

# ВЕСТНИК

*Белорусско-Российского университета*

*Научно-методический журнал  
Издается с октября 2001 г.*

*Периодичность – 4 раза в год*

1(58) 2018

---

## СОДЕРЖАНИЕ

### МАШИНОСТРОЕНИЕ

<b>БЛОХИН А. В., СИМАНОВИЧ В. А., СУРУС А. И., ЛОСЬ А. М.</b> Оценка неопределенности характеристик усталости алюминиевых сплавов из вторичного сырья по результатам высокочастотных испытаний .....	5
<b>ДОВГАЛЕВ А. М.</b> Разработка магнитных систем комбинированных инструментов для совмещенного магнитно-динамического накатывания.....	15
<b>КИСЕЛЕВ М. Г., МОНИЧ С. Г., КОЛЕСНИК О. Н.</b> Технология и оборудование электроэрозионного модифицирования поверхности титановых винтовых стоматологических имплантатов с формированием на ней частично регулярного микрорельефа.....	27
<b>ЛЕСКОВЕЦ И. В., БУЖИНСКИЙ А. Д., ЛЕОНЕНКО О. В.</b> Оптимизация параметров механизма подъема кранов мостового типа .....	36
<b>МАМИТИ Г. И.</b> Теоретические и экспериментальные основы нового уравнения движения колесной машины .....	45
<b>ПАШКЕВИЧ А. М., ПАШКЕВИЧ М. Ф., КАПИТОНОВ А. В.</b> Инструменты для отделочной обработки цилиндрических поверхностей, оценка точности и качества обработки .....	53

<b>СТАРОВОЙТОВ Н. А., ДЕМИДЕНКО Е. Н., КРАСЮК С. И.</b> Исследование износа абразивно-отрезных кругов и виброско- рости их колебаний при различных режимах резания.....	61
<b>ТАРАСИК В. П., САВИЦКИЙ В. С., ПУЗАНОВА О. В.</b> Характеристики управления автоматической трансмиссией с планетарной коробкой передач .....	69
<b>ФУРМАНОВ С. М., ПОЛЯКОВ А. Ю., ЮМАНОВ Д. Н., КУХАРЕВ А. Н.</b> О фазовом регулировании мощности тепло- вложения в межэлектродную зону при контактной сварке.....	80
<b>ШМЕЛЕВ А. В., ОМЕЛЮСИК А. В., КОНОНОВ А. Г.</b> Идентификация параметров полилинейной модели упруго-пласт- ического деформирования стали EN 1.4003 для расчетной оцен- ки прочности и жесткости высоконагруженных конструкций мето- дом конечных элементов .....	92

### ПРИБОРОСТРОЕНИЕ

<b>БОРИСОВ В. И., СЕРГЕЕВ С. С., НОВИКОВ В. А., ПРОКОПЕНКО Е. Н.</b> Акустическое поле излучения активных концентраторов на основе пьезопластин в виде поверхностей второго порядка .....	104
---	-----

### СТРОИТЕЛЬСТВО. АРХИТЕКТУРА

<b>ВОЕВИДКО И. В., ТОКАРУК В. В.</b> Разработка компоновок низа бурильной колонны для бурения условно-вертикальных скважин диаметром 660 мм .....	112
<b>ФИЛИМОНИХИН Г. Б., ПАШИНСКИЙ Н. В.</b> Метод админист- ративно-территориального районирования климатических нагрузок .....	121

- *Журнал включен в Перечень научных изданий Республики Беларусь для опубликования результатов диссертационных исследований по техническим наукам*
- *Публикуемые материалы рецензируются*
- *Подписные индексы: для индивидуальных подписчиков – 00014  
для предприятий и организаций – 000142*

## CONTENTS

### MECHANICAL ENGINEERING

<b>BLAKHIN A. V., SIMANOVICH V. A., SURUS A. I., LOS A. M.</b> Uncertainty evaluation of the fatigue characteristics of aluminum alloys from secondary raw materials after high-frequency tests .....	5
<b>DOVGALEV A. M.</b> Development of magnetic systems of combined tools for concurrent magnetic dynamic rolling .....	15
<b>KISELEV M. G., MONICH S. G., KOLESNIK O. N.</b> Technology and equipment for electrical discharge machining of screw-shaped titanium dental implants with the formation of a partially regular microrelief on it.....	27
<b>LESKOVETS I. V., BUZHINSKI A. D., LEONENKO O. V.</b> Optimization of parameters of the lifting mechanism for bridge-type cranes .....	36
<b>MAMITI G. I.</b> Theoretical and experimental foundations of new equations of motion for wheeled vehicles .....	45
<b>PASHKEVICH A. M., PASHKEVICH M. F., KAPITONOV A. V.</b> Tools for finishing cylindrical surfaces, estimation of accuracy and quality of machining .....	53
<b>STAROVOYTOV N. A., DEMIDENKO E. N., KRASYUK S. I.</b> Investigation of wear of abrasive cut-off wheels and vibration velocity of their oscillations under different cutting conditions .....	61
<b>TARASIK V. P., SAVITSKY V. S., PUZANOVA O. V.</b> Control of automatic transmission with planetary gearbox .....	69
<b>FURMANOV S. M., POLYAKOV A. Y., YUMANOV D. N., KUKHAREV A. N.</b> On phase control of heat input in the interelectrode space during resistance welding.....	80
<b>SHMELIOV A. V., OMELUSIK A. V., KONONOV A. G.</b> Identification of the parameters of piecewise linear model of elastic-plastic deformation of steel EN 1.4003 for calculating the strength and hardness of heavy loaded constructions by the finite element method.....	92

**INSTRUMENT MAKING**

**BORISOV V. I., SERGEEV S. S., NOVIKOV V. A.,  
PROKOPENKO E. N.** Acoustic field of radiation of active concentrators based on piezoelectric plates in the form of surfaces of second order ..... 104

**CIVIL ENGINEERING. ARCHITECTURE**

**VOIEVIDKO I. V., TOKARUK V. V.** Design of the bottom hole assembly for drilling vertical wells with 660 mm diameter ..... 112

**FILIMONIKHIN G. B., PASHYNSKYI M. V.** Method of administrative territorial zoning of climatic loads on building constructions ..... 121

## МАШИНОСТРОЕНИЕ

УДК 621.185.532

*А. В. Блохин, В. А. Симанович, А. И. Сурус, А. М. Лось*

### ОЦЕНКА НЕОПРЕДЕЛЕННОСТИ ХАРАКТЕРИСТИК УСТАЛОСТИ АЛЮМИНИЕВЫХ СПЛАВОВ ИЗ ВТОРИЧНОГО СЫРЬЯ ПО РЕЗУЛЬТАТАМ ВЫСОКОЧАСТОТНЫХ ИСПЫТАНИЙ

UDC 621.185.532

*A. V. Blakhin, V. A. Simanovich, A. I. Surus, A. M. Los*

### UNCERTAINTY EVALUATION OF THE FATIGUE CHARACTERISTICS OF ALUMINUM ALLOYS FROM SECONDARY RAW MATERIALS AFTER HIGH-FREQUENCY TESTS

#### **Аннотация**

Проведено экспериментальное исследование статистических характеристик результатов высокочастотных усталостных испытаний и дана оценка неопределенности с применением эмпирического метода. В качестве объекта исследований выступали плоские балочные образцы, изготовленные из алюминиевого сплава. Сплав был получен из вторичного сырья и по химическому составу соответствовал сплаву АК9М2. Образцы нагружались знакопеременным изгибом на низких (до 300 Гц) и высоких (18 000 Гц) частотах.

Было установлено, что высокочастотные методы определения характеристик усталости могут быть использованы для исследования вторичных алюминиевых сплавов. Оценка неопределенности показала необходимость в дальнейших исследованиях, направленных на разработку методического обеспечения точности результатов таких испытаний.

#### **Ключевые слова:**

деталь, образец, сплав, характеристики усталости, неопределенность.

#### **Abstract**

Pilot study of statistical characteristics of high-frequency fatigue test results and the evaluation of uncertainty of research result were carried out. To evaluate the uncertainty the empirical method was used. Flat beam specimens made from aluminum alloy were used for testing. The alloy was obtained from secondary raw materials and its chemical composition corresponded to the AK9M2 alloy. The samples were loaded with alternating bending at low (300 Hz) and high (18 kHz) frequencies. It was found that high-frequency methods for determining the fatigue characteristics can be used to study secondary aluminum alloys. Uncertainty assessment showed the need for further research aimed at developing the methodological aspect of the accuracy of the results of such tests.

#### **Key words:**

component, test specimen, alloy, characteristics of fatigue, uncertainty.

#### **Введение**

На сегодняшний день устоявшейся тенденцией в машиностроении является замещение сплавов на основе железа

алюминиевыми сплавами для изготовления широкой номенклатуры деталей машин, элементов конструкций и других технических систем. Многие детали машин подвергаются в процессе своей

эксплуатации динамическим и циклическим нагрузкам. Это детали шатунно-поршневой группы двигателей внутреннего сгорания и компрессоров, рычаги подвесок, кронштейны, радиаторы, теплообменники, корпуса навесного оборудования двигателей и редукторов и т. п. Если в 1990 г. масса алюминиевых сплавов в легковом автомобиле составляла в среднем около 5 %, то в настоящее время – 8...10 % от массы автомобиля [1]. В абсолютном выражении средняя масса деталей из алюминиевых сплавов по состоянию на 2016 г. увеличилась до 152 кг [2], а к 2025 г. прогнозируется рост до 250 кг. Это объясняется высокими показателями удельной прочности таких материалов, их коррозионной стойкостью, а также способностью к поглощению энергии колебаний.

Несмотря на наблюдающийся рост производства (в период с 2000 г. по 2016 г. – с 25 до 58 млн т [3]) и потребления первичного алюминия, значительная часть деталей изготавливается из сплавов, содержащих вторичное сырье, что объясняется высокой стоимостью первичного алюминия. В связи с этим одним из способов обеспечения потребности в конструкционных материалах на основе алюминия может быть создание замкнутого цикла использования таких материалов. В контексте отсутствия возможности получения первичного алюминия и сплавов на его основе для Республики Беларусь организация эффективного сбора алюминий-содержащего лома и его переработка выступают стратегически важной задачей, решение которой позволит частично заместить первичные сплавы их аналогами, изготовленными с использованием (или полностью) вторичного сырья.

Одной из ощутимых проблем получения вышеописанных материалов является их более низкое качество по сравнению со сплавами из первичного алюминия. Вторичные сплавы уступают их первичным аналогам по целому комплексу характеристик, в том числе уста-

лостным. Основными причинами, отрицательно влияющими на литейные свойства и механические характеристики, являются посторонние материалы в скрапе, такие как пластик, другие сплавы и неметаллические загрязнители. В связи с этим в структуре алюминиевых сплавов, изготовленных с использованием вторичного сырья, присутствует значительное количество интерметаллидов, такие сплавы характеризуются повышенной газовой пористостью, а также могут содержать неметаллические включения, отличаются неоднородностью структуры [4]. Это отрицательно сказывается в целом на широте области применения вторичных сплавов, особенно на возможности использования таких материалов для изготовления деталей и элементов конструкций, испытывающих циклические нагрузки.

Для выявления факторов, влияющих на характеристики усталости вторичных алюминиевых сплавов, и разработки эффективных технологий по получению таких материалов требуется большой объем исследований. Для снижения затрат, связанных с определением характеристик усталости, можно прибегнуть к высокочастотному нагружению [5, 6]. Возможность использования ускоренных усталостных испытаний металлических материалов за счет повышения частоты нагружения показана в [7, 8].

Следует отметить, что СТБ ИСО/МЭК 17025 требует при оценке точности испытаний давать оценку неопределенности. Аналогичное требование имеет место в последних изменениях ГОСТ 8.010.

В этой связи возникают вопросы оценки степени соответствия результатов исследований характеристик усталости сплавов, изготовленных из вторичного сырья, с использованием высокочастотного нагружения, результатам, полученным на низких частотах (до 300 Гц).

Для количественной оценки неопределенности результатов испытаний

широко используют два метода моделирования [9]: с применением закона распределения неопределенности; метод Монте-Карло. Также применяются эмпирические методы, основанные на исследовании методов испытаний.

В данной работе был применен эмпирический метод, т. к. использование методов моделирования представляется достаточно сложным.

При использовании эмпирического метода неопределенность результатов исследований характеристик усталости можно оценить по выражению [9]

$$u = \sqrt{s^2 + b^2}, \quad (1)$$

где  $s$  – стандартное отклонение, характеризующее прецизионность измерения;  $b$  – смещение.

В свою очередь, величину смещения находят по выражению [9]

$$b = \sqrt{\Delta^2 + u_{ref}^2 + \frac{s^2}{n}}, \quad (2)$$

где  $\Delta$  – среднее отклонение;  $u_{ref}$  – неопределенность эталонного значения (принимались результаты усталостных испытаний, выполненных по методике, изложенной в ГОСТ 25.502);  $s$  – прецизионность среднего значения повторных измерений.

Цель проводимой работы заключалась в определении статистических характеристик результатов высокочастотных усталостных испытаний при нагружении знакопеременным изгибом образцов, изготовленных из сплавов, полученных с использованием вторичного алюминия, и оценке неопределенности эмпирическим методом.

### Основная часть

Для определения среднего квадратического отклонения (СКО) предела ограниченной выносливости образцов были изготовлены несколько серий об-

разцов. Сплав, из которого изготавливались образцы для испытаний, выплавлялся из алюминиевого лома под покровным флюсом (33 % KCl, 67 % NaCl) с последующим рафинированием составом, разработанным специалистами ЗНТУ. Далее осуществлялась продувка флюса через расплав с помощью азота. Полученный материал по концентрации основных компонентов был близок к сплаву АК9М2. Все слитки подвергались термической обработке Т5.

