исаев Владимир Владимирович**  
Новомосковский институт (филиал) федерального  
государственного бюджетного образовательного  
учреждения высшего образования «Российский  
химико-технологический университет имени Д. И.  
Менделеева», г. Новомосковск  
Инженер  
301665, Тульская область, г. Новомосковск, ул.  
Дружбы, 8  
Тел.: 89534260512  
E-mail: lukienko\_lv@mail.ru

## SIMULATION OF RACK AND PINION PROPELLERS OF MINE ELECTRIC LOCOMOTIVES FOR SELECTION OF RESOURCE-SAVING PARAMETERS

**Abstract.** The paper presents a methodical approach to the simulation of the operation of the drive of rack and pinion gears, the use of which will expand the field of application of mine electric locomotives to inclined reservoirs with an angle of incidence of up to 35°. It is suggested to use the speed and acceleration factors as additional qualitative criteria, for the calculation of which certain dependencies are proposed with respect to transmissions with a radius profile of the tooth. The estimation of the change in the power parameters of the designed transmission is made depending on its wear. The stress-strain state of the contact transmission zone was estimated.

**Keywords:** rack and pinion properllers, modeling, stress-strain state, power parameters.

### BIBLIOGRAPHY

1. Proektirovanie i konstruirovaniye transportnyh mashin : Ucheb. dlya vuzov. / red. I.G. SHtokman. – 2-e izd. – M.: Nedra, 1986. – 392 s.
2. Puhov, Y.U.S. Rudnichnyj transport / Y.U.S. Puhov. – 2-e izd. pererab. i dop. – M.: Nedra, 1991. – 238 s.
3. Kim, Y.U.S. Proektirovanie s informacionnoj podderzhkoj v komp'yuternyh sredah zubchato-reechnogo modulya privoda podachi rabochego organa stanka [EHlektronnyj resurs] / Y.U.S. Kim // Molodyozh' i nau-ka: Sbornik materialov VII Vserossijskoj nauchno-tehnicheskoy konferencii studentov, aspirantov i molo-dyh uchonyh, posvyashchennoj 50-letiyu pervogo poleta cheloveka v kosmos. Krasnoyarsk: Sibirskij federal'nyj un-t, 2011. – Rezhim dostupa: <http://conf.sfu-kras.ru/sites/mn2011/section30.html>.
4. Kuznecov, E.V. Opty ehkspluatacii podvesnoj monorel'svoj dorogi v usloviyah shahy OAO «Razrez Sibirinskij» / E.V. Kuznecov // Vestnik Kuzbasskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta. – 2005. – № 4.1. – S. 24-26.
5. Pat. 2482933 S2 Rossijskaya Federaciya. Zubchato-reechnyj privod valka stana periodicheskoy prokatki trub / Celikov N.A., ZHukov A.A., Filatov A.A. – opubl. 27.05.13, Byul. № 15.
6. Miroshnichenko, O.A. Tekhnologicheskoe obespechenie ehlementov kolyosno-reechnyh dvizhitelej : dis. ... / Miroshnichenko Ol'ga Aleksandrovna. – Doneck: DonNTU, 2010. – 97 s.
7. Kondrahin, V.P. EHlektricheskie mekhanizmy peremeshcheniya ochistnyh kombajnov / V.P. Kondrahin, V.V. Kosarev, N.I. Stadnik. – Doneck: Tekhnopark DonNTU UNITEKH, 2010. – 257 s.
8. Gorbatov, P.A. Gornye mashiny dlya podzemnoj dobychi uglya / P.A. Gorbatov. – Doneck: Nord Komp'yuter, 2006. – 669 s.
9. Gavrilenko, V. A. Osnovy teorii ehvol'ventnoj zubchatoj peredachi / V. A. Gavrilenko. – 2-e izd., pererab. – M.: Mashinostroenie, 1969. – 432 s.
10. Limarenko, G.N. Reechnye peredatochnye mekhanizmy postupatel'nyh privodov avtomatiziro-vannyh mashin : avtoref. dis. na soisk. uchen. step. dokt. tekhn. nauk. / Limarenko Gerol'd Nikolaevich. – Krasnoyarsk, 2010. – 34 s.

**Lukienko Leonid Viktorovich**

Tula State Lev Tolstoy Pedagogical University, Tula  
Doctor of Technical Sciences, associate professor, Head  
of the department «Agroengineering and technospheric  
safety»  
300027, Tula, Vtoroy proezd metallurgov st., 1a-32  
Tel.: 89534260512  
E-mail: lukienko\_lv@mail.ru

**Isaev Vladimir Vladimirovich**

Novomoskovsk Institute (branch) of the Federal state  
budgetary educational institution of higher education  
“Dmitry Mendeleev University of Chemical Technology  
of Russia”, Novomoskovsk  
Engineer  
301665, Novomoskovsk, Druzhby st., 8  
Tel.: 89534260512  
E-mail: lukienko\_lv@mail.ru

# ПРИБОРЫ, БИОТЕХНИЧЕСКИЕ СИСТЕМЫ И ТЕХНОЛОГИИ

УДК 621.865.8, 572.087

А.С. ЯЦУН

## ДИНАМИЧЕСКАЯ ХОДЬБА В ЭКЗОСКЕЛЕТЕ

**Аннотация.** В статье рассматриваются условия устойчивости экзоскелета при динамической ходьбе с использованием теории точки нулевого момента ZMP. Предложена синусоидальная модель движения ZMP и дифференциальные уравнения для определения положения ZMP в зависимости от выбранной скорости движения человека.

**Ключевые слова:** точка нулевого момента ZMP, динамическая ходьба, центр масс, устойчивость.

### Введение.

Появление экзоскелетов открывает новые возможности в реабилитации пациентов, имеющих повреждение нижних конечностей, что позволяет адаптировать их к условиям реальной жизни. Несмотря на рост публикаций по этой тематике, многие вопросы, связанные с разработкой инструментальных средств проектирования на основе моделирования движения человека в экзоскелете с использованием теоретических основ устойчивого движения в вертикальном положении изучены недостаточно. Движение пациента на значительные расстояния требует перехода к быстрой (динамической) ходьбе. В этом случае появляются силы инерции, которые изменяют условия устойчивости и влияют на характер движения центра масс экзоскелета. Для оценки устойчивости положения экзоскелета в вертикальном положении с учетом сил инерции М. Вукобратович [1] предложил использовать понятие точки нулевого момента или ZMP (zero moment point). Связано это с тем, что при выполнении быстрых движений с ускорением характер поведения экзоскелета меняется. В общем случае силы инерции являются распределенными, и для их оценки часто применяется метод приведения этих сил к центру масс.

### 1. Математическая модель.

Величина сил инерции при ходьбе может быть значительной и по уровню достигать значений гравитационной составляющей. Направление главного вектора и главного момента сил инерции изменяется во времени и зависит от вида выполняемого экзоскелетом движения. Положение **точки нулевого момента** или **ZMP** на опорной поверхности определяется вектором

$$\bar{r}_p = [x_p, y_p, z_p]^T \quad (1)$$

На рисунке 1 приведена схема экзоскелета в режиме динамической ходьбы.

Координаты центра масс определим следующим образом:

$$\bar{r}_c = \begin{vmatrix} x_c \\ y_c \\ z_c \end{vmatrix} \quad (2)$$

Пусть ускорение центра масс экзоскелета имеет вид:

$$\bar{a}_c = \begin{vmatrix} \ddot{x}_c \\ \ddot{y}_c \\ \ddot{z}_c \end{vmatrix} \quad (3)$$

Угловое ускорение и угловая скорость:

$$\bar{\varepsilon} = \begin{vmatrix} \varepsilon_x \\ \varepsilon_y \\ \varepsilon_z \end{vmatrix} \quad \bar{\omega} = \begin{vmatrix} \omega_x \\ \omega_y \\ \omega_z \end{vmatrix} \quad (4)$$

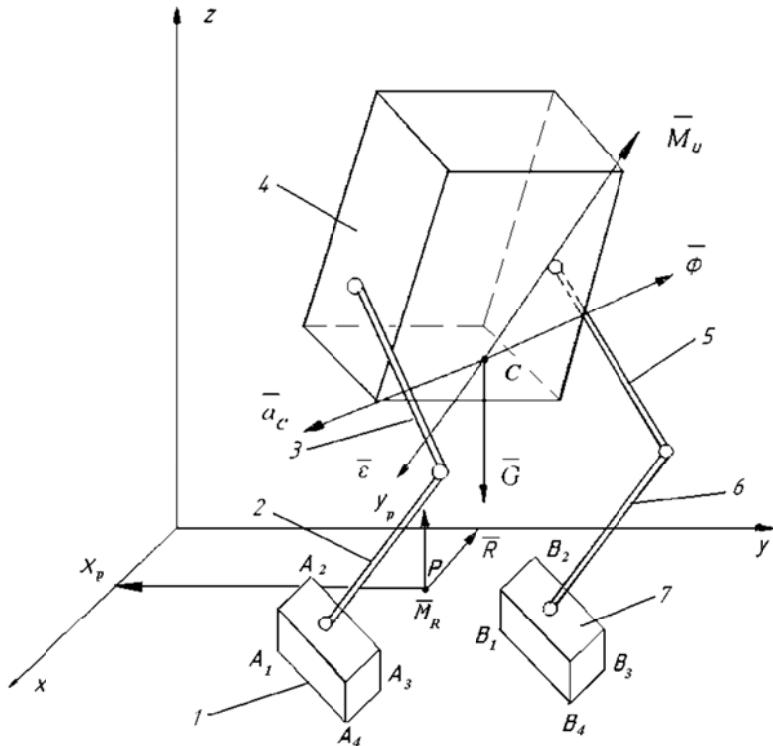


Рисунок 1 - Схема экзоскелета в режиме динамической ходьбы

Главный вектор и главный момент сил инерции:

$$\bar{\Phi} = \begin{vmatrix} \Phi_x \\ \Phi_y \\ \Phi_z \end{vmatrix} \quad \bar{M}_u = \begin{vmatrix} M_{ux} \\ M_{uy} \\ M_{uz} \end{vmatrix} \quad (5)$$

Кроме этого, на экзоскелет действуют главный вектор и главный момент реакций опор:

$$\bar{R} = \begin{vmatrix} R_x \\ R_y \\ R_z \end{vmatrix} \quad \bar{M}_R = \begin{vmatrix} M_{Rx} \\ M_{Ry} \\ M_{Rz} \end{vmatrix} \quad (6)$$

и силы веса

$$\bar{G} = \begin{vmatrix} 0 \\ 0 \\ -G \end{vmatrix} \quad (7)$$

Запишем условия равновесия произвольной пространственной системы сил, действующей на экзоскелет в виде:

$$\bar{F} = [\sum X_i, \sum Y_i, \sum Z_i]^T = 0 \quad (8)$$

$$\bar{M} = [\sum M_{ixp_i}, \sum M_{ipy}, \sum M_{izp}]^T = 0 \quad (9)$$

$\bar{F}, \bar{M}$  - главный вектор и главный момент системы сил.

Моменты найдем относительно точки  $p$  координаты которой определим следующим образом:

$$\bar{r}_p = \begin{vmatrix} x_p \\ y_p \\ z_p \end{vmatrix} \quad (10)$$

$$\begin{cases} \sum M_{ixp} = 0 \\ \sum M_{iyp} = 0 \\ \sum M_{izp} = 0 \end{cases} \quad (11)$$

$$\begin{cases} \sum X_i = 0 \quad \Phi_x + R_x = 0 \\ \sum Y_i = 0 \quad \Phi_y + R_y = 0 \\ \sum Z_i = 0 \quad \Phi_z + R_z = 0 \end{cases} \quad (12)$$

Из первых трех уравнений получим:

$$(x_p - x_c)(G + \Phi_z) + z_c \Phi_x + M_{ux} = 0 \quad (13)$$

$$(y_p - y_c)(G + \Phi_z) + z_c \Phi_y + M_{uy} = 0 \quad (14)$$

$$(x_p - x_c)\Phi_y + (y_p - y_c)\Phi_x + M_{uz} = M_{Rz} \quad (15)$$

где

$$\Phi_x = \sum_{i=1}^n m_i \ddot{x}_0 \quad (16)$$

$$\Phi_y = \sum_{i=1}^n m_i \ddot{y}_0 \quad (17)$$

$$\Phi_z = \sum_{i=1}^n m_i \ddot{z}_0 \quad (18)$$

$$M_{ux} = \frac{dK_x}{dt} \quad (19)$$

$$M_{uy} = \frac{dK_y}{dt} \quad (20)$$

$$M_{uz} = \frac{dK_z}{dt} \quad (21)$$

$\bar{K} = [K_x, K_y, K_z]^T$  - кинетический момент экзоскелета. Из первых двух уравнений найдем координаты точки  $p$ , а из третьего уравнения- значение момента реакций относительно вертикальной оси. Определим проекции вектора **ZMP** из (11),(12):

$$x_p = x_c + \frac{z_c \Phi_x + M_{ux}}{G + \Phi_z} \quad (22)$$

$$y_p = y_c + \frac{z_c \Phi_y + M_{uy}}{G + \Phi_z} \quad (23)$$

$p$  - точка нулевого момента (ZMP). Проекции  $x_p, y_p$  должны находиться внутри опорного полигона.

## 2. Анализ движения ZMP.

Рассмотрим синусообразную траекторию движения точки нулевого момента ZMP, приведенную на рисунке 2.

Уравнение, описывающее траекторию представим в виде:

$$y_P = y_m \sin k x_P \quad (24)$$

Так как  $k = \frac{2\pi}{L}$ , то для равномерного движения по Ох уравнение движения по Оу примет вид:

$$y_P = y_m \left(1 - \frac{4\pi^2 z_C}{T^2 g}\right) \sin(2\pi t / T) \quad (25)$$

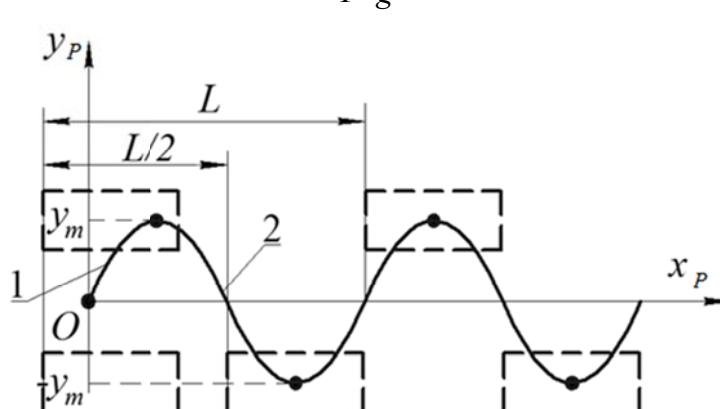


Рисунок 2 - Траектория движения ZMP в горизонтальной плоскости синусоидальная интерполяция

Анализ формул показывает, что амплитуда  $y_P$  существенно зависит от скорости движения экзоскелета и может превышать амплитуду центра масс в несколько раз. Для обеспечения устойчивой ходьбы важно задавая положение ZMP в каждый момент времени по выбранной траектории движения, иметь возможность пересчитывать положение центра масс в эти же моменты времени.

Эти уравнения являются приближенными, так как не учитывают силы сопротивления и моменты инерции. Максимальные погрешности наблюдаются в зоне особого положения.

Преобразуем эти уравнения:

$$\ddot{y}_C + y_C \frac{g}{z_C} = \frac{y_m g \sin(2\pi t / T)}{z_C} \quad (26)$$

Будем искать решение этого дифференциального уравнения в виде:

$$y_C = y_{C0} \sin(2\pi t / T) \quad (27)$$

где  $y_{C0}$  - амплитуда центра масс.

$$y_{C0} = \frac{y_m g T^2}{g T^2 - 4\pi^2 z_C} \quad (28)$$

здесь  $y_m$  максимальное отклонение ZMP.

Таким образом, амплитуда отклонения центра масс зависит от вертикальной координаты центра масс, максимального отклонения ZMP и времени выполнения шага.

Далее, полученное движение центра масс увязывается с движением стоп, которые, как и в предыдущих случаях, перемещаются вдоль оси  $Ox$ , поэтому

$$y_A = \pm y_m \quad (29)$$

«+» - левая стопа, «-» - правая стопа,

а уравнение движения стопы вдоль оси  $Ox$  принимает более сложный вид:

$$x_{Ai} = x_{Ai}(t) \quad (30)$$

Таким образом, задавая движение ZMP по определенной траектории, и пересчитывая синхронное положение центра масс и стоп, можно синтезировать движение экзоскелета при различных скоростях походки человека в экзоскелете. Проведенный анализ позволяет

сформулировать требования к внешним параметрам, определяющим походку. Алгоритм построения динамической походки состоит из следующих этапов:

1. Задаем закон движения ZMP в параметрической форме.
2. Пересчитываем численным методом закон движения проекций центра масс.
3. Задаем закон движения стоп экзоскелета в локальных координатных системах и условие синхронизации.
4. Решаем обратную задачу кинематики и определяем абсолютные координаты.
5. Определяем относительные координаты экзоскелета.

### Заключение.

Сформулированы условия устойчивой динамической ходьбы с использованием теории точки нулевого момента ZMP. Предложена модель траектории движения ZMP в виде синусоиды. Получены дифференциальные уравнения для определения закона движения центра масс экзоскелета по опорной поверхности в зависимости от заданных параметрических уравнений движения ZMP. Установлена связь между амплитудой ZMP и амплитудой центра масс. Показано, что для рассматриваемого случая, амплитуда центра масс зависит от вертикальной координаты центра масс, времени выполнения шага и амплитуды ZMP. Выявлен немонотонный характер зависимости амплитуды центра масс от времени выполнения шага, то есть от скорости движения экзоскелета. Разработан алгоритм построения динамической походки.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Vukobratović, M. A review of some basic misunderstandings / M. Vukobratović, B. Borovac, V. Potkonjak // International Journal of Humanoid Robotics. – 2011. – 3(02). – pp.153-175.
2. Vukobratović, M. Zero-moment point—thirty five years of its life / M. Vukobratović, B. Borovac // International journal of humanoid robotics. – 2004. – 1(01), pp.157-173.
3. Kajita, S. Biped walking pattern generation by using preview control of zero-moment point. In Robotics and Automation / S. Kajita, F. Kanehiro, K. Kaneko, K. Fujiwara, K. Harada, K. Yokoi, H. Hirukawa // Proceedings. ICRA'03. IEEE International Conference. – 2003. – Vol. 2. – pp. 1620-1626
4. Kajita, S. Biped walking pattern generator allowing auxiliary zmp control. In Intelligent Robots and Systems / S. Kajita, M. Morisawa, K. Harada, K. Kaneko, F. Kanehiro, K. Fujiwara, H. Hirukawa // Robots and Systems, 2006 IEEE/RSJ International Conference. – 2006. – pp. 2993-2999.
5. Park, J. General ZMP preview control for bipedal walking. In Robotics and Automation / J. Park, Y. Youm // 2007 IEEE International Conference. – 2007. – pp. 2682-2687.
6. Wang, G. Biped robot balance control—Based on FRP feedback mechanism and ZMP. In Computer Science & Education / G. Wang // 2013 8th International Conference. – 2013. – pp. 251-254.
7. Shin, H.K. Energy-efficient gait planning and control for biped robots utilizing the allowable ZMP region / H.K. Shin, B.K. Kim. // IEEE Transactions on Robotics. – 2014. – 30(4). – pp.986-993.
8. Yang, H. Fast ZMP and friction force calculation of mobile robot trajectory on uneven trajectory. In Ubiquitous Robots and Ambient Intelligence / H. Yung, S.Y. Jeon, D. Lee. // 2017 14th International Conference. – 2017. – pp. 884-885.
9. Winkler, A.W. Fast Trajectory Optimization for Legged Robots using Vertex-based ZMP Constraints / A.W. Winkler, F. Farshidian, D. Pardo, M. Neunert, J. Buchli // arXiv preprint arXiv:1705.10313. – 2017
10. Tedrake, R. A closed-form solution for real-time ZMP gait generation and feedback stabilization. In Humanoid Robots / R.A. Tedrake, S. Kuindersma, R. Deits, K. Miura // 2015 IEEE-RAS 15th International Conference. – 2015. – pp. 936-940.
11. Yu, H.F. An Improved ZMP-Based CPG Model of Bipedal Robot Walking Searched by SaDE / H.F. Yu, E.H.K. Fung, X.J. Jing // 2014 ISRN robotics conference. – 2014.
12. Goldbeck, C. Two ways of walking: Contrasting a reflexive neuro-controller and a LIP-based ZMP-controller on the humanoid robot ARMAR-4. In Humanoid Robots / C. Goldbeck, L. Kaul, N. Vahrenkamp, F. Worgotter, T. Asfour, J.M. Braun // 2016 IEEE-RAS 16th International Conference. – 2016. – pp. 966-972.
13. Kajita, S. MP and Dynamics. In Introduction to Humanoid Robotics / S. Kajita, H. Hirukawa, K. Harada, K. Yokoi // Springer Berlin Heidelberg. – 2014. – pp. 69-103
14. Jatsun, S. Motion control algorithm for a lower limb exoskeleton based on iterative LQR and ZMP method for trajectory generation / S. Jatsun, L. Savin, A. Jatsun // International Workshop on Medical and Service Robots. – 2016. – pp. 305-317.
15. Jatsun, S. Adaptive control system for exoskeleton performing sit-to-stand motion / S. Jatsun, L. Savin, A. Jatsun, R. Turlapov // 2015 10th International Symposium Mechatronics and its Applications (ISMA). – 2015. – pp. 1-6.