Для осуществления нагружения образцов на высокой (18 000 Гц) частоте применялся магнитострикционный стенд (рис. 1), работающий в автоколебательном режиме [5, 6].

Для обеспечения возможности сравнения результатов высокочастотных испытаний с испытаниями на низких частотах использовали следующий подход:

1) подготовительные операции (механическая обработка; если предусмотрена – термическая обработка; электрохимическое полирование с целью удаления следов механической и термической обработки, обеспечивающее среднее арифметическое отклонение профиля рабочих поверхностей образцов для испытаний не более 0,25 мкм);

2) определение микротвердости на рабочих поверхностях образцов до проведения испытаний;

3) проведение (одновременно) испытаний образцов на частоте 300 Гц и на частоте 18 000 Гц (база испытаний принималась  $5 \cdot 10^6$  циклов);

4) определение микротвердости на рабочих поверхностях образцов после проведения испытаний;

5) сравнение микротвердости до и после проведения испытаний и определение значения пороговых напряжений (напряжений, при которых фиксировалось изменение структурно-чувствительной характеристики – микротвердости) на частоте 300 Гц  $\sigma_{n(0,3 \text{ кГц})}^t$  и на частоте 18 000 Гц  $\sigma_{n(18 \text{ кГц})}^t$ ;

6) параллельно операциям 2 и 3 осуществление испытаний образцов на частоте 18 000 Гц на выбранных уровнях напряжений;

7) определение высокочастотных (полученных при нагружении на частоте 18 000 Гц) ограниченных пределов выносливости;

8) определение расчетным мето-

дом низкочастотных ограниченных пределов выносливости:

$$\sigma_{-1(0,3 \text{ кГц})}^t = \sigma_{n(0,3 \text{ кГц})}^t + (\sigma_{-1(18 \text{ кГц})}^t - \sigma_{n(18 \text{ кГц})}^t). \quad (3)$$

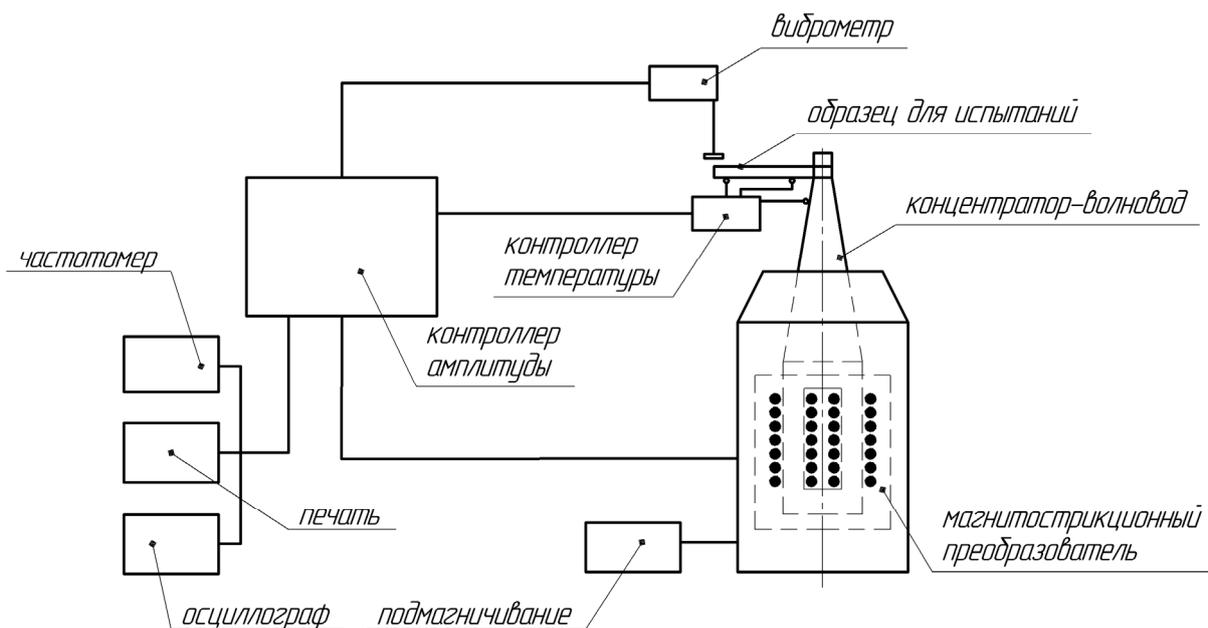


Рис. 1. Схема испытательной установки для реализации усталостных испытаний образцов на изгиб (частота 16 000...24 000 Гц)

Для испытания на усталость при знакопеременном изгибе изготавливались балочные образцы (рис. 2) прямоугольного поперечного сечения с хвостовиком, дающим возможность консольного закрепления. Длина образца  $l$  принималась с учетом физико-механических характеристик полученных сплавов для обеспечения резонансного режима нагружения на испытательном стенде. Высота образца  $h$  принималась как одна треть ширины  $b$ .

Все партии образцов в соответствии с ГОСТ 25.502 случайным образом разбивались на пять групп, каждая из которых испытывалась на заданном уровне напряжений. Далее, после обработки, результаты испытаний представ-

лялись в виде вариационных рядов и строились кривые распределения долговечности (рис. 3).

Семейства кривых усталости (рис. 4) строились методом секущих для заданных вероятностей разрушения в соответствии с ГОСТ 25.502.

Для построения кривой распределения вероятности разрушения (рис. 5) исследованных образцов использовались точки с координатами  $\sigma - P$ , которые определялись пересечением вертикальной прямой, располагающейся в соответствии с выбранной базой испытаний ( $5 \cdot 10^7$  циклов), и кривых усталости (см. рис. 4).

Полученная кривая обрабатывалась по методике, изложенной в

ГОСТ 25.502. В результате определялись статистические характеристики пределов ограниченной выносливости (табл. 1) для всех партий образцов, из-

готовленных из алюминиевого сплава с использованием вторичного сырья (частота испытаний 300 Гц).

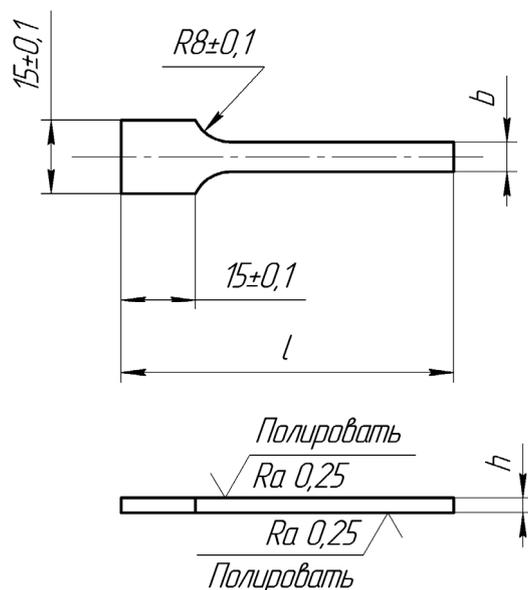


Рис. 2. Геометрические параметры образцов для испытаний

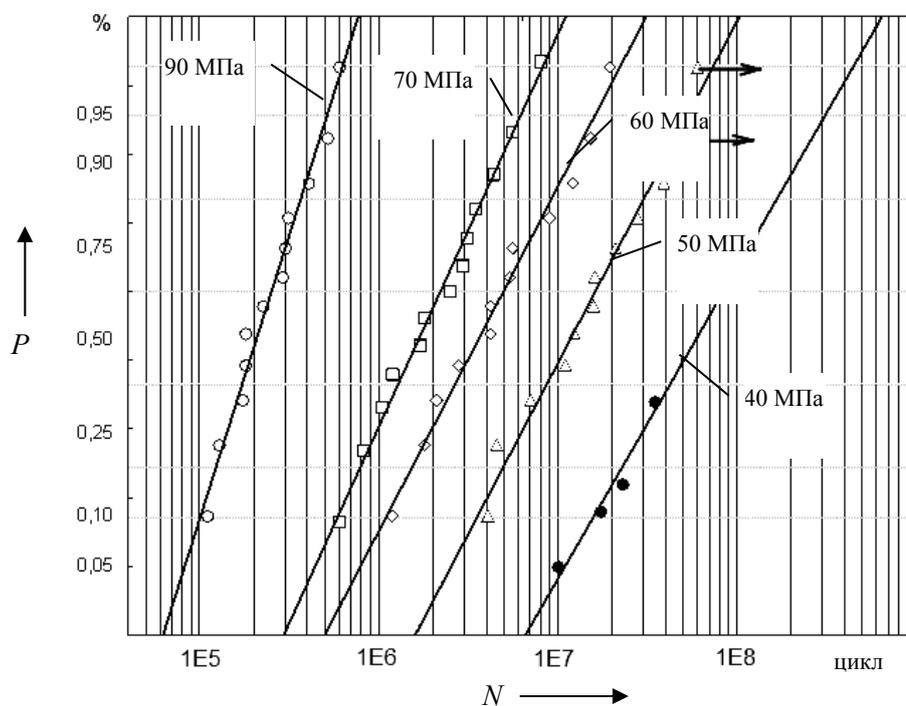


Рис. 3. Распределение долговечности образцов для испытаний, изготовленных из алюминиевого сплава с использованием вторичного сырья (частота испытаний 300 Гц), для пяти уровней напряжений

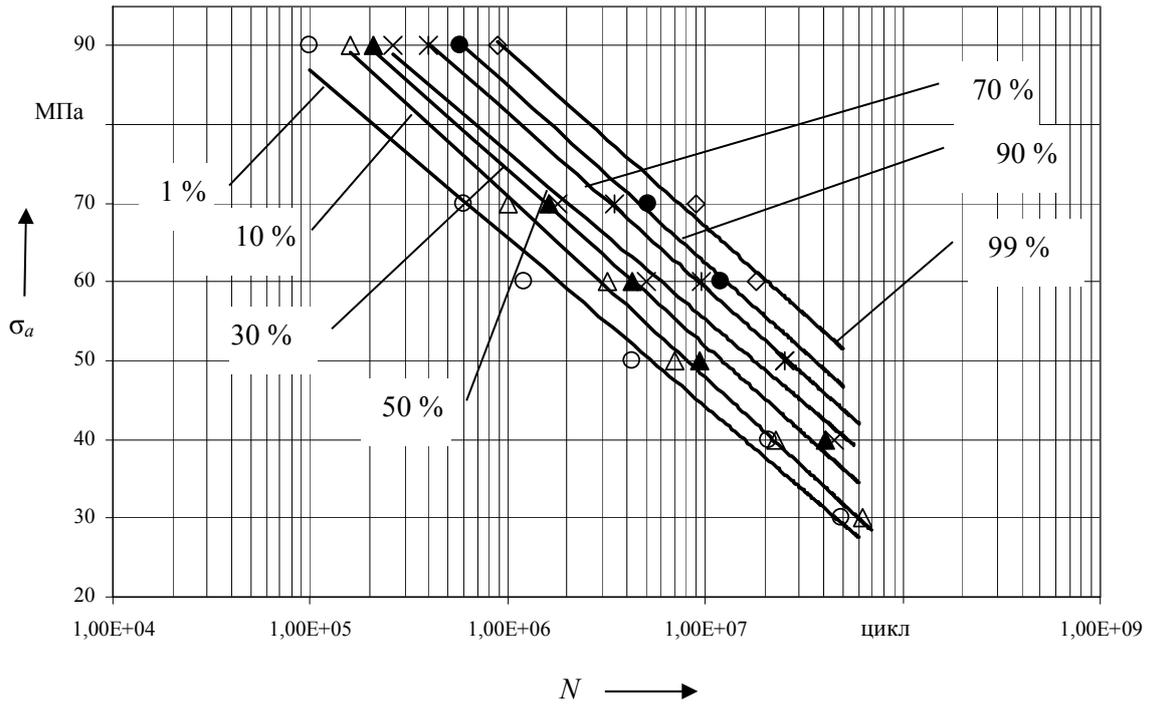


Рис. 4. Кривые усталости образцов для испытаний, изготовленных из алюминиевого сплава с использованием вторичного сырья (частота испытаний 300 Гц)

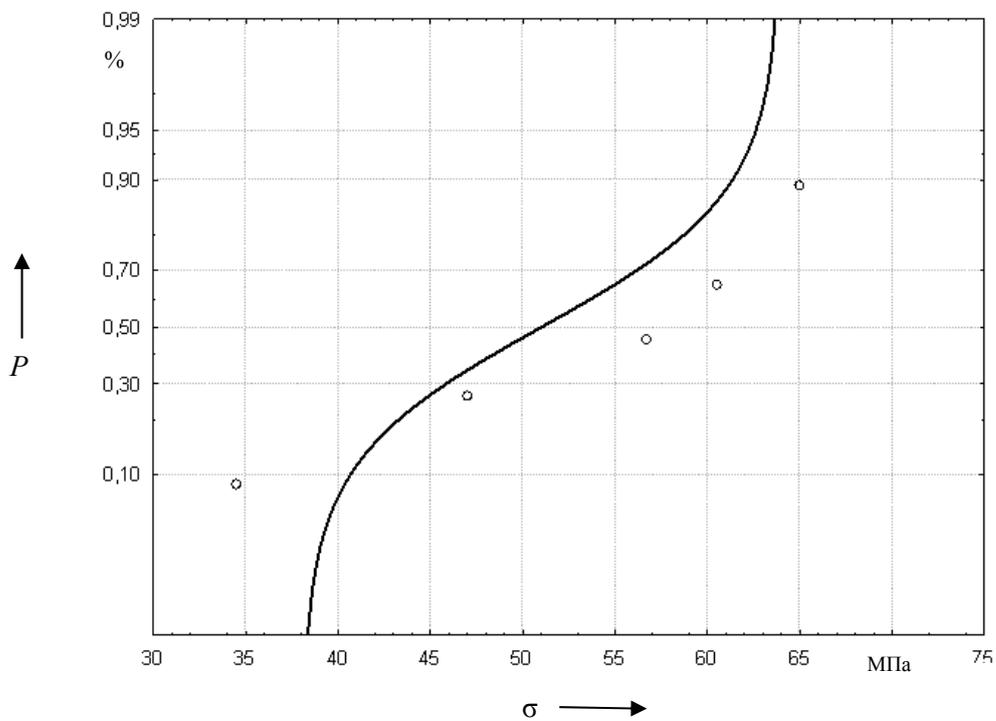


Рис. 5. Кривая распределения вероятности

Табл. 1. Статистические характеристики пределов ограниченной выносливости образцов, изготовленных из исследуемого сплава (частота испытаний 300 кГц)

Характеристика	Номер партии образцов				
	01	02	03	04	05
Среднее значение предела ограниченной выносливости ( $5 \cdot 10^7$ циклов), МПа	36,14	35,12	35,52	34,8	36,55
СКО, МПа	4,29	3,92	4,08	4,02	3,95
СКО, %	11,87	11,16	11,49	11,55	10,81

Аналогичным образом были построены кривые распределения долговечности (рис. 6) и кривые усталости по вероятности разрушения (рис. 7) при нагружении образцов для испытаний на частоте 18 000 Гц.

Результаты расчета статистических характеристик ограниченных пределов выносливости, полученных в ходе испы-

таний образцов, изготовленных из алюминиевого сплава с использованием вторичного сырья на частоте нагружения 18 000 Гц, представлены в табл. 2. Также в таблице приводятся статистические характеристики результатов определения пороговых напряжений для образцов, испытанных на низкой (300 Гц) и высокой (18 000 Гц) частотах нагружения.

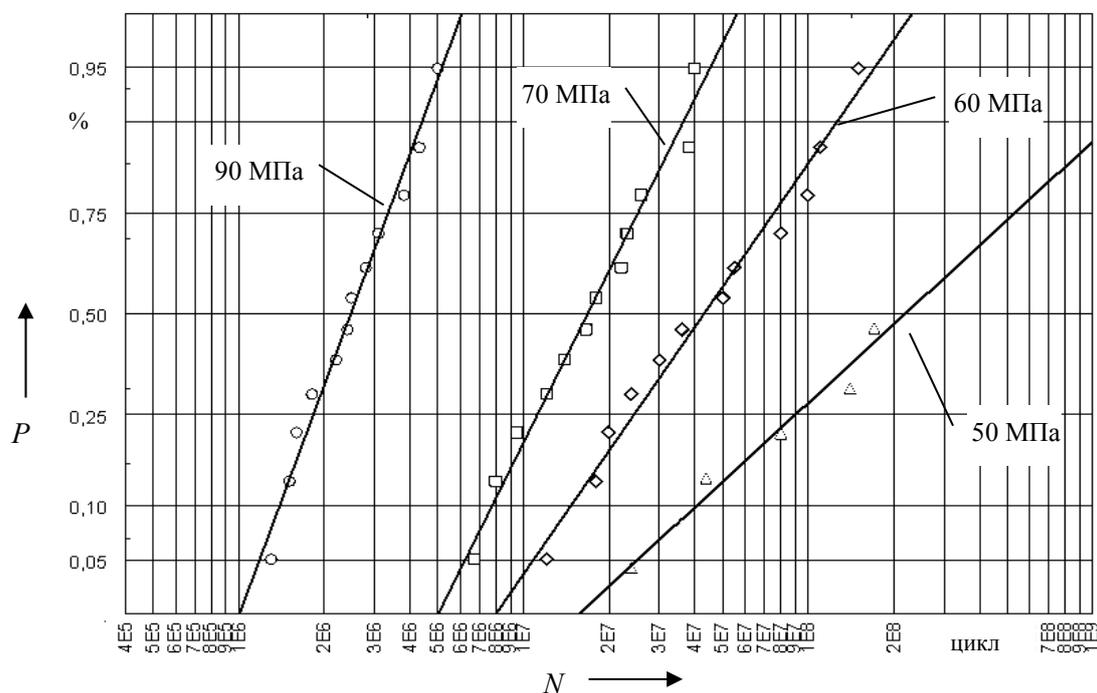


Рис. 6. Распределение долговечности образцов для испытаний, изготовленных из алюминиевого сплава с использованием вторичного сырья (частота испытаний 18 000 Гц), для четырех уровней напряжений

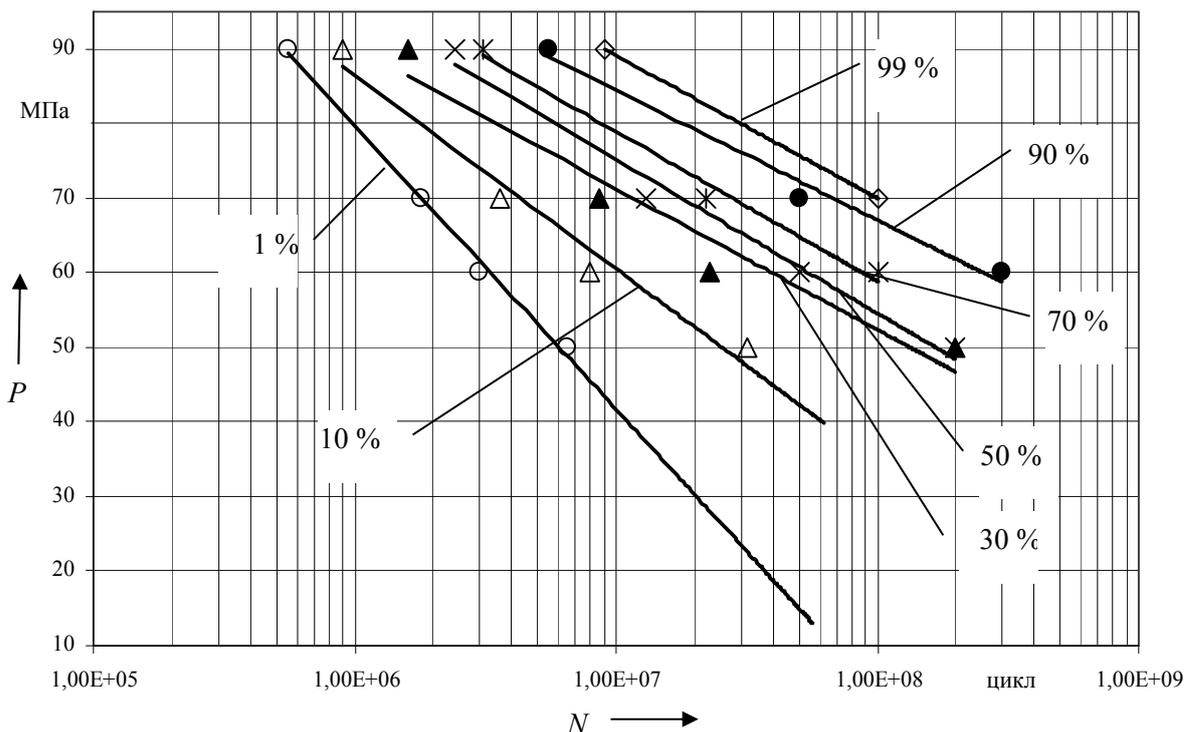


Рис. 7. Кривые усталости образцов для испытаний, изготовленных из алюминиевого сплава с использованием вторичного сырья (частота испытаний 18 000 Гц)

Табл. 2. Статистические характеристики ограниченных пределов выносливости образцов, изготовленных из исследуемого сплава (частота испытаний 300 кГц), и пороговых напряжений (частота испытаний 18 000 Гц)

Характеристика	Номер партии образцов				
	01	02	03	04	05
Предел выносливости (среднее), МПа	44,44	35,12	35,52	34,8	36,55
СКО предела выносливости, МПа	12,54	3,92	4,08	4,02	3,95
СКО предела выносливости, %	28,2	11,16	11,49	11,55	10,81
Пороговые напряжения (среднее), МПа (частота нагружения образцов 300 Гц, база нагружения $5 \cdot 10^7$ циклов)	20,55	21,06	19,98	21,20	20,83
СКО пороговых напряжений (частота нагружения образцов 300 Гц, база нагружения $5 \cdot 10^7$ циклов)	0,48	0,52	0,54	0,39	0,46
Пороговые напряжения (среднее), МПа (частота нагружения образцов 18 000 Гц, база нагружения $5 \cdot 10^7$ циклов)	36,80	36,92	37,51	37,23	37,28
СКО пороговых напряжений (частота нагружения образцов 18 000 Гц, база нагружения $5 \cdot 10^7$ циклов)	0,78	0,75	0,85	0,84	0,81

На основании данных табл. 1 и 2 по формулам (1) и (2) можно определить численные значения величины смещения и неопределенности результатов расчета предела ограниченной выносливости, полученного с использо-

ванием высокочастотного нагружения (18 000 Гц):

$$b = \sqrt{25^2 + 11,9^2 + \frac{4,5^2}{5}} = 27,8 \%;$$

$$u = \sqrt{28,2^2 + 27,8^2} = 39,6 \%$$

Следует отметить, что наибольший вклад в неопределенность результатов расчета пределов ограниченной выносливости, выполненного с применением методики, схематично описанной ранее, вносит величина смещения, определяемая средним отклонением предела выносливости, а также СКО предела выносливости, полученного в ходе испытаний на высокой частоте (18 000 Гц).

В то же время необходимо обратить внимание на то, что форма кривых распределения долговечности образцов (см. рис. 3 и 6) и кривых усталости по параметру вероятности разрушения (см. рис. 4 и 7) с ростом частоты нагружения не изменяется. Это позволяет предположить, что повышение частоты испытаний не оказывает существенного влияния на механизм усталостного разрушения, а ведет к увеличению рассеяния характеристик усталости.

## Выводы

Оценка неопределенности результатов ускоренного определения характеристик усталости вторичных алюминиевых сплавов с использованием высоких частот нагружения (значение неопределенности результатов расчета пределов ограниченной выносливости, выполненного на основании данных, полученных с использованием высоких частот нагружения, достигало 39,6 % от прогнозируемого предела выносливости образцов, изготовленных из исследованного материала) позволяет сделать вывод, что существенный вклад в ее значение вносят характеристики рассеивания результатов усталостных испытаний на высоких частотах нагружения.

Таким образом, была установлена необходимость в дальнейших исследованиях, направленных на разработку методического обеспечения точности результатов усталостных испытаний с использованием высокочастотного нагружения для исследований характеристик усталости цветных сплавов на основе алюминия, в том числе полученных с использованием вторичного сырья.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Металлы и цены. Ценовой каталог металлопродукции и оборудования [Электронный ресурс]. – Режим доступа: [http://metal4u.ru/articles/by\\_id/203](http://metal4u.ru/articles/by_id/203). – Дата доступа 14.05.2011.
2. Все об алюминии [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <https://www.aluminium-leader.ru/application/transport>. – Дата доступа 22.10.2017.
3. World aluminium [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://www.world-aluminium.org/statistics/primary-aluminium-production/#data>. – Дата доступа 22.10.2017.
4. **Неменюк, Б. М.** Теория и практика комплексного модифицирования силуминов / Б. М. Неменюк. – Минск : Технопринт, 1999. – 272 с.
5. **Блохин, А. В.** Развитие комплекса оборудования для усталостных испытаний конструкционных материалов / А. В. Блохин // Тр. БГТУ. – 2004. – Вып. XII. – С. 263–266.
6. Усталостные испытания на высоких частотах нагружения / Под ред. В. А. Кузьменко. – Киев : Наукова думка, 1979. – 335 с.
7. Влияние амплитудно-частотных параметров циклического нагружения на кинетику физико-механических характеристик конструкционных материалов / С. Е. Бельский [и др.] // Трибофатика : сб. тр. IV Междунар. симп., Тернополь, 23–27 сент. 2002 г. : в 2 т. – Тернополь : Тернополь. гос. техн. ун-т им. Ивана Пулюя, 2002. – Т. 1. – С. 407–410.
8. **Довгялло, И. Г.** Разработка метода ускоренного определения характеристик усталости металлов и сплавов и его физическое обоснование / И. Г. Довгялло, С. Е. Бельский, Ф. Ф. Царук // Тр. БГТУ. – 1994. – Вып. II. – С. 80–85.

9. Качур, С. А. Альтернативные подходы по оцениванию неопределенности измерения (на основании технического отчета EUROLAB, № 1/2007) / С. А. Качур. – Минск : Белорус. гос. ин-т метрологии, 2011. – 70 с.

*Статья сдана в редакцию 28 декабря 2017 года*

**Алексей Владимирович Блохин**, канд. техн. наук, доц., Белорусский государственный технологический университет. E-mail: Blakhin@belstu.by.

**Василий Антонович Симанович**, канд. техн. наук, доц., Белорусский государственный технологический университет. E-mail: lmitlz@belstu.by.

**Анатолий Иванович Сурус**, канд. техн. наук, доц., Белорусский государственный технологический университет. E-mail: surus@belstu.by.

**Александр Михайлович Лось**, ассистент, Белорусский государственный технологический университет. E-mail: amlos@belstu.by.

**Aleksey Vladimirovich Blakhin**, PhD (Engineering), Associate Prof., Belarusian State Technological University. E-mail: Blakhin@belstu.by.