**Яцун Андрей Сергеевич**

Юго-Западный государственный университет  
Кандидат технических наук, старший преподаватель  
305040, г. Курск, ул. 50 лет Октября, 94  
Тел. +7 (4712) 22-26-26  
E-mail teormeh@inbox.ru

---

A.S. YATSUN

## DYNAMIC WALKING IN THE EXOSKELETON

**Abstract.** In the article there are considered the conditions of stability of an exoskeleton during dynamic walking using the theory of zero moment point ZMP. A sinusoidal model of the motion of ZMP is proposed, and differential equations for determining the position of ZMP depending on the chosen speed of movement of the person are proposed.

**Keywords:** zero moment point ZMP, dynamic walking, center of mass, stability.

## BIBLIOGRAPHY

1. Vukobratović, M. A review of some basic misunderstandings / M. Vukobratović, B. Borovac, V. Potkonjak // International Journal of Humanoid Robotics. – 2011. – 3(02). – pp.153-175.
2. Vukobratović, M. Zero-moment point—thirty five years of its life / M. Vukobratović, B. Borovac // International journal of humanoid robotics. – 2004. – 1(01), pp.157-173.
3. Kajita, S. Biped walking pattern generation by using preview control of zero-moment point. In Robotics and Automation / S. Kajita, F. Kanehiro, K. Kaneko, K. Fujiwara, K. Harada, K. Yokoi, H. Hirukawa // Proceedings. ICRA'03. IEEE International Conference. – 2003. – Vol. 2. – pp. 1620-1626
4. Kajita, S. Biped walking pattern generator allowing auxiliary zmp control. In Intelligent Robots and Systems / S. Kajita, M. Morisawa, K. Harada, K. Kaneko, F. Kanehiro, K. Fujiwara, H. Hirukawa // Robots and Systems, 2006 IEEE/RSJ International Conference. – 2006. – pp. 2993-2999.
5. Park, J. General ZMP preview control for bipedal walking. In Robotics and Automation / J. Park, Y. Youm // 2007 IEEE International Conference. – 2007. – pp. 2682-2687.
6. Wang, G. Biped robot balance control—Based on FRP feedback mechanism and ZMP. In Computer Science & Education / G. Wang // 2013 8th International Conference. – 2013. – pp. 251-254.
7. Shin, H.K. Energy-efficient gait planning and control for biped robots utilizing the allowable ZMP region / H.K. Shin, B.K. Kim. // IEEE Transactions on Robotics. – 2014. – 30(4). – pp.986-993.
8. Yang, H. Fast ZMP and friction force calculation of mobile robot trajectory on uneven trajectory. In Ubiquitous Robots and Ambient Intelligence / H. Yung, S.Y. Jeon, D. Lee. // 2017 14th International Conference. – 2017. – pp. 884-885.
9. Winkler, A.W. Fast Trajectory Optimization for Legged Robots using Vertex-based ZMP Constraints / A.W. Winkler, F. Farshidian, D. Pardo, M. Neunert, J. Buchli // arXiv preprint arXiv:1705.10313. – 2017
10. Tedrake, R. A closed-form solution for real-time ZMP gait generation and feedback stabilization. In Humanoid Robots / R.A. Tedrake, S. Kuindersma, R. Deits, K. Miura // 2015 IEEE-RAS 15th International Conference. – 2015. – pp. 936-940.
11. Yu, H.F. An Improved ZMP-Based CPG Model of Bipedal Robot Walking Searched by SaDE / H.F. Yu, E.H.K. Fung, X.J. Jing // 2014 ISRN robotics conference. – 2014.
12. Goldbeck, C. Two ways of walking: Contrasting a reflexive neuro-controller and a LIP-based ZMP-controller on the humanoid robot ARMAR-4. In Humanoid Robots / C. Goldbeck, L. Kaul, N. Vahrenkamp, F. Worgotter, T. Asfour, J.M. Braun // 2016 IEEE-RAS 16th International Conference. – 2016. – pp. 966-972.
13. Kajita, S. MP and Dynamics. In Introduction to Humanoid Robotics / S. Kajita, H. Hirukawa, K. Harada, K. Yokoi // Springer Berlin Heidelberg. – 2014. – pp. 69-103
14. Jatsun, S. Motion control algorithm for a lower limb exoskeleton based on iterative LQR and ZMP method for trajectory generation / S. Jatsun, L. Savin, A. Jatsun // International Workshop on Medical and Service Robots. – 2016. – pp. 305-317.
15. Jatsun, S. Adaptive control system for exoskeleton performing sit-to-stand motion / S. Jatsun, L. Savin, A. Jatsun, R. Turlapov // 2015 10th International Symposium Mechatronics and its Applications (ISMA). – 2015. – pp. 1-6.

**Yatsun Andrey Sergeevitch**

Southwest State University

c.t.s., senior lecturer

305040 Kursk, street 50 years of October, 94

Tel. +7 (4712) 22-26-26

E-mail teormeh@inbox.ru

УДК 76.13.25; 681.2

А.Р. ГЛАДЫШЕВ, А.В. ГЛАДЫШЕВА

## РАЗРАБОТКА И ИССЛЕДОВАНИЕ МЕХАНИЧЕСКОЙ КОНСТРУКЦИИ МАКЕТА МОДУЛЬНОГО БИОНИЧЕСКОГО ПРОТЕЗА НОГИ И СИСТЕМЫ УПРАВЛЕНИЯ

**Аннотация.** В работе выполнены разработка и исследование макета бионического протеза ноги и системы управления. Разработана структура системы управления протезом, а также предложена реализация человека-машинного интерфейса. Выполнено исследование и анализ ЭМГ-сигналов с поверхности крупных мышц ноги человека с использованием 2х видов миоэлектрических датчиков при выполнении основных двигательных действий, осуществляемых ногой при движении (ходьбе). Предложена реализация модульной механической конструкции протеза (голеностопный модуль может использоваться отдельно) система управления которой позволит пользователю комфортно передвигаться как по ровной поверхности, так и в условиях различных препятствий.

**Ключевые слова:** протезирование, ЭМГ, человеко-машинный интерфейс, тензорезистивный датчик, бионика.

### Введение.

По статистике во всем мире наиболее часто люди теряют ноги в результате болезней, катализмов и прочих жизненных ситуаций. Их число с каждым годом растет и потребность в протезировании, создании средств восполнения утраченной конечности - вопрос актуальный. Протезирование конечностей в последние годы интенсивно развивается, ученые изобретают все более функциональные и удобные в пользовании модели. На данном этапе самыми эффективными, которые максимально повторяют движения человека, делаю их естественными, подстраиваются под него, являются бионические протезы. Самой главной задачей в изготовлении таких протезов была и остается возможность возврата к естественному аналогу – создание полноценного прототипа сравнимого с живой конечностью. Благодаря протезированию, человек после ампутации может вернуться к полноценной жизни.

На рынке в нынешнее время современные высокотехнологичные протезы ног не слишком доступны с финансовой точки зрения. «Бионичность» подразумевает помимо восполнения механических функций потерянной ноги, естественность ее использования. Разработчики сфокусированы на оптимизации строения протезов – нужны максимально прочные, эргономичный, функциональные с точки зрения механики решения. Тем не менее, задача обеспечения максимальной функциональностью управления, не имеет готового решения на рынке. Основные ключевые элементы, на улучшение которых направлены усилия разработчиков данного вида протезов – коленный модуль и стопа [1].

### Основная часть.

При проектировании модульного бионического протеза ноги были созданы компьютерные 3D модели основных элементов конструкции: коленный сустав, голеностопный сустав и стопа (рисунки 1 – 2).

Цифровая 3D модель бионического протеза представлена на рисунке 3.

Основой конструкции модульного протеза являются подвижные: коленный модуль 1 и голеностопный модуль 2. Коленный модуль 1 состоит из вращательной кинематической пары 1а и 1б, вращательное движение одной части относительно другой на 130 градусов обеспечивает двигатель 3. Адаптивный гидроцилиндр 4 имитирует работу икроножной мышцы, а также обеспечивает плавность и жесткость работы всего коленного модуля в целом, проявляя демпфирующее свойство.

Голеностопный модуль 5 также состоит из вращательной кинематической пары 5а и 5б, одна часть которой жестко крепиться со стопой 6, имеющей возможность вращаться на 90 градусов посредством двигателя 7, относительно второй части и голени в целом.

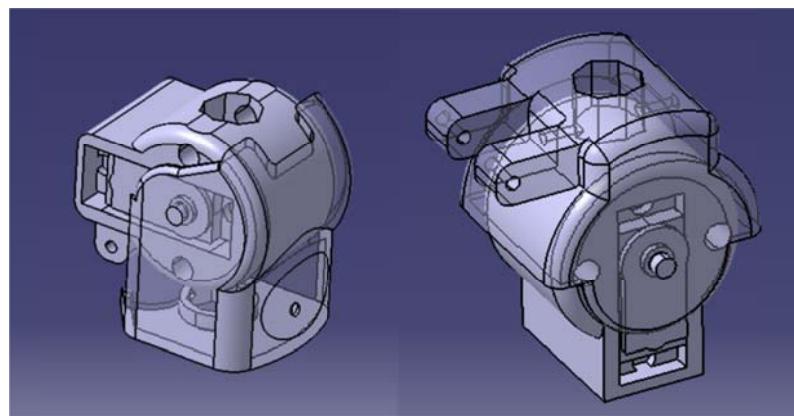


Рисунок 1 – 3D модели коленного и голеностопного суставов

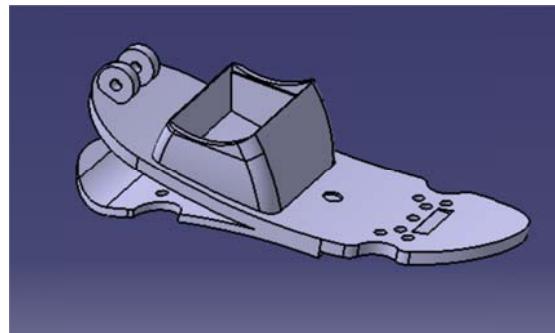


Рисунок 2 – Стопа

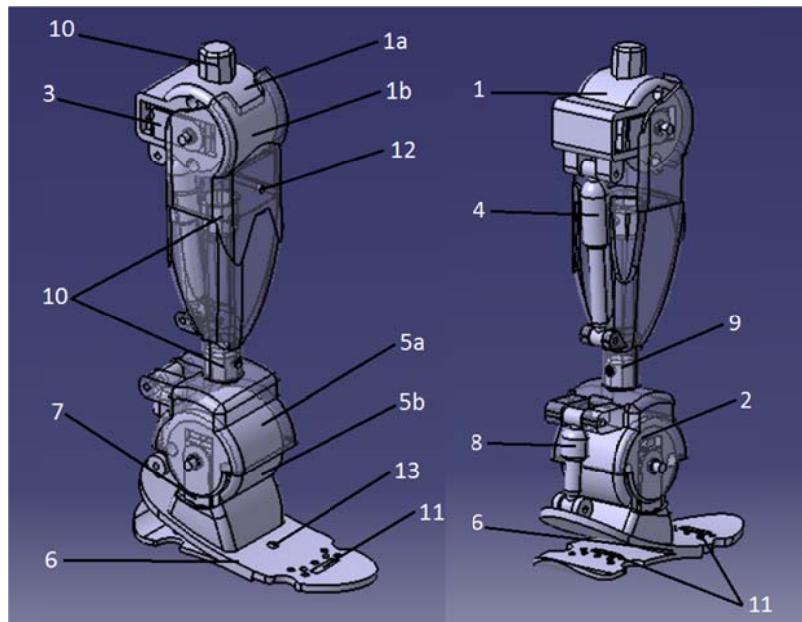


Рисунок 3 – 3D модель модульного бионического протеза ноги

Адаптивный гидроцилиндр 8 сохраняет упругость и точность работы голеностопного сустава, а также придает конструкции жесткость и помогает выдерживать стопе нагрузки. Стержень 9 соединяет между собой коленный модуль и голеностопный модуль. Посредством крепежных элементов 10 протез является модульным.