**Vasiliy Antonovich Simanovich**, PhD (Engineering), Associate Prof., Belarusian State Technological University. E-mail: lmitlz@belstu.by.

**Anatoly Ivanovich Surus**, PhD (Engineering), Associate Prof., Belarusian State Technological University. E-mail: surus@belstu.by.

**Aleksandr Mikhailovich Los**, assistant lecturer, Belarusian State Technological University. E-mail: amlos@belstu.by.

---

УДК 621.787

*А. М. Довгалев*

---

**РАЗРАБОТКА МАГНИТНЫХ СИСТЕМ КОМБИНИРОВАННЫХ ИНСТРУМЕНТОВ ДЛЯ СОВМЕЩЕННОГО МАГНИТНО-ДИНАМИЧЕСКОГО НАКАТЫВАНИЯ**

---

UDC 621.787

*A. M. Dovgalev*

---

**DEVELOPMENT OF MAGNETIC SYSTEMS OF COMBINED TOOLS FOR CONCURRENT MAGNETIC DYNAMIC ROLLING**

---

**Аннотация**

В работе представлены конструкции магнитных систем комбинированных инструментов, обеспечивающих совмещенное магнитно-динамическое накатывание внутренних, наружных и плоских поверхностей ферромагнитных деталей. Разработанные магнитные системы на основе цилиндрических постоянных магнитов из редкоземельных материалов имеют компактные размеры и позволяют получить вращающееся магнитное поле, необходимое для сообщения колебательных движений деформирующим шарам инструмента и магнитного воздействия на поверхностный слой ферромагнитных деталей.

**Ключевые слова:**

комбинированный инструмент, деформирующие шары, постоянные магниты, магнитопроводы, магнитный поток, магнитное воздействие, накатывание.

**Abstract**

Designs of magnetic systems of combined tools providing concurrent magnetic dynamic rolling of internal, external and flat surfaces of ferromagnetic parts are presented. The developed magnetic systems based on cylindrical permanent magnets from rare-earth materials have compact dimensions and make it possible to obtain a rotating magnetic field necessary for communicating oscillating movements to the deforming balls of the tool and magnetic action on the surface layer of ferromagnetic parts.

**Key words:**

combined tools, deforming balls, permanent magnets, magnetic circuits, magnetic flux, magnetic impact, rolling.

---

***Введение***

В последнее десятилетие существенно увеличились силовые характеристики различных механизмов и технических систем. В связи с этим для обеспечения требуемой долговечности необходимо повышать качественные и эксплуатационные характеристики входящих в их состав ответственных деталей. Это делает актуальной задачу разработки новых и совершенствование существующих методов поверхностного

упрочнения деталей машин. Особая роль отводится созданию новых методов поверхностного пластического деформирования, являющихся универсальными, экологически чистыми, реализуемыми на существующем металло-режущем оборудовании [1–3].

В Белорусско-Российском университете разработан инновационный метод совмещенной упрочняющей обработки поверхностей ферромагнитных деталей концентрированным потоком энергии вращающегося магнитного по-

ля и динамическим поверхностным деформированием (далее – метод совмещенного магнитно-динамического накатывания) [4–6]. При этом динамическое поверхностное пластическое деформирование ферромагнитных деталей осуществляют деформирующими шарами, свободно установленными в кольцевой камере, получающими колебательные движения от вращающегося магнитного поля, создаваемого магнитной системой комбинированного инструмента [7–10]. Для реализации процесса совмещенного магнитно-динамического накатывания (МДН) предложено комбинированные инструменты выполнить с двумя независимыми магнитными системами (МС), использующими в качестве источников магнитного поля электромагниты [11–13] или постоянные магниты различных конфигураций [14]. С целью обеспечения минимальных габаритных размеров комбинированных инструментов целесообразно их МС конструировать на основе постоянных магнитов из редкоземельных материалов, имеющих высокие магнитные свойства.

Анализ существующих конструкций инструментов для совмещенного МДН показывает, что их важнейшими составными частями являются две независимые МС, предназначенные для сообщения деформирующим шарам рабочих колебательных движений и магнитного воздействия на упрочняемый поверхностный слой ферромагнитной детали соответственно.

**Магнитные системы, обеспечивающие сообщение деформирующим шарам инструмента колебательных движений.** Как правило, в состав таких МС входят источник (источники) магнитного поля, магнитопроводы и деформирующие или приводные шары (далее – шары) инструмента. Разработанные конструкции МС различаются конфигурацией и материалом используемых источников магнитного поля, их числом и пространственным расположением в инструменте, а также количе-

ством и формой магнитопроводов.

Каждая из конструкций МС инструментов имеет свою особенность и область применения. Так, в МС, представленной на рис. 1, а, в качестве источников магнитного поля используют призматические постоянные магниты 1, установленные в радиальных пазах 2 диска 3 с идентичным или последовательным чередованием полюсов  $N$  и  $S$ . Магнитный поток от источников магнитного поля 1 замыкается на деформирующие шары 4. Остальные элементы инструмента (корпус, оправка и т. д.) не входят в состав МС, т. к. изготовлены из немагнитопроводных материалов. Данная конструкция МС проста в изготовлении и не имеет магнитопроводов. Однако она предусматривает клеевое соединение призматических постоянных магнитов 1 с диском 3. Это делает конструкцию МС неразъемной.

Указанного недостатка не имеет МС, изображенная на рис. 1, б, в которой в качестве магнитопроводов применяют зубчатые кольцевые диски 2, 3, позволяющие концентрировать магнитное поле непосредственно в зоне расположения деформирующих шаров 4 инструмента. МС является разборной и легко переналаживается на другой типоразмер обрабатываемых деталей [15].

Недостатком МС, представленной на рис. 1, в, является наличие кольцевого постоянного магнита с диаметром, соответствующим габаритному размеру обрабатываемой детали. Это исключает модульный принцип проектирования МС комбинированных инструментов, предназначенных для осуществления совмещенного МДН.

На рис. 1, в изображена конструкция МС, в состав которой входят: цилиндрические постоянные магниты 1, 2; кольцевой магнитопровод 3 с периодической поверхностью 4 (в виде синусоиды, выступов или зубьев); обоймы 5, 6 с аксиальными отверстиями 7, 8; деформирующие шары 9. Цилиндрические постоянные магниты 1, 2 установ-

лены с равномерным угловым шагом в аксиальных отверстиях 7, 8 обойм 5, 6, выполненных из немагнитопроводного материала; они позволяют использовать модульный принцип при проектировании

МС инструментов. При этом изменяются только габаритные размеры обойм 5, 6, расположение аксиальных отверстий 7, 8 и количество цилиндрических постоянных магнитов 1, 2.

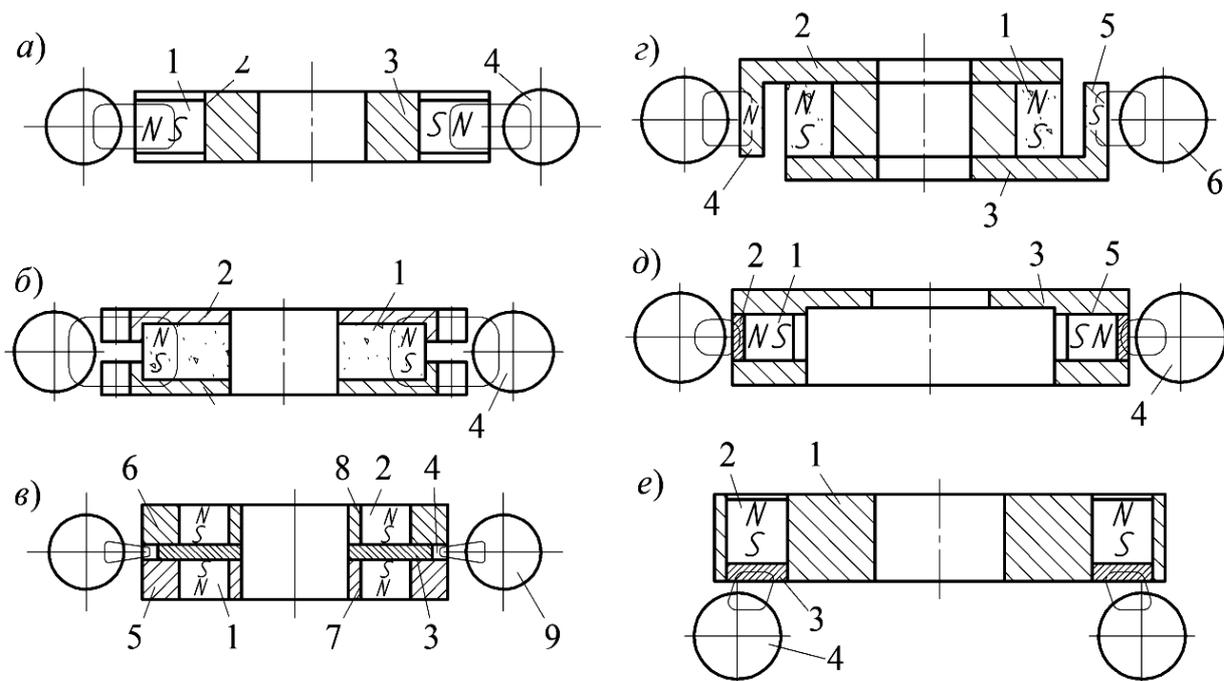


Рис. 1. Конструкции МС инструментов для сообщения деформирующим шарам колебательных движений: *а* – с призматическими постоянными магнитами; *б* – с кольцевым постоянным магнитом и зубчатыми кольцевыми магнитопроводными дисками; *в* – с аксиально расположенными цилиндрическими постоянными магнитами и кольцевым магнитопроводом с периодической поверхностью; *г* – с кольцевым постоянным магнитом осевой намагниченности и зубчатыми магнитопроводами; *д* – с радиально расположенными цилиндрическими постоянными магнитами и магнитопроводами; *е* – с аксиально расположенными цилиндрическими постоянными магнитами и магнитопроводами

МС, указанная на рис. 1, *г*, имеет кольцевой постоянный магнит 1 осевой намагниченности и магнитопроводы 2, 3 с торцовыми зубьями 4, 5. Магнитопроводы 2, 3 взаимодействуют с торцами кольцевого магнита 1, а их торцовые зубья направлены навстречу друг к другу, смещены по углу и расположены с зазором во впадинах сопрягаемых зубьев. При вращении магнитной системы магнитное поле, сфокусированное на торцах зубьев 5, 6 (с полюсами *N* и *S*), периодически действует на деформирующие шары 6 и сообщает им рабочие колебательные движения. Данная МС обеспечивает воздействие на деформирующие шары инструмента перемен-

ным магнитным полем, что повышает эффективность процесса совмещенного МДН. Одним из недостатков такой МС является сложность изготовления кольцевых магнитопроводов с торцовыми зубьями.

Более технологичной является МС, изображенная на рис. 1, *д*. Она включает цилиндрические постоянные магниты 1, магнитопроводы 2, обойму 3, деформирующие шары 4. Обойма 3 выполнена из немагнитопроводного материала. Цилиндрические постоянные магниты 1 и магнитопроводы 2 установлены в радиальных отверстиях 5 обоймы 3. МС обеспечивает периодическое воздействие вращающимся магнитным полем

на деформирующие шары 4 инструмента. В результате повышаются частота ударов деформирующих шаров 4 по упрочняемой поверхности детали и эффективность упрочняющей обработки [16].

На рис. 1, *е* изображена МС инструмента с выводом магнитного поля на ее торец. Конструкция содержит: обойму 1; цилиндрические постоянные магниты 2, расположенные в аксиальных отверстиях; магнитопроводы 3; деформирующие шары 4. Такая МС характеризуется компактностью и обеспечивает повышение жесткости связи деформирующих шаров с корпусом инструмента [17].

Выбор той или иной конструкции МС инструмента, сообщающей деформирующим шарам колебательные движения, определяется свойствами материала упрочняемой детали, требуемыми характеристиками упрочнения, количеством упрочняемых деталей (типом производства), видом имеющихся в наличии постоянных магнитов и рядом других факторов.

**Магнитные системы, обеспечивающие магнитное воздействие на упрочняемую поверхность ферромагнитных деталей.** Конструкции МС комбинированных инструментов, обеспечивающих намагничивание поверхностного слоя ферромагнитных деталей, зависят от вида упрочняемых поверхностей (внутренние или наружные цилиндрические поверхности, плоская поверхность и т. д.) и, как правило, содержат постоянные магниты (или электромагниты) соответствующих конфигураций, а также держатели и магнитопроводы. На рис. 2, *а-з* изображены разработанные МС инструментов, предназначенные для намагничивания поверхности ферромагнитных деталей и содержащие в качестве источников магнитного поля цилиндрические постоянные магниты.

Конструкция МС, показанная на рис. 2, *а*, содержит немагнитопроводные диски 1, 2 с радиальными отверсти-

ями 3, 4, цилиндрические постоянные магниты 5, 6, магнитопроводы 7, 8. Деформирующие шары 9 фактически не входят в состав данной МС, т. к. замыкание на них силовых линий магнитного потока несущественно. Магнитопроводы 7, 8 устанавливаются к упрочняемой цилиндрической поверхности ферромагнитной втулки 10 с требуемым зазором. При вращении дисков 1, 2 инструмента осуществляется воздействие на поверхность втулки 10 вращающимся переменным магнитным полем. При расположении цилиндрических магнитов 5, 6 в радиальных отверстиях 3, 4 с чередованием полюсов *N* и *S* обеспечивается перемагничивание поверхностного слоя ферромагнитной втулки 9 с изменением направления силовых линий магнитного поля на  $180^\circ$ .

Особенность данной конструкции МС – достаточно большие габаритные размеры. Кроме того, имеет место рассеивание магнитного потока от цилиндрических постоянных магнитов 5, 6, что снижает эффективность магнитного воздействия на упрочняемый поверхностный слой.

Этих недостатков не имеет МС, изображенная на рис. 2, *б*, характеризующаяся компактностью осевых размеров и исключением рассеивания магнитного потока от источников магнитного поля. В ее состав входят шайба 1, диск 2 с аксиальными отверстиями 3, цилиндрические постоянные магниты 4, кольцевой магнитопровод 5, деформирующие шары 6. Шайба 1 и диск 2 выполнены из немагнитопроводных материалов.

Кольцевой магнитопровод 5 инструмента устанавливается к поверхности ферромагнитной втулки 7 с требуемым зазором. При вращении кольцевого магнитопровода 5 и деформирующих шаров 6 осуществляется воздействие на внутреннюю поверхность втулки 7 вращающимся постоянным магнитным полем. При необходимости воздействия на упрочняемую поверхность переменным

магнитным полем магнитопровод 5 выполняют с периодической наружной по-

верхностью (в виде синусоиды, выступов, зубьев и т. д.).

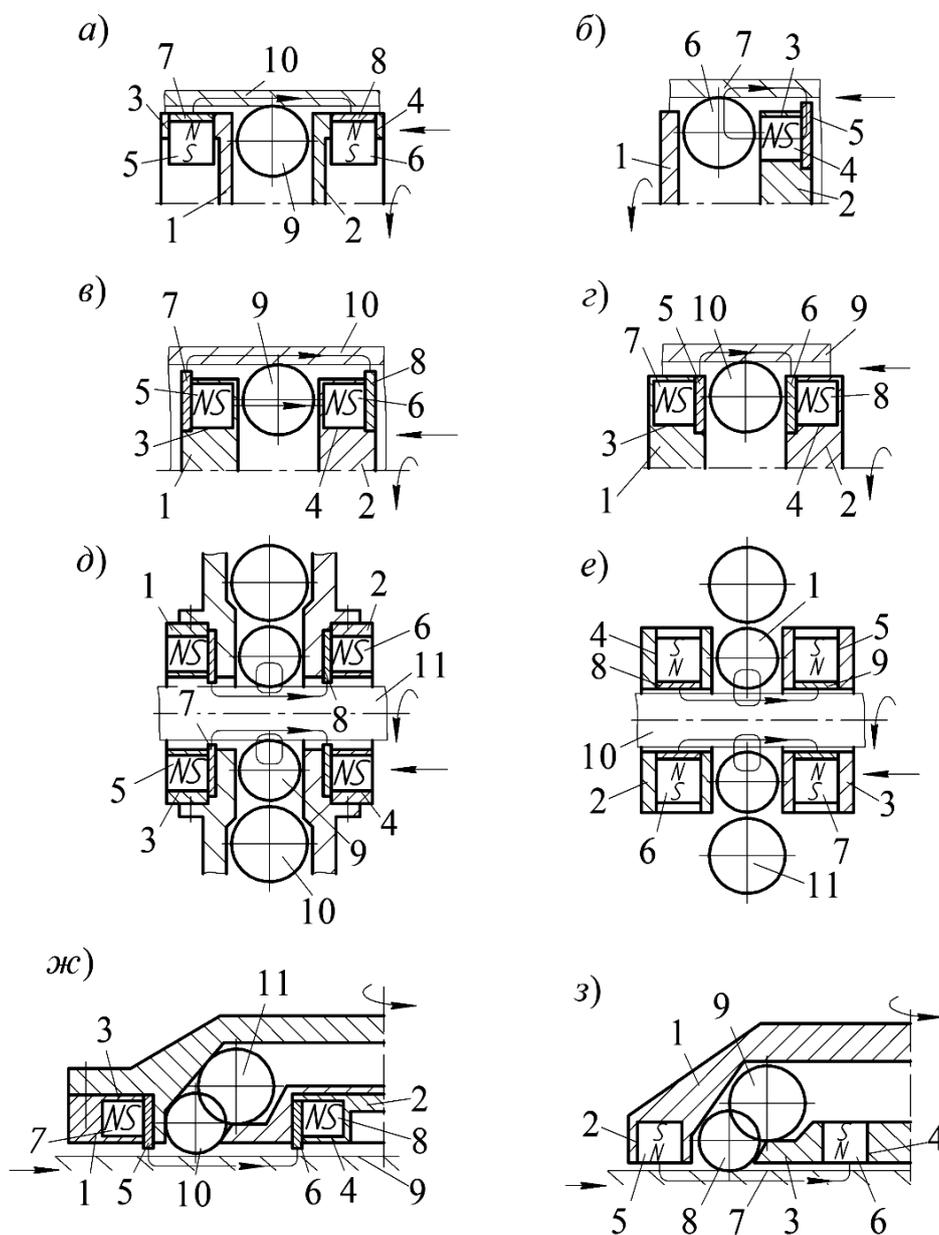


Рис. 2. Конструкции МС, обеспечивающих магнитное воздействие на: а, б, в, г – внутренние цилиндрические поверхности тел вращения; д, е – наружные цилиндрические поверхности тел вращения; ж, з – плоские поверхности ферромагнитных деталей

Особенностью рассматриваемой МС является притягивание магнитной силой деформирующих шаров 6 к поверхности втулки 7, что снижает характеристики их колебаний и эффективность процесса динамического упрочнения.

На рис. 2, в представлена МС инструмента, обеспечивающая повыше-

ние характеристик магнитного поля, действующего на поверхность ферромагнитной детали. Она содержит: немагнитопроводы 1, 2 с аксиальными отверстиями 3, 4; цилиндрические постоянные магниты 5, 6; магнитопроводы 7, 8 с цилиндрическим (для воздействия постоянным магнитным полем) или

периодическим профилем (для воздействия переменным магнитным полем); деформирующие шары 9.

Магнитопроводы 7, 8 устанавливаются с зазором к внутренней цилиндрической поверхности детали 10. Магнитный поток от цилиндрических постоянных магнитов 5, 6 замыкается через магнитопроводы 7, 8, деформирующие шары 9 и поверхность детали 10, что исключает его рассеивание.

Однако вследствие притяжения магнитной силой деформирующих шаров 9 к намагниченной поверхности детали 10 снижается их динамическая активность.

Представленная на рис. 2, *г* МС не оказывает существенного магнитного воздействия на деформирующие шары инструмента и не снижает параметры их динамического воздействия на упрочняемую поверхность детали.

МС включает немагнитопроводные шайбы 1, 2 с аксиальными отверстиями 3, 4, кольцевые магнитопроводы 5, 6, цилиндрические постоянные магниты 7, 8. Магнитный поток от цилиндрических постоянных магнитов 7, 8 через кольцевые магнитопроводы 5, 6 замыкается на поверхность ферромагнитной втулки 9. Магнитное воздействие на деформирующие шары 10 инструмента при этом незначительно.

Для намагничивания поверхности ферромагнитного вала постоянным магнитным полем предназначена МС, изображенная на рис. 2, *д*. В состав МС входят обоймы 1, 2 с аксиальными отверстиями 3, 4, цилиндрические постоянные магниты 5, 6, кольцевые магнитопроводы 7, 8. Обоймы 1, 2 изготовлены из немагнитопроводных материалов и установлены симметрично относительно деформирующих шаров 9.

Упрочняемый ферромагнитный вал 10 устанавливается с зазором относительно кольцевых магнитопроводов 7, 8. Магнитный поток от цилиндрических постоянных магнитов 5, 6 через магнитопроводы 7, 8 замыкается на поверх-

ность вала 10, придавая ему магнитные свойства. При вращении намагниченного вала 10 вращающееся магнитное поле перемещает по кольцевой камере инструмента деформирующие шары 9. При взаимодействии с шарами-отражателями 10 деформирующие шары 9 изменяют свою траекторию и наносят динамические удары по намагниченной поверхности вала 10.

На рис. 2, *е* показана МС, обеспечивающая воздействие на поверхностный слой ферромагнитного вала переменным магнитным полем. Она содержит симметрично расположенные относительно деформирующих шаров 1 обоймы 2, 3 с радиальными отверстиями 4, 5, цилиндрические постоянные магниты 6, 7, магнитопроводы 8, 9 [18].

Поверхность ферромагнитного вала 10 устанавливается с зазором относительно магнитопроводов 8, 9. При вращении намагниченного вала 10 обеспечивается воздействие на деформирующие шары 1 вращающимся переменным магнитным полем. Шары 1, перемещаясь по кольцевой камере инструмента, сталкиваются с шарами-отражателями 11, изменяют траекторию своего движения и наносят динамические удары по упрочняемой поверхности.

Для воздействия на плоскую поверхность ферромагнитных деталей вращающимся постоянным магнитным полем разработана МС, изображенная на рис. 2, *ж*. Конструкция МС содержит обоймы 1, 2 с радиальными отверстиями 3, 4, магнитопроводные втулки 5, 6, цилиндрические постоянные магниты 7, 8. Обоймы 1, 2 изготовлены из немагнитопроводных материалов.

Торцовые поверхности магнитопроводных втулок 5, 6 устанавливаются с необходимым зазором к плоской упрочняемой поверхности ферромагнитной детали 9. Магнитный поток от цилиндрических постоянных магнитов 7, 8 замыкается на упрочняемую поверхность, не затрагивая деформирующие и приводные шары 10, 11. При вращении инстру-

мента на деталь 9 действует вращающееся постоянное магнитное поле.

МС, изображенная на рис. 2, 3, предназначена для магнитного воздействия на плоскую поверхность ферромагнитных деталей вращающимся переменным магнитным полем. Она имеет корпус 1 с аксиальными отверстиями 2, крышку 3 с аксиальными отверстиями 4, цилиндрические постоянные магниты 5, 6. Корпус 1 и крышка 3 изготовлены из немагнитопроводных материалов. Цилиндрические постоянные магниты 5, 6 устанавливаются в аксиальных отверстиях 2, 4 с последовательным чередованием полюсов  $N$  и  $S$ .

Магнитный поток от цилиндрических постоянных магнитов 5, 6 замыкается на плоскую поверхность ферромагнитной детали 7. При этом воздействие магнитного поля на деформирующие шары 8 и приводные шары 9 несущественно. В процессе обработки МС инструмента вращают. В результате осуществляется воздействие на поверхность ферромагнитной детали 7 переменным магнитным полем с периодическим изменением направления силовых линий на  $180^\circ$ .

**Экспериментальное определение характеристик магнитных систем, сообщающих колебательные движения деформирующим шарам инструмента.** Для определения силы взаимодействия деформирующих шаров с магнитной системой комбинированного инструмента необходимо знать величину индукции действующего на них магнитного поля. Определение величины индукции магнитного поля, действующего на деформирующие шары инструмента, аналитическим способом представляется весьма сложной задачей. Для исследуемой конструкции магнитной системы наиболее целесообразно определять характеристики действующего магнитного поля экспериментальным методом.

Экспериментальное определение индукции магнитного поля осуществлялось для магнитной системы инструмента, изображенной на рис. 1, в.

В исследуемой магнитной системе инструмента в качестве источников магнитного поля использовались цилиндрические постоянные магниты осевой намагниченности из редкоземельных материалов ( $Nd Fe B$ ) с индукцией магнитного поля в центре их торцевой поверхности  $0,300 \dots 0,310$  Тл. Размеры применяемых цилиндрических постоянных магнитов ( $D \times h$ ) составляли  $15 \times 5$  мм.

Для измерения величины индукции магнитного поля в исследуемых направлениях магнитной системы инструмента применяли миллитеслометр универсальной модели МТУ-1 с погрешностью измерения не более 5 %.

На рис. 3 схематично изображена конструкция магнитной системы инструмента и указано направление измерений индукции магнитного поля. В ней цилиндрические постоянные магниты 1, 2 установлены аксиально, идентично с двух сторон зубчатого магнитопровода 3, а их геометрические центры расположены с равномерным угловым шагом по окружности диаметром 61 мм. Общее количество магнитов – 22 шт.

Результаты выполненных экспериментальных исследований индукции магнитного поля анализируемой магнитной системы инструмента изображены на рис. 4.

Анализ результатов экспериментальных исследований показывает, что МС с зубчатым магнитопроводом позволяет получить на периферийной поверхности зубьев концентрированное магнитное поле с индукцией до  $0,395$  Тл. При этом индукция магнитного поля между зубьями значительно ниже и не превышает  $0,100$  Тл.