Стопа конструктивно является упругим элементом и в результате нагрузок может упруго деформироваться. Алгоритм работы двигателя 7 и в целом голеностопного сустава определяют тензометрические датчики 11, поверхностно распределенные на стопе в местах, наиболее поддающихся деформации.

Акселерометр 12 и 13 являются дополнительными источниками информации о положении голени и стопы относительно горизонта и закрепляются в соответствующих местах [2 – 4].

Структурная схема системы управления макетом бионического протеза ноги представлена на рисунке 4.

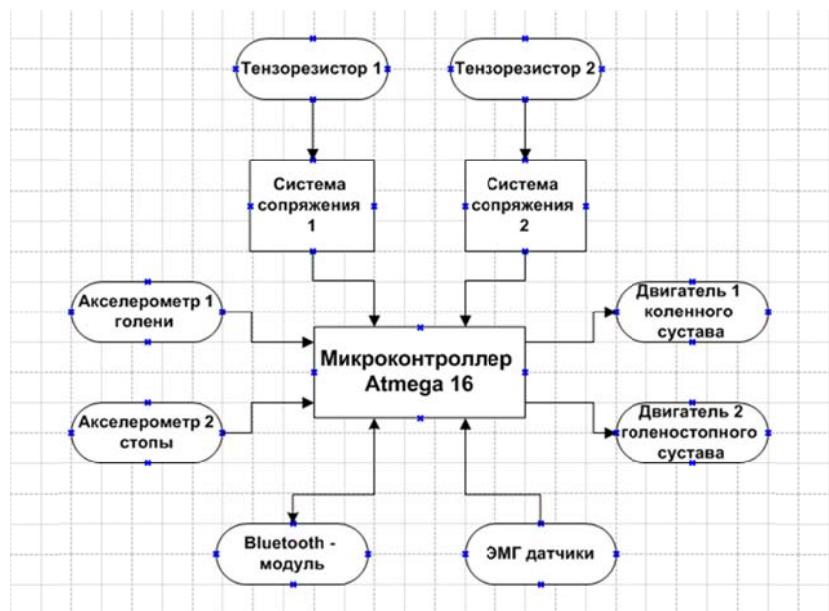


Рисунок 4 – Структурная схема

Основой устройства является микроконтроллер ATmega 16, который предназначен для выполнения функций: регистрация и обработка информации с ЭМГ датчиков; обмен данными с компьютером при помощи Bluetooth-модуля; обработка информации с акселерометров о положении устройства в пространстве; регистрация информации с тензорезисторами; управление двигателями суставов.

В культи приемную гильзу устанавливаются контактные миоэлектрические датчики, которые регистрируют с активных мышц биоэлектрический потенциал, вызванный их сокращением при попытке человека сделать фантомное двигательное действие.

Гильза вместе с датчиками крепится на культи пациента. Регистрируемый сигнал принимает микроконтроллер, обрабатывает входящую информацию и служит одной из инструкций алгоритма для управления работой двигателя коленного сустава изменяя параметры его работы.

С тензорезисторов 1 и 2 через систему сопряжения микроконтроллер получает аналоговый сигнал в результате деформации стопы протеза. Степень деформации находится в прямой зависимости от угла положения двигателя голеностопного сустава, подстраивая угол таким образом, чтобы разность сигнала между тензорезисторами 1 и 2 равнялась нулю. Информация о степени деформации также необходима для управления двигателем коленного сустава для синхронизации работы всех модулей протеза в целом.

Питание протезом обеспечивается небольшими Li-ion аккумуляторными батареями, по одной батареи на каждый модуль протеза [5, 6].

Во время сокращения мышц человека генерируется электрический сигнал, который носит название электромиограмма (ЭМГ). Этот сигнал измеряется с помощью специальных датчиков (электродов), которые располагают как на поверхность кожи, а также при помощи игольчатых электродов внутрь для диагностики отдельных мышечных волокон.

Для управления большинством современных бионических протезов используют именно ЭМГ сигналы, которые являются источником информации о намерении человека совершить необходимое двигательное движение искусственной конечностью. Датчики в данном случае используют поверхностного типа, так как сам протез и гильзу необходимо

снимать для их обслуживания, подзарядки, а также гигиены и отдыха культи ампутированной конечности.

Для отображения информации о сигнале с ЭМГ - датчиков было разработано программное обеспечение для компьютера. Для регистрации биоэлектрических сигналов использовались недорогие датчики поверхностного типа с одноразовыми электродами: 3-lead Differential Muscle/Electromyography Sensor компании Advancer Technologies и улучшенная версия, в которой разъемы для крепления электродов расположены на самой плате датчика 3-lead Muscle / Electromyography Sensor компании Myoware.

Полученные сигналы регистрируются, а также обрабатываются в режиме реального времени при помощи микроконтроллера и передаются при помощи Bluetooth – модуля на программное обеспечение компьютера. Эти сигналы в дальнейшем можно использовать для управления исполнительными механизмами бионического протеза.

Для регистрации сигналов при выполнении основных двигательных функций ноги таких как: сгибание и разгибание коленного сустава и переход с пятки на носок датчики располагались на крупных мышцах ноги (движение голеностопного сустава). Данный выбор расположения датчиков обусловлен характерной активностью этих мышц, которая возникает при ходьбе человека.

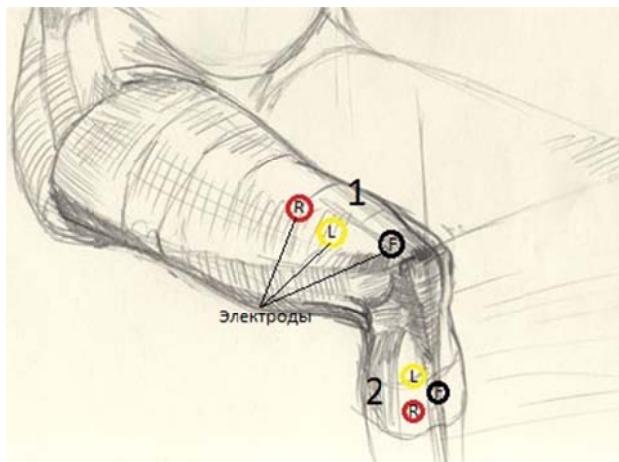


Рисунок 5 – Расположение ЭМГ датчиков

Интерфейс программы и сигнал с датчиков Myoware и Advancer Technologies, полученный в результате выполнения вышеуказанных движений представлен на рисунках 7 – 10.

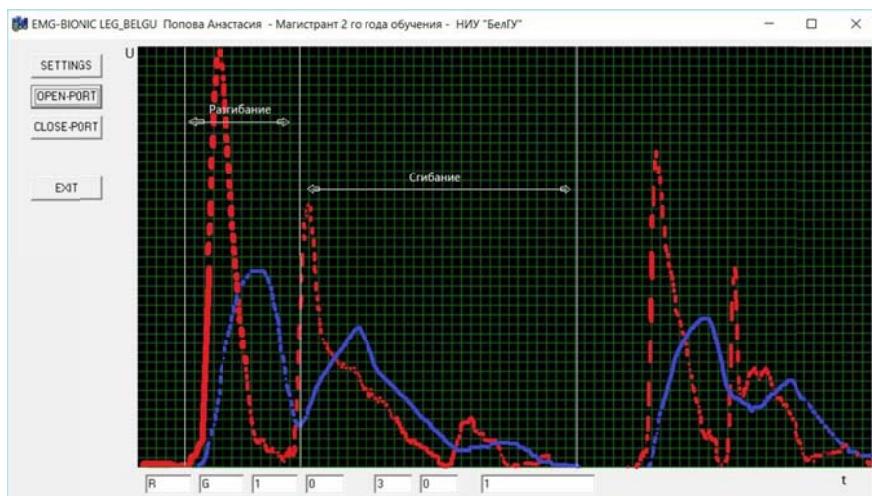


Рисунок 7 – Сигнал с датчика Myoware при выполнении двигательного действия: сгибание-разгибание колена

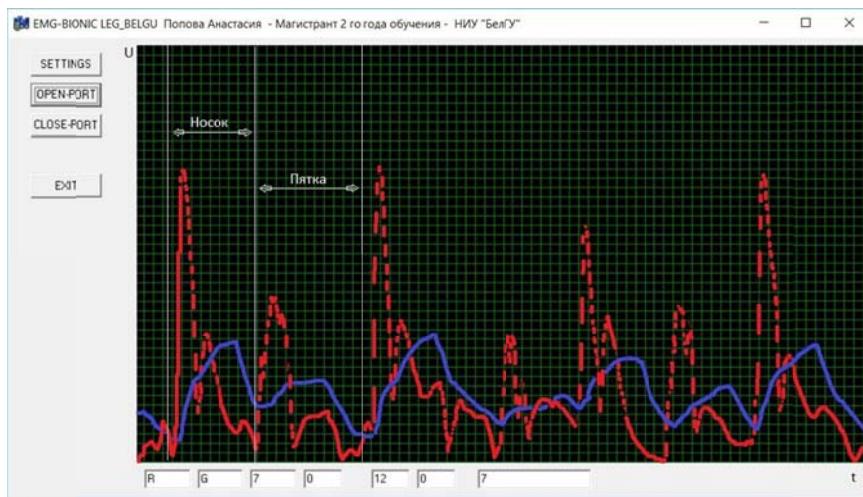


Рисунок 8 – Сигнал с датчика Myoware при выполнении двигательного действия: переход с пятки на носок