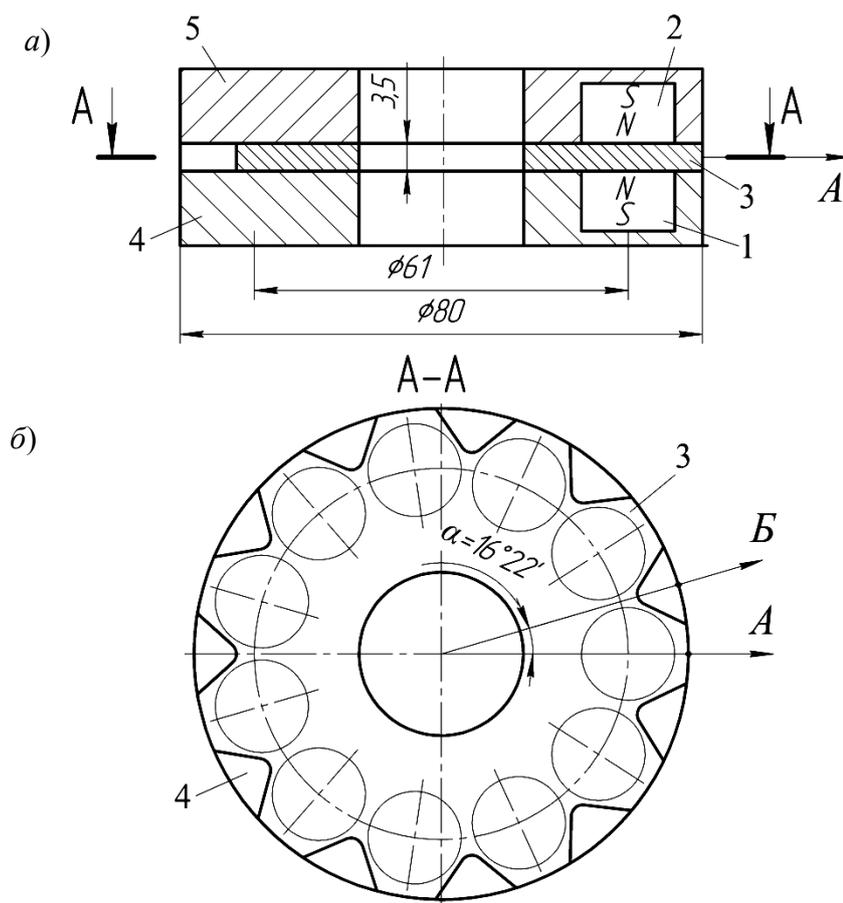


Рис. 3. Направление измерения индукции магнитного поля в магнитной системе с аксиально расположенными цилиндрическими постоянными магнитами, установленными идентично с двух сторон зубчатого магнитопровода: *a* – разрез общего вида; *б* – сечение общего вида; 1, 2 – цилиндрические постоянные магниты; 3 – зубчатый магнитопровод; 4, 5 – держатель

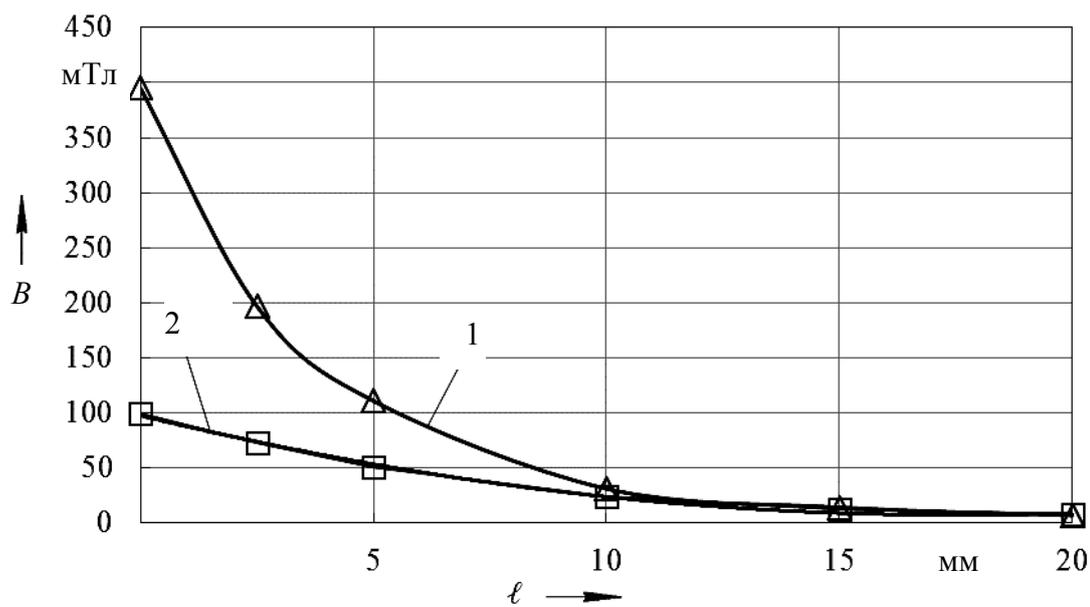


Рис. 4. Величина индукции магнитного поля в направлениях *A* и *B* на расстоянии  $l$  от периодической поверхности зубчатого магнитопровода: 1 – направление оси *A*; 2 – направление оси *B*

**Экспериментальное определение характеристик магнитных систем, обеспечивающих магнитное воздействие на поверхность ферромагнитных деталей.** Исследовалась магнитная система, изображенная на рис. 5. Характеристики применяемых цилиндрических постоянных магнитов соответ-

вали значениям, указанным выше. Количество постоянных магнитов – 16 шт. Геометрические центры манитов расположены с равномерным угловым шагом на окружности с диаметром 88 мм.

Зависимости индукции магнитного поля от расстояния в соответствующих направлениях представлены на рис. 6.

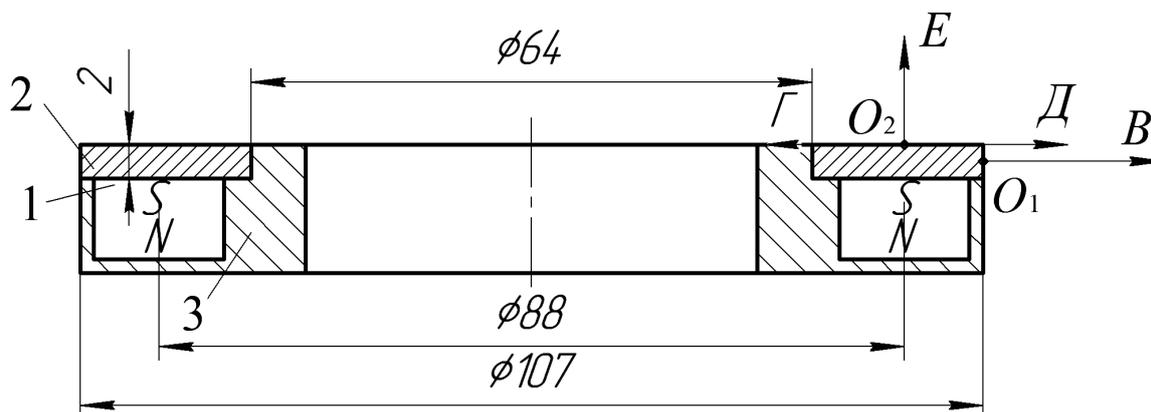


Рис. 5. Направление измерения индукции магнитного поля в МС с аксиально расположенными цилиндрическими постоянными магнитами и кольцевым магнитопроводом, расположенным с внутренней стороны кольцевой камеры инструмента: 1 – цилиндрические постоянные магниты; 2 – кольцевой магнитопровод; 3 – держатель

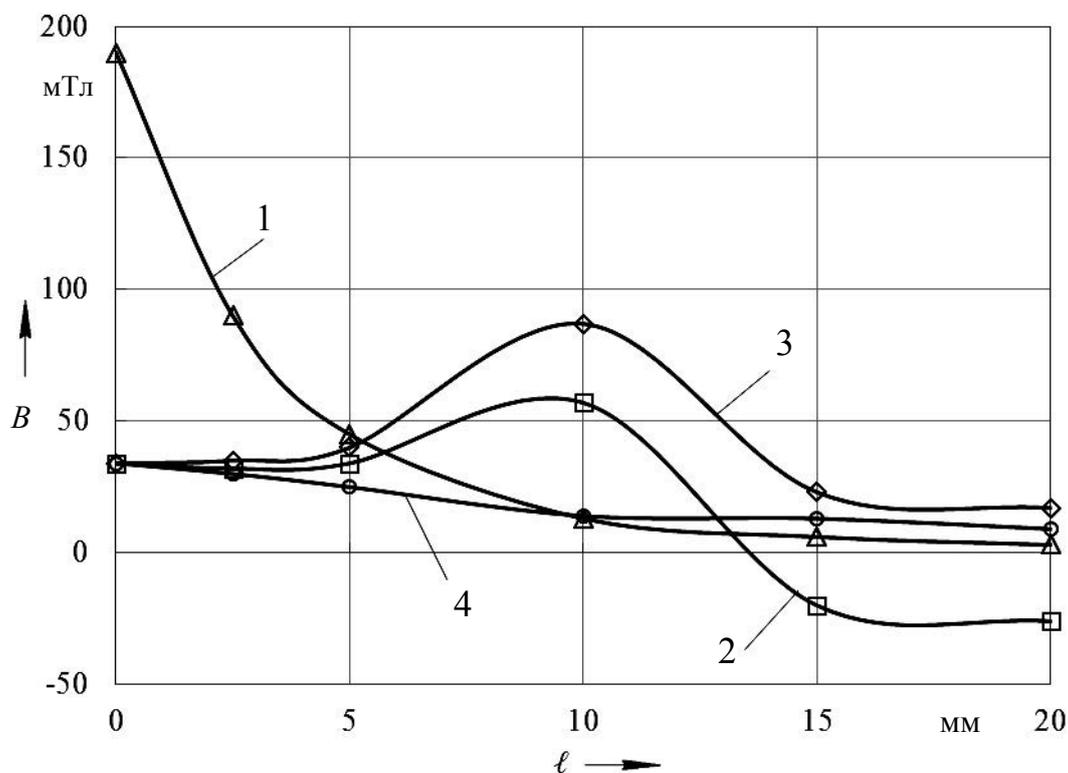


Рис. 6. Величина индукции магнитного поля в направлениях  $B, \Gamma, Д, E$  на расстоянии  $l$  от начала координат  $O_1$  и  $O_2$ : 1 – направление  $B$ ; 2 – направление  $\Gamma$ ; 3 – направление  $Д$ ; 4 – направление  $E$

**Экспериментальное определение характеристик МС в сборе (с учетом их взаимного влияния друг на друга).** Магнитные системы инструмента, предназначенные для воздействия магнитным полем на деформирующие шары и внутреннюю цилиндрическую поверхность ферромагнитных деталей, в сборе

изображены на рис. 7. После сборки МС вследствие их взаимного влияния друг на друга изменяется величина индукции магнитного поля в направлениях *A, B, Г, Д, E*. Результаты измерений индукции магнитного поля в указанных направлениях представлены в виде графиков на рис. 8.

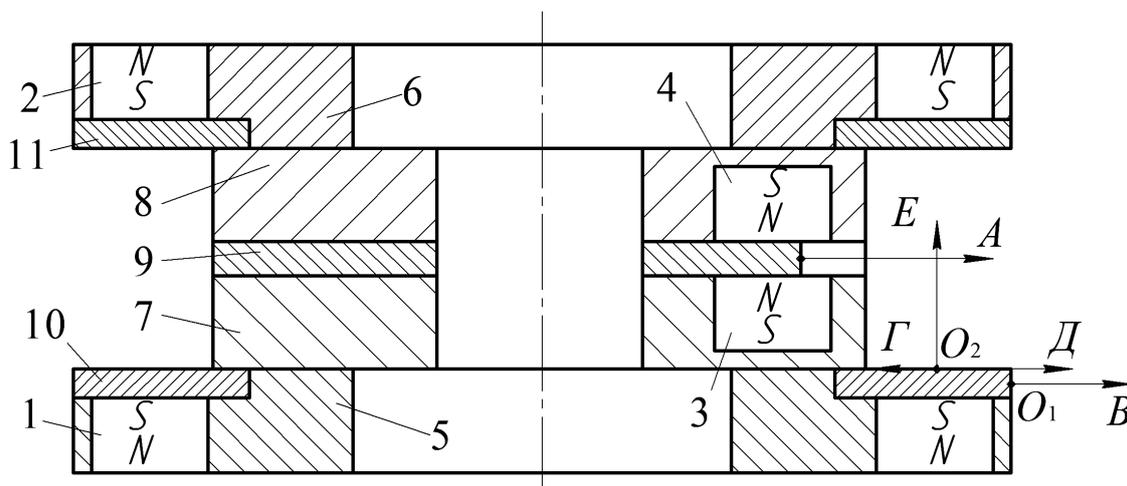


Рис. 7. Магнитная система инструмента в сборе: 1–4 – цилиндрические постоянные магниты; 5–8 – держатели; 9 – зубчатый магнитопровод; 10, 11 – кольцевой магнитопровод

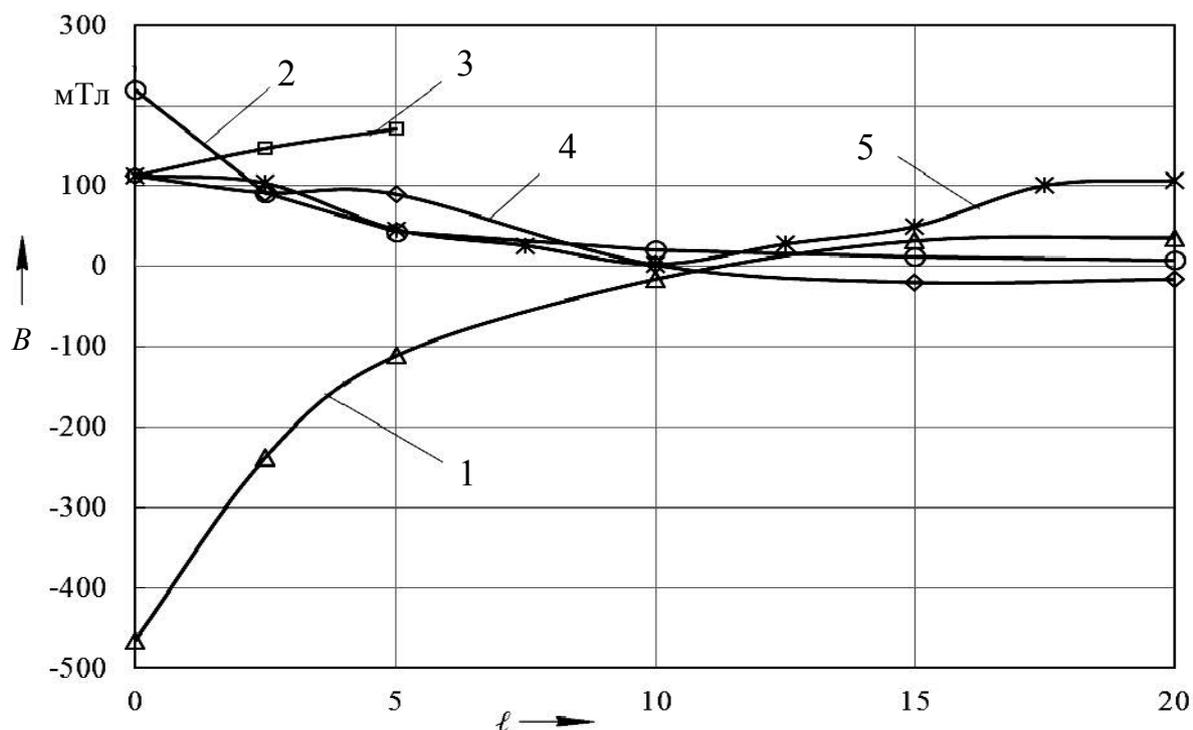


Рис. 8. Величина индукции магнитного поля в направлениях *A, B, Г, Д, E* исследуемой МС в сборе: 1 – направление *A*; 2 – направление *B*; 3 – направление *Г*; 4 – направление *Д*; 5 – направление *E*

Анализ зависимостей, имеющих на рис. 4, 6, 8, показывает, что после сборки МС (соединения в единое целое) имеет место суммирование (наложение) создаваемых ими магнитных полей. В результате увеличивается индукция магнитного поля в зоне кольцевой камеры инструмента. Соответственно, возрастает сила магнитного воздействия на деформирующие шары инструмента и увеличивается жесткость их связи с корпусом инструмента.