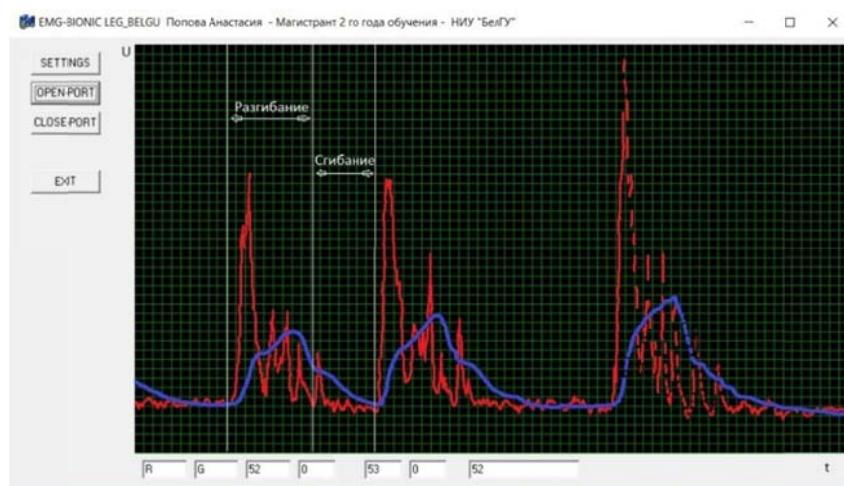


Рисунок 9 – Сигнал с датчика Advancer Technologies при выполнении двигательного действия: сгибание-разгибание колена

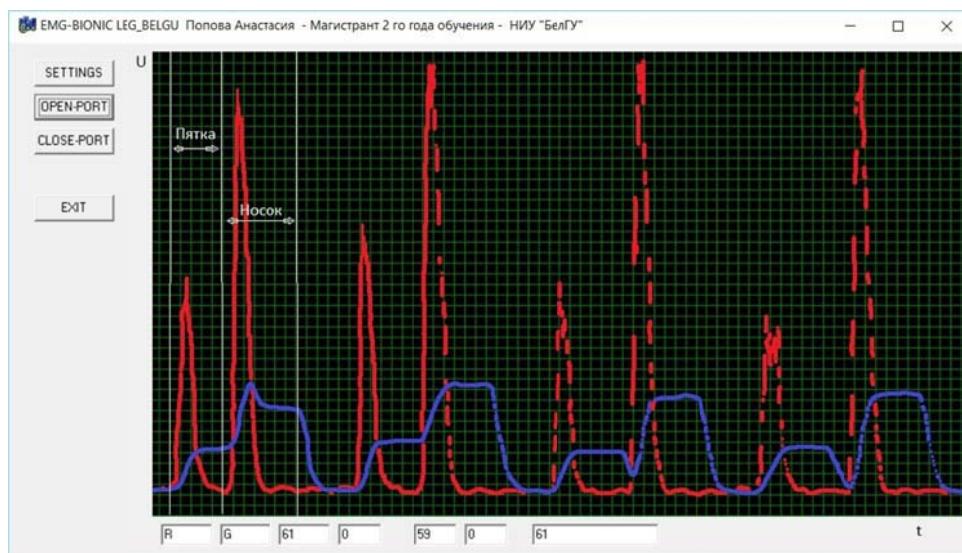


Рисунок 10 – Сигнал с датчика Advancer Technologies при выполнении двигательного действия: переход с пятки на носок

Разработанное программное обеспечение позволяет выделить необходимую информацию из сигнала, поступающего с датчиков ЭМГ для использования его в

управляющих системах бионических протезов. Из представленных выше графиков видно, что датчики фирмы Myoware дают более информативный характер сигнала и более пригодны для применения в системах, где необходима качественная регистрация биоэлектрических потенциалов. Следует отметить также что у используемых датчиков присутствует ряд недостатков, таких как: отсутствие возможности использования электродов несколько раз; зависимость получения сигнала от качества и места закрепления датчиков на поверхность кожи; влияние физиологических факторов (потоотделение, мышечная усталость, сдвиг датчика во время эксплуатации) [7, 8].

### **Заключение.**

ЭМГ датчики регистрируют объемную поверхностную активность мышц, поэтому не могут быть использованы в бионических системах где необходимо выделить небольшие мышцы, отвечающие за движение, например, пальцев руки. Для управление протезом коленного или голеностопного суставов эти датчики находят свое применение, так как на ноге мышцы более крупнее и объемнее, и нет необходимости использовать информацию с датчиков для выполнения двигательных движений, связанных с мелкой моторикой. В некоторых случаях ЭМГ – датчики лучше использовать в связке с другими биомедицинскими датчиками для более точной и качественной работы устройства или бионического протеза.

В работе предложена реализация модульной механической конструкции протеза (голеностопный модуль может использоваться отдельно) система управления которой позволит пользователю комфортно передвигаться как по ровной поверхности, так и в условиях различных препятствий.

## **СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ**

1. Не опускайте рук: почему бионические протезы не становятся доступнее? [Электронный ресурс]: журнал Forbes. – Электрон. журн. – Режим доступа: <http://www.forbes.ru/tehnologii/345329-ne-opuskayte-ruk-pochemu-bionicheskie-protezy-ne-stanovyatsya-dostupnee>.
2. Самый совершенный протез в мире [Электронный ресурс]: журнал Forbes. – Электрон. журн. – Режим доступа: <http://www.forbes.ru/tehno/tehnologii/33944-samyi-sovershennyi-v-mire-protez>.
3. Хоровиц, П. Искусство схемотехники: монография : в 3-х т./ П. Хоровиц, У. Хилл. – 4-е изд., перераб. и доп. – Москва: Мир, 1993. – 1200 с. – 1 т.
4. Тензометрические датчики [Электронный ресурс]: Википедия. – Свободная энциклопедия. – Режим доступа: [https://ru.wikipedia.org/wiki/Тензометрический\\_датчик](https://ru.wikipedia.org/wiki/Тензометрический_датчик).
5. Тензометрические датчики (Тензодатчики). Виды, работа [Электронный ресурс]: Электрика и электрооборудование, электротехника и электроника — информация! – Информационно-познавательный сайт. – Режим доступа: <http://electrosam.ru/glavnaja/jelektrooborudovanie/ustrojstva/tenzometricheskie-datchiki-tenzodatchik/>.
6. Лаврентьев, Б.Ф. Схемотехника электронных средств : учеб. пособие для студ. высш. учеб. заведений / Б.Ф. Лаврентьев. – Москва: Издательский центр «Академия», 2010. – 336 с.
7. Белов, А.В. Самоучитель разработчика устройств на микроконтроллерах AVR / А.В. Белов. – Санкт-Петербург: Наука и Техника, 2008. – 544 с.
8. Воротников, С. А. Биометрическая система управления протезом руки / С.А. Воротников, В.С. Струнин, Н.А. Выборнов // Прикаспийский журнал: Управление и высокие технологии. – 2013. – № 3. – С. 147-162.
9. Гаврилов, А.И. Биоинформационная система классификаторов движений лучезапястного сустава на основе нечеткой логики / А.И. Гаврилов, Со Со Тав У // Вестник МГТУ им. Баумана. Сер. Приборостроение. – 2016. – № 6. – С. 71-84.

**Гладышев Андрей Романович**

ФГАОУ ВО «Белгородский государственный национальный исследовательский университет»  
аспирант 1-го года обучения  
308015, г. Белгород, ул. Победы 85  
Тел. 89192885768  
E-mail: 1173079@bsu.edu.ru

**Гладышева Анастасия Владимировна**

ФГАОУ ВО «Белгородский государственный национальный исследовательский университет»  
аспирант 1-го года обучения  
308015, г. Белгород, ул. Победы 85  
Тел. 89102207741  
E-mail: popova-anastasiya@bk.ru

A.R. GLADYSHEV, A.V. GLADYSHEVA

## DEVELOPMENT AND RESEARCH OF MECHANICAL DESIGN LAYOUT MODULAR BIONIC LEG PROSTHESIS AND CONTROL SYSTEM

**Abstract.** In the development and research of the layout of bionic prosthetic legs and the control system. The structure of the system to control the prosthesis and also proposed the implementation of a human-machine interface. Performed research and analysis of EMG signals from the surface of the large muscles of the legs of a man using 2 types of myoelectric sensors when performing basic motor actions performed by the foot during movement (walking). Cool implementation of modular mechanical design of the prosthesis (ankle module can be used separately) control system which will allow the user to move comfortably as on a flat surface, and under different obstacles.

**Keywords:** prosthetics, EMG, human machine interface, piezoresistive sensor, biomimetics.

### BIBLIOGRAPHY

1. Ne opuskatye ruk: pochemu bionicheskiye protezy ne stanovyatsya dostupnaye? [Elektronnyy resurs]: zhurnal Forbes. – Elektron. zhurn. – Rezhim dostupa: <http://www.forbes.ru/tehnologii/345329-ne-opuskatye-ruk-pochemu-bionicheskie-protezy-ne-stanovyatsya-dostupnayee>.
2. Samyy sovershennyy protez v mire [Elektronnyy resurs]: zhurnal Forbes. – Elektron. zhurn. – Rezhim dostupa: <http://www.forbes.ru/tehno/tehnologii/33944-camyi-sovershennyi-v-mire-protez>.
3. Khorovits, P. Iskusstvo skhemotekhniki: monografiya : v 3-kh t./ P. Khorovits, U. Khill. – 4-ye izd., pererab. i dop. – Moskva: Mir, 1993. – 1200 s. – 1 t.
4. Tenzometricheskiye datchiki [Elektronnyy resurs]: Vikipediya. – Svobodnaya entsiklopediya. – Rezhim dostupa: [https://ru.wikipedia.org/wiki/Tenzometricheskiy\\_datchik](https://ru.wikipedia.org/wiki/Tenzometricheskiy_datchik).
5. Tenzometricheskiye datchiki (Tenzodatchiki). Vidy, rabota [Elektronnyy resurs]: Elektrika i elektrooborudovaniye, elektrotehnika i elektronika — informatsiya! – Informatsionno-poznavatel'nyy sayt. – Rezhim dostupa: <http://electrosam.ru/glavnaja/elektrooborudovanie/ustrojstva/tenzometricheskie-datchiki-tenzodatchik/>.
6. Lavrent'yev, B.F. Skhemotekhnika elektronnykh sredstv : ucheb. posobiye dlya stud. vyssh. ucheb. zavedeniy / B.F. Lavrent'yev. – Moskva: Izdatel'skiy tsentr «Akademiya», 2010. – 336 s.
7. Belov, A.V. Samouchitel' razrabotchika ustroystv na mikrokontrollerakh AVR / A.V. Belov. – Sankt-Peterburg: Nauka i Tekhnika, 2008. – 544 s.
8. Vorotnikov, S. A. Biometricheskaya sistema upravleniya protezom ruki / S.A. Vorotnikov, V.S. Strunin, N.A. Vybornov // Prikaspiyskiy zhurnal: Upravleniye i vysokiy tehnologii. – 2013. – № 3. – S. 147-162.
9. Gavrilov, A.I. Bioinformatsionnaya sistema klassifikatorov dvizheniy luchezapyastnogo sostava na osnove nechetkoy logiki / A.I. Gavrilov, So So Tav U // Vestnik MGTU im. Baumana. Ser. Priborostroyeniye. – 2016. – № 6. – S. 71-84.

**Gladyshev Andrei Romanovich**  
The National Research University  
«Belgorod State University» (BelSU)  
postgraduate student of the 1st year  
308015, Belgorod, Pobeda St. 85  
Tel. 89192885768  
E-mail: 1173079@bsu.edu.ru

**Gladysheva Anastasiya Vladimirovna**  
The National Research University  
«Belgorod State University» (BelSU)  
postgraduate student of the 1st year  
308015, Belgorod, Pobeda St. 85  
Tel. 89102207741  
E-mail: popova-anastasiya@bk.ru

# **КОНТРОЛЬ, ДИАГНОСТИКА, ИСПЫТАНИЯ И УПРАВЛЕНИЕ КАЧЕСТВОМ**

УДК 620.19

А.С. ДЕМИНА, С.А. ДЕМИН, Е.В. ШАЛОБАЕВ

## **ВОЗМОЖНОСТИ ПРИМЕНЕНИЯ ТЕПЛОВИЗИОННОЙ СПЕКТРОСКОПИИ В ДИАГНОСТИКЕ ПОВЕРХНОСТЕЙ ВЫСОКООБОРОТНОГО ОБОРУДОВАНИЯ**

**Аннотация.** В статье рассмотрен один из возможных вариантов применения на практике метода тепловизионной спектроскопии. Этот метод предложено использовать для диагностики и мониторинга состояния важнейшего элемента высокогооборотного оборудования – механического автомата безопасности, а именно наличия коррозионного износа поверхностей сопряженных деталей (байка и гайки). Последствием такого износа может стать аварийная ситуация.

Данный метод позволяет определить наличие дефекта на поверхности материала дистанционно. Преимуществами этого метода по сравнению с традиционными являются: возможность проводить мониторинг удаленных или труднодоступных поверхностей, не требуется корректировка режимов работы объектов исследования, автоматизация процесса диагностики, мониторинга и проверки работоспособности узла. На основе данных, полученных методом тепловизионной спектроскопии, делается заключение о состоянии сопряженных деталей и о необходимости их проверки.

**Ключевые слова:** лазер, тепловизионная камера, коэффициент поглощения, спектроскопия, химический состав, механический автомат безопасности.

### **Введение.**

Существующие методы и аппаратура [1] позволяют в режиме реального времени определять изменение химического состава поверхности, но в определенных случаях, могут быть не доступны для использования на некоторых объектах исследования, к которым можно отнести и высокогооборотное оборудование. Это ограничение применения методов обусловлено как физическими, так и конструктивными особенностями объекта исследования. На практике исследование состояния поверхностей часто ограничивается методами визуального контроля, который предусматривает доступ к поверхностям в результате частичного или полного демонтажа. По эти другим причинам методы и аппаратура, позволяющие в режиме реального времени обеспечивать качественную и количественную оценку наличия на поверхности объектов следов различных химических соединений, необходимы для широкого круга приложений.

Существующие локальные средства обнаружения химических соединений могут быть не доступны для использования на определенных объектах исследования. Часто сам доступ к объекту невозможен из-за его физической недоступности. Как правило для определения наличия дефектов на поверхности объекта исследования приходится использовать визуальный метод контроля, который сопряжен с временными затратами на получение доступа к объекту. По этим и другим причинам разработка и создание дистанционных методов мониторинга состояния материала, а также портативной аппаратуры, работающей в режиме реального времени и сочетающей в себе высокую мобильность, чрезвычайно актуальны. Наличие дистанционных методов позволит оперативно обнаруживать места, имеющие дефект. Дистанционные методы смогут сыграть неоценимую роль при контроле наличия дефектов на поверхности объекта исследования, находящихся в труднодоступных местах[2-3].

Одной из таких задач является мониторинг состояния материала сопряженных деталей механического автомата безопасности, устанавливаемого на крупном высокогооборотном оборудовании (например, паровые турбоагрегаты).

Безопасность эксплуатации турбоагрегата повышается при наличии информации, предупреждающей о нарушении работоспособности или изменении характеристик тех или иных элементов, которые в перспективе могут привести к аварии. Получение такой информации обеспечивается проведением диагностики состояния турбоагрегата на этапе пуско-наладки, например, до и после ремонта, а также после реконструкции [4-7], постоянным контролем отдельных параметров, отклонение от номинальных значений, которых может привести к тяжелым последствиям; функциональным и тестовым

диагностированием систем, управляющих турбоагрегатом в эксплуатационных и аварийных ситуациях.

При этом задача качественного аппаратурного обеспечения контроля и диагностики играет решающую роль в плане удовлетворения требований, предъявляемых к этим системам, и в настоящее время решается применением современной электронной техники.

Контроль за состоянием материала деталей оборудования играет важную роль в обеспечении безаварийной работы.

#### Основная часть.

Одним из важнейших элементов высокооборотного оборудования является механический автомат безопасности (МАБ), прекращающий его работу в случае бесконтрольного повышения частоты вращения выше определенного значения.

Согласно [8] среди самых распространенных дефектов МАБ, приводящих к аварийным ситуациям, коррозионное изнашивание бойка (нарушение свободного перемещения).

В настоящее время диагностика изменения химического состава металлов под воздействием различных факторов может производиться с помощью бесконтактных методов.

Одним из таких методов является метод тепловизионной спектроскопии, позволяющий дистанционно выявлять дефекты поверхности [9-11].

Согласно данному методу при исследовании поверхности с помощью тепловизионной камеры одновременно облучают исследуемую поверхность (зону) лазерным электромагнитным излучением с длиной волны  $\lambda$ , совпадающей со спектральной областью поглощения вещества дефекта (в данном случае оксидов железа). Наличие дефекта на поверхности определяется на экране тепловизионной камеры как зона контраста между температурой фона и температурой дефекта. В результате перехода энергии лазерного излучения в тепло происходит нагревание вещества (материала). Перенос тепла в твердом теле осуществляется посредством теплопроводности. Превращение поглощенной энергии излучения в тепловую энергию вещества (материала) происходит с достаточной скоростью, поэтому температура поверхности материала в области воздействия быстро возрастает. Так как нагрев происходит на длине световой волны в области характеристической полосы поглощения, мы можем идентифицировать химический состав вещества (материала) по спектрам поглощения вещества. Затем производится анализ распределения температурного поля на данной поверхности и выявляется наличие температурных пиков на поверхности материала. Это позволяет по наличию контрастных участков на снимках тепловизионной камеры определить наличие дефекта (вещества), его химический состав и координаты места положения.

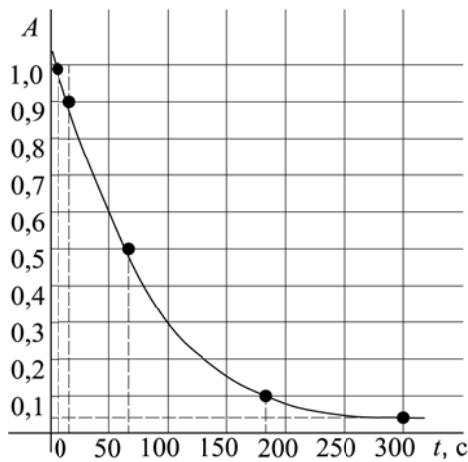


Рисунок 1 - Зависимость изменения времени нагрева материала  $t$  от его коэффициента поглощения  $A$

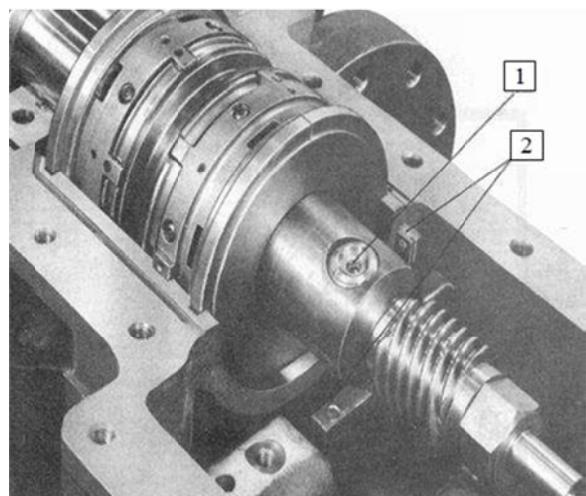


Рисунок 2 - Механический автомат безопасности:  
1 – боек; 2 – рычаг

В результате мы можем определить зоны на удаленных поверхностях с иным химическим составом независимо от их формы и размеров, что является важным для учета влияния аппаратурно-методических погрешностей на достоверность измерения.

Например, определение зон загрязнения поверхности теми или иными химическими веществами, привнесёнными извне или образующимися в процессе эксплуатации узла вследствие естественного старения материалов и образованных в зонах контакта деталей (например, бойка и гайки). Информация о таких изменениях поверхности деталей дает основание для досрочной инициализации проверки механизма МАБ в целом (соответствующий сигнал поступит оператору). Тем самым мы можем повысить надежность работы узла.

В рамках данной работы авторами проведен анализ зависимости времени нагрева материала лазером от оптических свойств (коэффициента поглощения  $A$ ) материала (рисунок 1) [10, 12-15].

При облучении образцов лазерным излучением была получена зависимость времени облучения  $t$  от коэффициента поглощения материала  $A=1-R$  (для не прозрачного дефекта), где  $R$  – коэффициент отражения поверхности [13].

При воздействии лазерного излучения на поверхность происходит нагревание дефекта до температуры, отличающейся от температуры фона. Это позволило зафиксировать дефект, имеющий отличные значения  $A(\lambda)$  от значений  $A(\lambda)$  фона.

На основе полученных данных производится расчет значений температуры нагревания дефекта от времени экспонирования и коэффициента поглощения вещества дефекта по формуле (1) [12]:

$$T = \frac{2q_0(1-R)\sqrt{\alpha\tau}}{K\sqrt{\pi}} + T_h, \quad (1)$$

где  $q_0$  – плотность мощности падающего излучения;

$R$  – коэффициент отражения при нормальном падении излучения на поверхность образца;

$\alpha$  – теплопроводность материала, Вт/(м·К);

$\tau$  – длительность импульса, с;

$K$  – температуропроводность материала, м<sup>2</sup>/с;

$T_h$  – начальная температура.