### **Заключение**

Разработаны конструкции магнитных систем комбинированных инструментов, позволяющих осуществлять совмещенную упрочняющую обработку внутренних и наружных цилиндрических поверхностей тел вращения, а также плоских поверхностей ферромагнит-

ных деталей концентрированным потоком энергии вращающегося магнитного поля и динамическим поверхностным пластическим деформированием. Магнитные системы инструментов, спроектированные на основе цилиндрических постоянных магнитов, характеризуются компактностью и обеспечивают создание концентрированного магнитного поля, действующего на деформирующие шары и упрочняемую поверхность ферромагнитных деталей.

Получены зависимости индукции магнитного поля от расстояния до элементов МС в исследуемых направлениях. Это позволит в дальнейшем определить аналитическим методом силу взаимодействия деформирующих шаров с магнитной системой инструмента.

### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Смелянский, В. М.** Механика упрочнения деталей поверхностным пластическим деформированием / В. М. Смелянский. – Москва : Машиностроение, 2002. – 300 с.
2. Наукоемкие технологии в машиностроении / Под ред. А. Г. Сулова. – Москва : Машиностроение, 2012. – 528 с.
3. **Таранов, А. С.** Упрочнение валов методом ППД в ПМП / А. С. Таранов // Тракторы и сельхозмашины. – 2009. – № 2. – С. 44–45.
4. Способ поверхностного пластического деформирования и инструмент для его осуществления: пат. РФ 2068770 / А. М. Довгалева. – Оpubл. 10.11.1996.
5. Способ поверхностного пластического деформирования и инструмент для его осуществления: пат. РФ 2089373 / А. М. Довгалева. – Оpubл. 10.09.1997.
6. **Довгалева, А. М.** Магнитно-динамическое и совмещенное накатывание поверхностей нежестких деталей : монография / А. М. Довгалева. – Могилев : Беларус.-Рос. ун-т, 2017. – 266 с.
7. Инструмент для отделочно-упрочняющей обработки : пат. РФ 1807930 / А. М. Довгалева. – Оpubл. 07.04.1993.
8. Инструмент для отделочно-упрочняющей обработки : пат. РФ 2068767 / А. М. Довгалева. – Оpubл. 10.11.1996.
9. Инструмент для упрочняющей обработки : пат. РФ 2089372 / А. М. Довгалева. – Оpubл. 10.09.1997.
10. **Dovgalev, A.** Combined magnetic dynamic rolling as process module for quality assurance / A. Dovgalev // Technologia i automatyzacja montazu. – 2015. – № 3. – С. 54–60.
11. Инструмент и способ магнитно-динамического упрочнения плоской поверхности детали : пат. ВУ 17545 / А. М. Довгалева, С. А. Сухоцкий. – Оpubл. 30.10.2013.
12. Способ поверхностного пластического деформирования отверстия цилиндрической детали и инструмент для его осуществления : пат. ВУ 18300 / А. М. Довгалева, С. А. Сухоцкий, Д. М. Рыжанков, Д. М. Свирепа. – Оpubл. 30.08.2013.
13. Устройство для поверхностного пластического деформирования внутренней поверхности цилиндра и способ поверхностного пластического деформирования внутренней поверхности цилиндра : пат. ВУ 18191 / А. М. Довгалева, С. А. Сухоцкий, Д. М. Рыжанков, Д. М. Свирепа. – Оpubл. 30.08.2013.

14. **Довгалеv, А. М.** Совмещенная отделочно-упрочняющая обработка деталей машин вибродинамическим накатыванием и вращающимся магнитным полем / А. М. Довгалеv // Вестн. Белорус.-Рос. ун-та. – 2016. – № 4. – С. 15–23.

15. Инструмент для отделочно-упрочняющей обработки плоских поверхностей : пат. ВУ 14651 / А. М. Довгалеv, С. А. Сухоцкий, Д. М. Свирепа, Д. М. Рыжанков. – Оpubл. 30.04.2010.

16. Инструмент для упрочняющей обработки плоских поверхностей : пат. ВУ 14014 / А. М. Довгалеv, С. А. Сухоцкий, Д. М. Свирепа, Д. М. Рыжанков. – Оpubл. 30.12.2010.

17. Инструмент для отделочно-упрочняющей обработки цилиндрического отверстия детали : пат. ВУ 19423 / А. М. Довгалеv, Д. М. Свирепа, С. А. Сухоцкий. – Оpubл. 30.08.2015.

18. Инструмент для отделочно-упрочняющей обработки вала : пат. ВУ 18302 / А. М. Довгалеv, С. А. Сухоцкий, Д. М. Свирепа, И. А. Тарадейко. – Оpubл. 30.08.2013.

*Статья сдана в редакцию 28 декабря 2017 года*

**Александр Михайлович Довгалеv**, канд. техн. наук, доц., Белорусско-Российский университет.  
E-mail: rct@bru.by.

**Aleksandr Mikhailovich Dovgalev**, PhD (Engineering), Associate Prof., Belarusian-Russian University.  
E-mail: rct@bru.by.

---

УДК 621.792.4

*М. Г. Киселев, С. Г. Монич, О. Н. Колесник*

**ТЕХНОЛОГИЯ И ОБОРУДОВАНИЕ ЭЛЕКТРОЭРОЗИОННОГО МОДИФИЦИРОВАНИЯ ПОВЕРХНОСТИ ТИТАНОВЫХ ВИНТОВЫХ СТОМАТОЛОГИЧЕСКИХ ИМПЛАНТАТОВ С ФОРМИРОВАНИЕМ НА НЕЙ ЧАСТИЧНО РЕГУЛЯРНОГО МИКРОРЕЛЬЕФА**

---

UDC 621.792.4

*M. G. Kiselev, S. G. Monich, O. N. Kolesnik*

**TECHNOLOGY AND EQUIPMENT FOR ELECTRICAL DISCHARGE MACHINING OF SCREW-SHAPED TITANIUM DENTAL IMPLANTS WITH THE FORMATION OF A PARTIALLY REGULAR MICRORELIEF ON IT**

---

**Аннотация**

Разработаны технология и оборудование для электроэрозионного модифицирования поверхности винтовых титановых стоматологических имплантатов с формированием на ней частично регулярного микрорельефа. Приведено описание конструкции и принципа работы устройства электроэрозионного модифицирования поверхности винтовых имплантатов. Представлены результаты кинематического расчета созданного устройства, позволившие определить параметры и условия работы шаговых электродвигателей, обеспечивающих необходимые относительные перемещения обрабатываемого имплантата и проволочного электрода-инструмента, при которых на обрабатываемой поверхности формируется частично регулярный микрорельеф с необходимым значением коэффициента расположения лунок. Приведены и проанализированы результаты патогистологических исследований, выполненных на кроликах, с использованием винтовых титановых стоматологических имплантатов с полированной поверхностью и имплантатов с модифицированной поверхностью. Показана перспективность применения последних в клинической практике.

**Ключевые слова:**

электроэрозионное модифицирование, имплантат, частично регулярный микрорельеф, межэлектродный промежуток, коэффициент расположения лунок, интеграция, патогистологические исследования.

**Abstract**

The article is devoted to the development of technology and equipment for electrical discharge machining of the surface of screw-shaped titanium dental implants with the formation of a partially regular microrelief on it. The description of the design and the principle of work of the device for electrical discharge machining of the surface of screw-shaped implants is given. The results of kinematic calculation of the developed device are presented, which made it possible to determine the parameters and operating conditions of stepper motors that provide necessary relative movements of the treated implant and the wire electrode tool, during which a partially regular microrelief is formed on the surface to be treated, having the required value of the coefficient for location of holes. The paper presents and analyzes the results of pathohistological studies performed on rabbits using screw-shaped titanium dental implants with a polished surface and implants with a modified surface. The prospects for applying the latter in clinical practice are shown.

**Key words:**

electrical discharge machining, implant, partially regular microrelief, interelectrode gap, coefficient for location of holes, integration, pathohistological studies.

---

**Введение**

Имплантаты относятся к изделиям медицинского назначения и предназначены для замещения и восстановления

функций утраченных органов человека. Наиболее широкое применение они нашли в стоматологии для устранения дефектов зубных рядов. Изготавливаются такие имплантаты из чистого титана.

тана или его сплавов ВТ1-0, ВТ1-00. Условия их эксплуатации связаны с протеканием процессов взаимодействия поверхности имплантата с биологическими жидкостями и тканями организма, в результате чего должно быть обеспечено его прочное закрепление, т. е. интеграция в организме человека. На условия протекания данного процесса оказывают влияние характеристики состояния поверхности имплантата, в частности, параметры её шероховатости, величина свободной энергии, смачиваемость биологическими жидкостями, адсорбционная способность и прочность соединения с костной тканью. В свою очередь, значения этих характеристик и диапазон их варьирования зависят от применяемой технологии окончательной обработки (модифицирования) поверхности имплантата. В настоящее время из множества известных способов модифицирования поверхности титановых имплантатов наиболее распространена струйно-абразивная обработка, которая, наряду с

простотой реализации, обеспечивает приемлемый уровень характеристик состояния модифицированной поверхности. Вместе с тем, как показали результаты предшествующих исследований [1–3], эффективным способом повышения характеристик состояния поверхности, положительно влияющих на процесс интеграции имплантата, является применение электроэрозионного модифицирования поверхности с формированием на ней частично регулярного микрорельефа. Он представляет собой совокупность закономерно расположенных и не перекрывающихся друг друга лунок, близких по форме к сферической, образованных в результате последовательного и управляемого воздействия на поверхность электрических разрядов (рис. 1). Полученный частично регулярный микрорельеф характеризуется диаметром  $d_l$ , глубиной  $h_l$  лунок, а также коэффициентом их расположения  $\beta$ . Определялось отношение расстояния  $l$  между соседними лунками к их диаметру  $d_l$ .

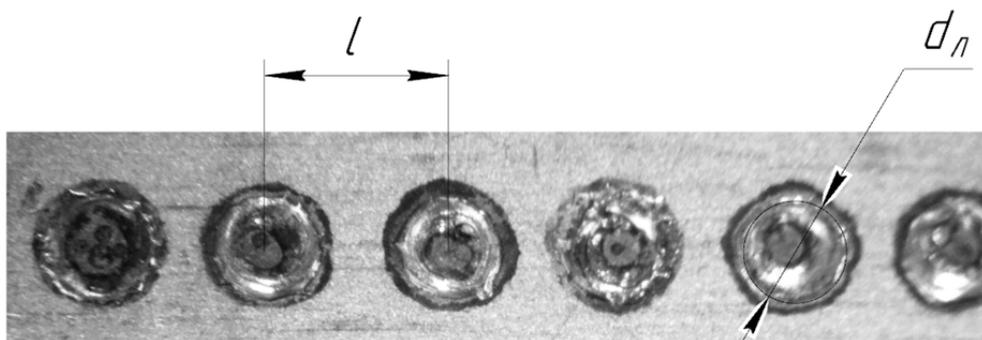


Рис. 1. Участок модифицированной поверхности с полученными на ней лунками, формирующими частично регулярный микрорельеф

Однако ранее выполненные исследования проводились на титановых образцах, форма и размеры которых не соответствуют геометрическим параметрам реальных винтовых титановых имплантатов. Поэтому для комплексной оценки эффективности применения электроэрозионного модифицирования

необходимы исследования на конкретных стоматологических имплантатах с их последующей установкой в костную ткань и проведением её патогистологических исследований. Решению этих задач посвящена данная работа.

### Методика проведения экспериментальных исследований

Объектом исследования являлись винтовые титановые (BT1-0) стоматологические имплантаты производства ООО «Верлайн», представляющие собой цилиндр с резьбой, который вкручивается в костную ткань челюсти (рис. 2).