Температура  $t$ , до которой нагревается объект, прямо пропорциональна поглощенной мощности излучения  $q$ , которая определяется по формуле (2):

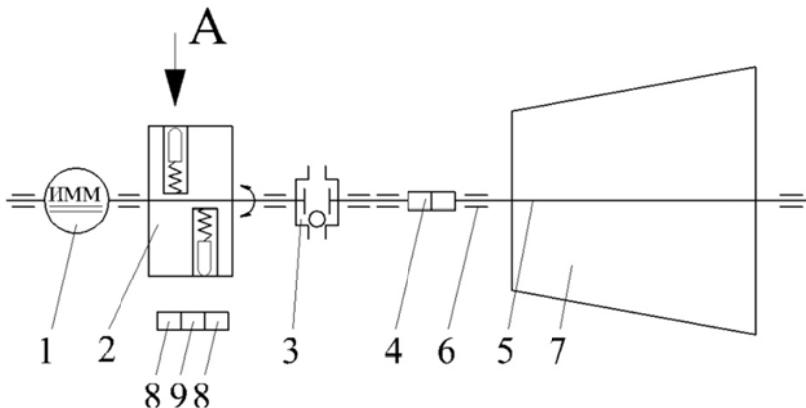
$$q = \frac{P_0 \times A}{S}, \quad (2)$$

где  $P_0$  – мощность излучения лазера, Вт;

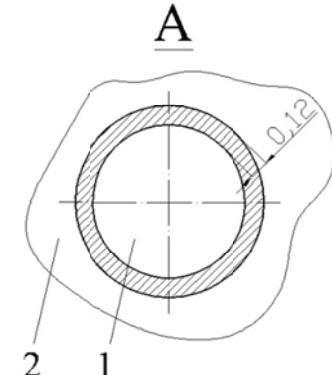
$S$  – площадь поверхности освещаемой лазерным излучением, м<sup>2</sup>;

$A$  – коэффициент поглощения вещества дефекта.

В рассматриваемом нами случае температуропроводность стали, из которой изготовлена деталь (боек), и дефекта (участок, подвергшийся коррозии) отличаются друг от друга на порядок. Соответственно исходя из формулы (1) можно сделать вывод о том, что за одно и то же время нагрева дефект нагреется в 10 раз сильнее, что и будет зафиксировано тепловизионной камерой.



**Рисунок 3 – схема установки, выполняющей мониторинг:**  
 1 – интеллектуальный мехатронный модуль; 2 – механический автомат безопасности; 3 – обгонная муфта; 4 – шлицевое соединение; 5 – вал турбинного агрегата; 6 – передний подшипник; 7 – турбинный агрегат



**Рисунок 4 – исследуемая зона**

Для реализации данного метода в переднем подшипнике, там же где расположен МАБ (рисунок 2), устанавливаются портативные лазер 8 (по одному на каждый боек) и тепловизионная камера 9 (рисунок 3) [16-19]. Зоной исследования является зазор между бойком 1 и гайкой 2 (рисунок 2), который заштрихован на рисунке 2. Величина радиального зазора составляет 0,12 мм.

Измерительный прибор, включающий лазер и тепловизионную камеру, устанавливают на кронштейне в переднем подшипнике турбоагрегата, так чтобы на исследуемую область (рисунок 4) было возможно направить лазерный луч, а также, чтобы вся область находилась в пределах апертуры тепловизионной камеры. В процессе нагрева, при мониторинге состояния исследуемых деталей, МАБ вращается со скоростью турбоагрегата, т.е. около 50 1/с. Это накладывает определенные условия на выбор мощности лазера и времени воздействия излучения.

По сравнению со статичными объектами исследования необходимо использовать в данном приборе более мощный лазер и увеличенное время экспозиции.

Снимки, полученные с помощью тепловизионной камеры, обрабатываются специальной программой, выявляющей наличие дефектов поверхности материала (выявляется наличие температурных пиков). Информация о наличии дефекта поступает в АСУ оборудования [20, 21] и далее передается оператору для принятия решения о проведении проверки, либо в автоматическом режиме может производиться инициация проверки, минуя оператора.

### **Заключение.**

Метод тепловизионной спектроскопии является конкурентным методом лазерной спектроскопии. Отличительной особенностью метода тепловизионной спектроскопии является возможность исследования зон на поверхности с иным химическим составом (дефектов), посредством измерения теплового излучения поверхности, возбуждаемого лазерным излучением на длине волн в области характеристической полосы поглощения исследуемого вещества. В результате мы можем определить зоны на удаленных поверхностях с иным химическим составом независимо от их формы и размеров, что является важным для учета влияния аппаратурно-методических погрешностей на достоверность измерения. Метод тепловизионной спектроскопии может быть использован для широкого круга объектов, используемых в различных областях деятельности человека. Относительно новые аппаратные средства – сканирующие лазеры – успешно используются во многих областях науки и техники, в частности, эта тематика разрабатывается и в медицине, как для профилактики, так и для диагностики [22, 23].

Соединение двух методов – тепловизионных систем и сканирующих лазеров, привносят новое качество, которое позволяет решить ряд проблем в различных областях науки.

В частности, использование метода тепловизионной спектроскопии позволяет своевременно выявлять дефекты, которые могут стать причиной аварии на электростанции в случае бесконтрольного повышения частоты вращения турбинного агрегата. Достоинством такого метода является возможность проводить диагностику и мониторинг поверхности сопряженных ответственных деталей (бойка и гайки) механического автомата безопасности высокогооборотного оборудования в процессе эксплуатации, что было невозможно используя традиционные методы (визуальный осмотр элементов в периоды плановых ремонтов). На основе данных, полученных методом тепловизионной спектроскопии, делается заключение о состоянии сопряженных деталей и о необходимости их проверки.

В работе показана возможность применения метода тепловизионной спектроскопии для диагностики элемента высокогооборотного оборудования – механического автомата безопасности. Приведена методика расчета изменения температурного поля до и после воздействия лазерного излучения в области характеристической полосы поглощения исследуемого вещества и дана качественная оценка результатов такого расчета для рассматриваемого случая.

Также, метод позволяет автоматизировать процесс диагностики, мониторинга и проверки работоспособности узла. Установка данной системы позволяет практически полностью исключить участие оператора в данных операциях, а, следовательно, повысить надежность работы оборудования в целом.

## **СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ**

1. Demtroder W. Laser spectroscopy. Basic concepts and instrumentation. Berlin: Springer–Verlag. 2003. 986 p.

2. Vollmer M., Mollmann K.-P. Infrared thermal imaging. Fundamentals, research and applications. Wiley-VCH Verlag GmbH & Co. KGaA. 2010. 612 p.
3. Колючкин В.Я. Тепловизионные приборы и системы: учеб.пособие. М.: МГТУ. 2003. 54 с.
4. Трухний А.Д., Ломакин Б.В. Теплофикационные паровые турбины и турбоустановки. Учебное пособие для вузов.М.: изд-во МЭИ, 2002. 540с
5. Orstein H.L. Operating experience feedback report – turbine-generator overspeed protection systems. Commercial power reactors Safety programs divisions, office for analysis an evaluation of operational data, U.S. Nuclear regulatory commission, Washington, DC, 1995. 122 p.
6. Taylor Scott L., Smith Sheldon S. Turbine Overspeed systems and required response times // Proceedings of the thirty-eighth turbomachinery symposium. 2009. P. 157–167.
7. Будников И.К., Киракосов В.Г. Устройство контроля состояния бойков автомата безопасности турбины. Патент на полезную модель RU №30846 МПК F01D 21/02(2000/01), ОАО «Всероссийский теплотехнический научно-исследовательский институт», 18.02.2003.
8. Property loss prevention data sheets, FM Global, №13-3, January, 2013, 39 p.
9. Демин А.В., Демин С.А., Демина А.С., Шалобаев Е.В. Способ определения дефектов материала. Патент на изобретение RU №2626227 МПК G01N 25/72 (2006.01) G01J 5/60 (2006.01) G01N 21/39 (2006.01) СПбНИУ ИТМО. Бюл. 2017. № 21
10. Демин С.А., Шалобаев Е.В. Определение зон с иным химическим составом на удаленных поверхностях // Научно-технический вестник информационных технологий, механики и оптики, том 17, 2017. №5, С.812-819.
11. Демин С.А., Шалобаев Е.В. Способ определения дефектов в поверхностном слое и объеме материала // Сборник трудов. V Всероссийский конгресс молодых ученых, 12-15 апреля 2016 г. В 2-х т.т. Т.1 – СПб.: ун-т ИТМО, 2016. - С.132–134.
12. Вейко В.П., Шахно Е.А. Сборник задач по лазерным технологиям. Издание 3-е, испр. и дополн. СПб.: СПбГУ ИТМО, 2007. - 67 с.
13. Ландсберг Г.С. Оптика. М.: Наука, 1976. 558 с.
14. Кизель В.А. Отражение света. Серия: «Физика и техника спектрального анализа». М.: Наука, 1973. - 352 с.
15. Демин А.В. Оценка глубины проникновения излучения при внутреннем отражении // Поверхность. Рентгеновские, синхронные и нейтронные исследования. 1999. №5-6. - С. 167–168.
16. Демина А.С., Шалобаев Е.В. Новый подход к повышению надежности работы системы безопасности турбоагрегата на основе использования скрытых резервов // Научно-технический вестник информационных технологий, механики и оптики, том 17, 2017. №6. - С.1133-1139.
17. Демина А.С., Шалобаев Е.В. Аспекты надежности мехатронной системы защиты быстровращающегося оборудования // Сборник трудов. V Всероссийский конгресс молодых ученых, 12-15 апреля 2016 г. В 2-х т.т. Т.1 – СПб.: ун-т ИТМО, 2016. - С.134-137.
18. Шалобаев Е.В., Демина А.С. К вопросу об использовании перспективных технологий с применением интеллектуального мехатронного модуля // Научно-практическая конференция молодых ученых и специалистов атомной отрасли «Команда» (05-09 июня 2017). СПб.: АО «Атомпроект», 2017. - С.28–29.
19. Nurcombe B. Considerations when retrofitting overspeed detection systems // ORBIT magazine. 2005. V. 25. N 1. P.16–28.
20. Скворцов Л.А. Лазерные методы дистанционного обнаружения химических соединений на поверхности тел. М.: Техносфера, 2014. 208 с.
21. Kaplan H. Practical applications of infrared thermal sensing and imaging equipment. Bellingham, Washington: SPIE. 2007. 166 p.
22. Дунаев А.В., Евстигнеев А.Р., Шалобаев Е.В. Лазерные терапевтические устройства: учеб. Пособие / Под ред. К.В. Подмастерьева. Орел-Калуга-СПб.: ОрелГТУ, 2005. 173 с.
23. Леонтьева Н.В. Применение сканирующей лазеротерапии в лечении больных с клиническими проявлениями атеросклероза / Под ред. Н.Н.Петрищева. СПб.: ГМУ, 2001.31с.

**Демина Анна Сергеевна**  
ПАО «Силовые машины»  
Инженер-конструктор  
8-952-351-19-65  
E-mail: anyagladysheva@gmail.com

**Демин Сергей Александрович**  
Федеральное государственное  
автономное образовательное  
учреждение высшего образования  
«Санкт-Петербургский  
национальный исследовательский  
университет информационных  
технологий, механики и оптики»  
(Университет ИТМО)  
аспирант  
тел. 4463823  
E-mail: vaux.carlton@gmail.com

**Шалобаев Евгений Васильевич**  
Федеральное государственное  
автономное образовательное  
учреждение высшего образования  
Санкт-Петербургский  
национальный исследовательский  
университет информационных  
технологий, механики и оптики  
(ITMO University)  
кандидат технических наук,  
профессор  
8-921-988-00-86  
E-mail: evshalobaev@corp.ifmo.ru

---

A.S. DEMINA, S.A. DEMIN, E.V. SHALOBAEV

## APPLYING OF THERMAL IMAGING SPECTROSCOPY IN DIAGNOSTIC OF HIGH-SPEED EQUIPMENT SURFACES

**Abstract.** The article considers one of the possible options of method of thermal imaging spectroscopy practical applying. The method is offered to use for a diagnostics and monitoring of the mechanical overspeed trip

mechanism state, the high-speed equipment important part. The method allows to detect the presence of related parts (bolt and nut) surfaces corrosion wear. This wear may lead to the accident.

The given method allows to identify the defect presence on the material surface remotely. The advantages of this method in comparison with traditional ones are: possibility to monitor distant and not easily accessible surface, no operating modes adjustment of research object is required, automation of diagnostic and monitoring processes and functional test of the unit. It is made a conclusion of related parts state and of test necessity based on the data obtained by the method of thermal imaging spectroscopy.

**Keywords:** laser, thermal imaging camera, absorption coefficient, spectroscopy, chemical composition, mechanic overspeed trip mechanism.

## BIBLIOGRAPHY

1. Demtroder W. Laser spectroscopy. Basic concepts and instrumentation. Berlin: Springer–Verlag. 2003. 986 p.
2. Vollmer M., Mollmann K.–P. Infrared thermal imaging. Fundamentals, research and applications. Wiley–VCH Verlag GmbH & Co. KGaA. 2010. 612 p.
3. Koljuchkin V.Ya. Thermal imaging devices and systems: Stud. allowance. - Moscow: MSTU. 2003. 54 p. (in Russian)
4. Truhniy A.D., Lomakin B.V. Cogeneration steam turbines and turbine units. Manuel for universities. M.: pub. MEI, 2002. 540 p (in Russian)
5. Orstein H.L. Operating experience feedback report – turbine-generator overspeed protection systems. Commercial power reactors Safety programs divisions, office for analysis an evaluation of operational data, U.S. Nuclear regulatory commission, Washington, DC, 1995. 122 p.
6. Taylor Scott L., Smith Sheldon S. Turbine Overspeed systems and required response times // Proceedings of the thirty-eighth turbomachinery symposium. 2009. P. 157–167.
7. Budnikov I.K., Kirakosov V.G. Device for the monitoring of the turbine overspeed trip bolts. Patent RU №30846 IPC F01D 21/02(2000/01) OJSC «Vserossiyskiy teplotehnicheskiy nauchno-issledovatelskiy institut», 18.02.2003 (in Russian)
8. Property loss prevention data sheets, FM Global, №13-3, January, 2013, 39p
9. Demin A.V., Demin S.A., Demina A.S., Shalobaev E.V. Method of determining material defects. Patent RU №2626227 IPC G01N 25/72 (2006.01) G01J 5/60 (2006.01) G01N 21/39 (2006.01) ITMO University. Bul., 2017. № 21
10. Demin S.A., Shalobaev E.V. Determination of the presence of defects and their chemical composition on remote surfaces // Nauchno-tehnicheskiy vestnik informacionnyh tehnologiy, mehaniki i optiki, vol. 17, №5, P.812-819, 2017 (in Russian)
11. Demin, S. A., Shalobaev E. V. Method of determining defects in the surface layer and in the bulk material // proceedings of the V all-Russian Congress of young scientists. In 2 vols. Vol. 1. – SPb.: University ITMO, 2016. – P.132-134. (in Russian)
12. Veiko V. P., Shakhno E. A. Collection of problems in laser technologies. Edition 3-e, Rev. and more. – SPb: SPbSU ITMO, 2007. – 67 p. (in Russian)
13. Landsberg G. S. Optics. - Moscow: Nauka, 1976. - 558 p. (in Russian)
14. Kizel V. A. Reflection of light. Series: "Physics and technology of spectral analysis". - Moscow: Science. 1973. - 352 p. (in Russian)
15. Demin A. V. Estimation of the depth of penetration of radiation, internal reflection / The surface. X-ray, synchronous and neutron studies. 1999. About 5-6. – Pp. 167-168. (in Russian)
16. Demina A.S., Shalobaev E.V. A new approach to improving the reliability of the safety system of the turbine based on the use of hidden reserves // Nauchno-tehnicheskiy vestnik informacionnyh tehnologiy, mehaniki i optiki, vol. 17, №6, P.1133-1139, 2017 (in Russian)
17. Shalobaev E.V., Demina A.S. Using of perspective technology with application of intelligent mechatronic module // Scientific-practical conference of young scientists and specialists of nuclear department «Komanda» (05-09 of June 2017). SPb.: JSC «Atomproekt», 2017. P.28–29 (in Russian)
18. Nurcombe B. Considerations when retrofitting overspeed detection systems // ORBIT magazine.2005. V. 25. N 1.P.16–28.
19. Skvorcov L.A. Laser methods of remote detecting of chemical compounds on the solid surfaces. M.: Tehnosfera, 2014. 208 p. (in Russian)
20. Kaplan H. Practical applications of infrared thermal sensing and imaging equipment. Bellingham, Washington: SPIE. 2007. 166 p.
21. Dunaev, A.V. Laser therapeutic devices: proc. manual / A. V. Dunaev, A. R. Evstigneev, E. V. Shalobaev / ed. K. V. Podmaster'ev. – Orel-Kaluga-SPb.: OrelGTU, 2005. – 173 p. (in Russian)
22. Leontieva N.V. In. The application of the scanning of laser therapy in the treatment of patients with clinical manifestations of atherosclerosis / ed. N.N.Petrishev. St. Petersburg: LGU, 2001. P. 31.(in Russian)

**Demina Anna Sergeevna**  
PJSC «Power machines»  
engineer  
8-952-351-19-65  
E-mail: anyagladysheva@gmail.com

**Demin Sergei Aleksandrovich**  
ITMO University  
Postgraduate student  
Tel.4463823  
E-mail: vaux.carlton@gmail.com

**Shalobaev Evgeniy Vasilyevich**  
ITMO University  
Ph.D, professor  
Tel. 8-921-988-00-86  
E-mail: evshalobaev@corp.ifmo.ru

**Уважаемые авторы!**  
**Просим Вас ознакомиться с основными требованиями**  
**к оформлению научных статей**

• Объем материала, предлагаемого к публикации, измеряется страницами текста на листах формата А4 и содержит от 4 до 10 страниц; все страницы рукописи должны иметь сплошную нумерацию.

• Статья предоставляется в 1 экземпляре на бумажном носителе и в электронном виде (по электронной почте или на любом электронном носителе).

• В одном сборнике может быть опубликована только **одна** статья **одного** автора, включая соавторство.

• Параметры набора. Поля: зеркальные, верхнее, левое, правое – 2 см, нижнее – 1,6 см, переплет – 0. Отступы до колонитулов: верхнего – 1,25 см, нижнего – 0,85 см. Текст набирается в одну колонку, шрифт – Times New Roman, 12 пт. Отступ первой строки абзаца – 1,25 см. Выравнивание – по ширине. Межстрочный интервал – единичный. Включить автоматический перенос. Все кавычки должны быть угловыми (« »). Все символы «тире» должны быть среднего размера («–», а не «-»). Начертание цифр (арабских, римских) во всех элементах статьи – прямое (не курсив).

• Структура статьи:

УДК;

Список авторов на русском языке – **12 пт, ВСЕ ПРОПИСНЫЕ** в формате И.О. ФАМИЛИЯ **по центру без абзацного отступа**;

Название (не более 15 слов) на русском языке – **14 пт, полужирным, ВСЕ ПРОПИСНЫЕ по центру без абзацного отступа**;

Аннотация (не менее 200–250 слов) на русском языке – **10 пт, курсив**;

Ключевые слова на русском языке (не менее 3 слов или словосочетаний) – **10 пт, курсив**;

Текст статьи;

Список литературы (в порядке цитирования, ГОСТ 7.1–2003) на русском языке, заглавие списка литературы – **12 пт, полужирным, ВСЕ ПРОПИСНЫЕ по центру без абзацного отступа**, литература оформляется **10 пт**.

Сведения об авторах на русском языке – **10 пт**. Приводятся в такой последовательности:

Фамилия, имя, отчество;

учреждение или организация;

ученая степень, ученое звание, должность;

адрес;

телефон;

электронная почта.

• Название статьи, фамилии и инициалы авторов, аннотация, ключевые слова, список литературы (транслитерация) и сведения об авторах **обязательно дублируются на английском языке ЗА СТАТЬЕЙ**.

• Формулы набираются в редакторе формул Microsoft Equation. Размер символов: обычные – **12 пт**, крупный индекс – **9 пт**, мелкий индекс – **7 пт**. Нумерация формул – по правому краю в круглых скобках «( )». Описание начинается со слова «где» без двоеточия, без абзацного отступа; пояснение каждого символа дается **с новой строки** в той последовательности, в которой символы приведены в формуле. Единицы измерения даются в соответствии с Международной системой единиц СИ.

• Рисунки – черно–белые. Если рисунок создан средствами MS Office, необходимо преобразовать его в картинку. Для растровых рисунков разрешение не менее 300 дп. Подрисуточные надписи выполнять шрифтом **Times New Roman, 10 пт, полужирным, курсивным**, в конце точка не ставится.

• Рисунки с подрисуточной подписью, формулы, выравниваются **по центру без абзацного отступа**.

С полной версией требований к оформлению научных статей Вы можете ознакомиться на сайте <http://oreluniver.ru/public/file/science/journal/fipptt/>

**Плата за опубликование статей не взимается.**

Право использования произведений предоставлено авторами на основании п. 2 ст. 1286 Четвертой части Гражданского Кодекса Российской Федерации.

*Адрес издателя:*

Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение  
высшего образования «Орловский государственный университет имени И.С. Тургенева»  
302026, г. Орел, ул. Комсомольская, 95  
Тел. (4862) 75–13–18  
<http://oreluniver.ru>  
E-mail: [info@oreluniver.ru](mailto:info@oreluniver.ru)

*Адрес редакции:*

Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение  
высшего образования «Орловский государственный университет имени И.С. Тургенева»  
302030, г. Орел, ул. Московская, 34  
+7(920)2806645, +7(906)6639898

<http://oreluniver.ru>  
E-mail: [tiostu@mail.ru](mailto:tiostu@mail.ru)

Право использования произведений предоставлено авторами на основании  
п. 2 ст. 1286 Четвертой части Гражданского Кодекса Российской Федерации

Технический редактор Тюхта А.В.  
Компьютерная верстка Тюхта А.В.

Подписано в печать 22.02.2018 г.  
Дата выхода в свет  
Формат 60x88 1/8. Усл. печ. л. 9,56.  
Цена свободная. Тираж 600 экз.  
Заказ \_\_\_\_\_

Отпечатано с готового оригинал–макета  
на полиграфической базе ИП Синяев В.В.  
302001, г. Орел, ул. Розы Люксембург, 10а