По имеющейся на данном предприятии технологии окончательная обработка имплантатов заключается в полировании их поверхности. Для осуществления ее электроэрозионного модифицирования было создано специальное устройство, схема и принцип работы которого приведены на рис. 3.

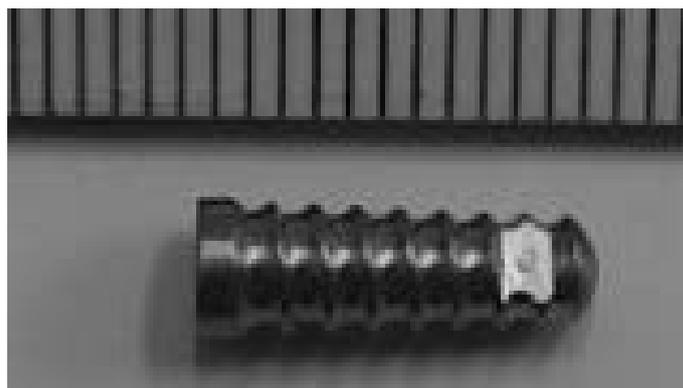


Рис. 2. Титановый винтовой стоматологический имплантат производства ООО «Верлайн»

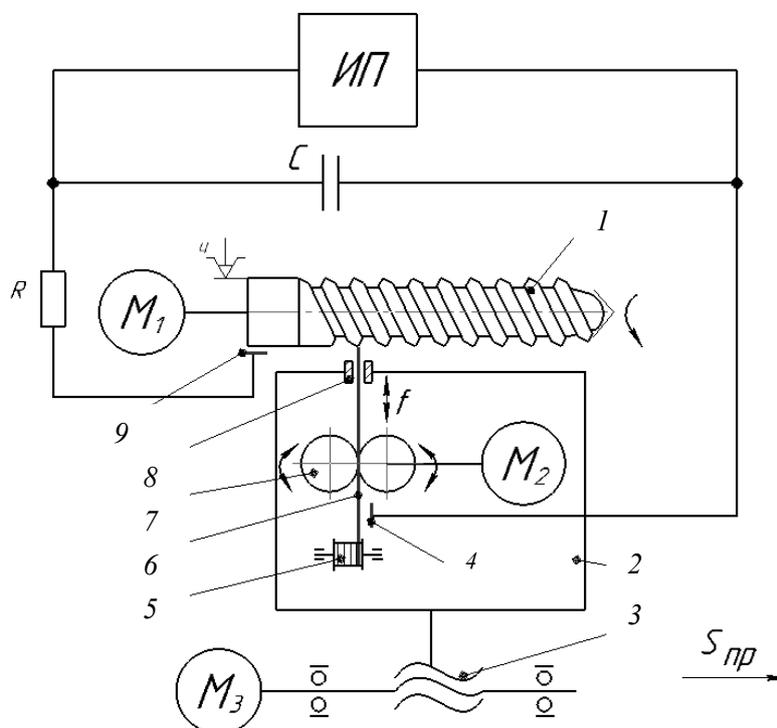


Рис. 3. Принципиальная схема устройства электроэрозионного модифицирования поверхности винтовых титановых стоматологических имплантатов

Обрабатываемый имплантат *1* своей головкой закрепляется в самоцентрирующем зажимном устройстве, смонтированном на валу шагового электродвигателя *M<sub>1</sub>*, и с другой стороны поддерживается обратным вращающимся центром. На каретке *2* расположен узел сообщения проволочному электроду-инструменту *6* возвратно-поступательного движения, обеспечивающего прерывание электрической цепи, состоящей из накопительного конденсатора *C*, токоограничивающего резистора *R* и источника питания постоянного тока *ИП*. В цепь посредством токосъемных устройств *4* и *9* включены обрабатываемый имплантат и проволочный инструмент. Работа узла заключается в следующем. Проволочный электрод-инструмент, размещенный на свободно установленной катушке *5*, проходит через систему подающих роликов *7* и далее через отверстие в направляющей втулке *8*, расположенной на расстоянии 1...1,5 мм от поверхности имплантата. С помощью шагового электродвигателя *M<sub>2</sub>* роликам сообщается возвратно-вращательное движение, благодаря ко-

торому проволочный электрод-инструмент получает возвратно-поступательное движение с частотой *f* перпендикулярно обрабатываемой поверхности имплантата и тем самым осуществляет периодическое прерывание электрической цепи.

При движении торца проволоки к поверхности имплантата на расстоянии, соответствующем минимальному межэлектродному промежутку (МЭП), между ними происходит электрический разряд, вызывающий образование на обрабатываемой поверхности лунки, а также эрозионное разрушение металла проволоки. Поэтому применение такой системы позволяет компенсировать износ проволочного электрода-инструмента и тем самым сделать процесс обработки поверхности имплантата непрерывным. Продольная подача *S<sub>пр</sub>* каретки обеспечивается шаговым электродвигателем *M<sub>3</sub>* и передачей «винт-гайка» *3*. Трехмерная модель установки модифицирования поверхности винтовых титановых стоматологических имплантатов изображена на рис. 4.

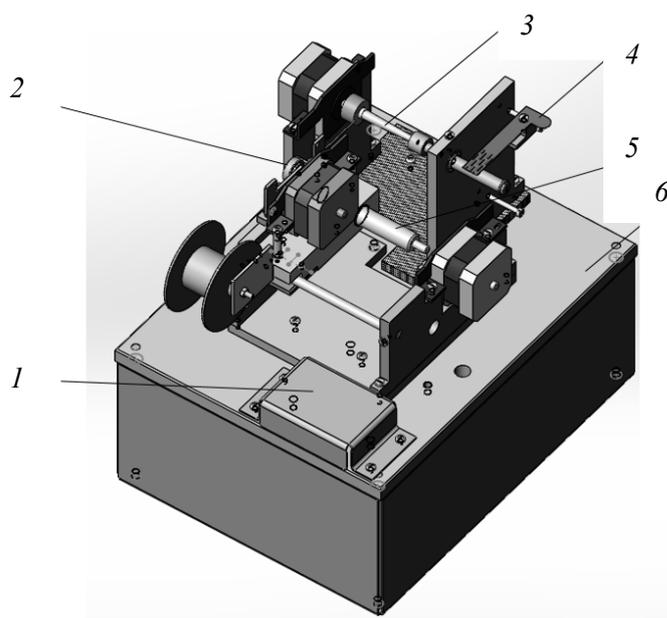


Рис. 4. Трехмерная модель устройства модифицирования поверхности винтовых титановых стоматологических имплантатов: *1* – пульт управления; *2* – механизм подачи электрода-инструмента; *3* – механизм крепления и вращения имплантата; *4* – механизм подвода напряжения; *5* – механизм перемещения электрода-инструмента; *6* – основание

Для обеспечения рациональных режимов модифицирования поверхности имплантата, в частности, коэффициента расположения лунок  $\beta$ , необходима соответствующая последовательность работы всех трех шаговых электродвигателей. Так, после формирования на винтовой поверхности имплантата лунки, за время отхода от нее проволочного электрода-инструмента, заготовка должна повернуться на угол, обеспечивающий получение следующей лунки с требуемым коэффициентом расположения лунок ( $\beta = 1,0 \dots 1,15$ ). Значение этого угла определяется по формуле

$$\varphi = \arccos\left(\frac{2r^2 - k_{\alpha}^2 d_{\alpha}^2 \sin^2 \alpha}{2r^2}\right),$$

где  $r$  – радиус винтовой поверхности имплантата;  $d_{\alpha}$  – диаметр лунки в плане;  $\alpha$  – угол подъема винтовой линии.

С учетом того, что средний радиус винтовой поверхности заготовки  $r = 2$  мм, коэффициент расположения лунок  $\beta = 1,1$ , диаметр лунки, формируемый при напряжении накопительного конденсатора 80 В и его емкости 400 мкФ при обработке с использованием дистиллированной воды, составляет 350 мкм, а угол подъема винтовой линии  $\alpha = 15^\circ$ , заготовка должна повернуться на угол, равный

$$\varphi = \arccos(2 \cdot (2 \cdot 10^{-3})^2 - 1,1^2 (350 \cdot 10^{-6})^2 \times \sin^2 15) / (2 \cdot (2 \cdot 10^{-3})^2) = 1,8^\circ.$$

Такая величина угла соответствует углу поворота шагового электродвигателя на один шаг.

Одновременно каретка должна переместиться в продольном направлении на величину  $x$ , обеспечивающую формирование следующей лунки с учетом угла подъема винтовой поверхности имплантата при его повороте на угол  $\varphi$ :

$$x = k_{\alpha} d_{\alpha} \sin \alpha,$$

где  $\alpha$  – угол подъема винтовой линии.

Подставив соответствующие данные, получим

$$x = 1,1 \cdot (400 \cdot 10^{-6}) \sin 15 = 1,14 \cdot 10^{-4} \text{ мм.}$$

В силу того, что привод перемещения каретки включает в себя передачу «винт-гайка», определим необходимый угол поворота винта:

$$\psi = \frac{x \cdot 360}{p},$$

где  $p$  – шаг резьбы винта,  $p = 1,5$  мм.

Тогда

$$\psi = \frac{1,14 \cdot 10^{-4} \cdot 360}{1,5 \cdot 10^{-3}} = 27,36^\circ.$$

Такой угол поворота винта будет соответствовать числу импульсов  $N$ , подаваемых на шаговый двигатель  $M_3$ :

$$N = \frac{\psi}{1,8} = 15,2 \text{ имп.}$$

Если принять, что на шаговый двигатель подаются управляющие импульсы с частотой 500 Гц, то время  $t_1$ , необходимое для поворота вала шагового электродвигателя  $M_1$ , составит 2 мс, а время  $t_3$  поворота вала шагового электродвигателя  $M_3$  – 30 мс.

Из конструктивных соображений расстояние  $Z$  от рабочего конца проволочного электрода-инструмента до поверхности имплантата примем равным 3 мм. Тогда для перемещения электрода-инструмента на это расстояние до контакта с поверхностью заготовки подающие ролики должны повернуться на угол  $\gamma_+$ , равный

$$\gamma_+ = \frac{z \cdot 360}{2\pi \cdot R_p},$$

где  $R_p$  – радиус подающих роликов,  $R_p = 8$  мм.

В таком случае  $\gamma_+ = \frac{3 \cdot 360}{2\pi \cdot 8} = 21,5^\circ$ , что соответствует 12 импульсам, подаваемым на шаговый двигатель  $M_2$  с временем его срабатывания, равным 2 мс.

На данной стадии на расстоянии, равном минимальному значению МЭП, происходит разряд между поверхностями продолжительностью  $t \approx 40$  мкс, после чего наступает фаза их механического контактирования продолжительностью  $t_k \approx 8$  мс. Для возвращения электрода-инструмента в первоначальное положение подающие ролики должны повернуться в противоположном направлении на угол  $\gamma_-$ , равный углу  $\gamma_+$  при подаче на шаговый двигатель  $M_2$  12 импульсов с временем его срабатывания, равным 24 мс.

После этого для получения следующей лунки на поверхности имплантата вал шагового двигателя  $M_2$  должен повернуться на угол  $\gamma_+$ , обеспечивая тем самым перемещение электрода-инструмента до контакта с обрабатываемой поверхностью заготовки. Таким образом, общая продолжительность времени  $T_p$  между двумя последовательными разрядами составит время порядка 56 мс. При этом значение  $T_p$ , т. е. частота замыкания электрической цепи, должно обеспечивать, во-первых, гарантированное срабатывание шаговых двигателей  $M_1$  и  $M_3$ , а во-вторых, полную зарядку конденсатора емкостью  $C$  в разрядной цепи. Это время  $\tau$  можно найти по известной формуле  $\tau = RC$ , где  $R$  – сопротивление цепи, которое в данном случае определяется, главным образом, сопротивлением токоограничивающего резистора  $R$ , равным 0,52 Ом. Тогда время  $\tau$  при  $C = 400$  мкФ составит 0,21 мс.

Из полученных расчетных данных следует, что продолжительность време-

ни  $T_p$  между двумя последовательными разрядами обеспечивает гарантированное срабатывание шаговых двигателей  $M_1$  и  $M_3$ , а соответственно, поворот заготовки на требуемый угол и осевое перемещение электрода-инструмента на заданную величину, а также полную зарядку накопительного конденсатора в разрядной цепи.

### **Результаты экспериментальных исследований и их обсуждение**

С помощью данного устройства было осуществлено электроэрозионное модифицирование поверхности партии (15 шт.) испытуемых титановых винтовых стоматологических имплантатов при следующих режимах выполнения операции: напряжение накопительного конденсатора  $U$  в разрядной цепи составляло 80 В при его емкости 350 мкФ; коэффициент расположения лунок  $\beta = 1,15$ ; прямая полярность; использование дистиллированной воды. Имплантаты, изготовленные с применением электроэрозионного модифицирования их поверхности, успешно прошли технические и медицинские испытания, включая органолептические, санитарно-химические, токсикологические, исследования на цитотоксичность, пирогенность, микробиологические исследования на стерильность.

Патогистологические исследования были проведены на четырех самцах кроликов породы шиншилла одного возраста и массы тела. Данные животные находились на стандартном рационе питания в виварии Центральной научно-исследовательской лаборатории (ЦНИЛ) УО «Белорусский государственный медицинский университет».

Экспериментальные исследования осуществляли в строгом соответствии с современными принципами биоэтики. Оперативное вмешательство по установке дентального имплантата экспериментальному объекту – кролику – выполняли в асептических условиях, под

внутривенозным наркозом. В области тела нижней челюсти по нижнему краю проводили разрез мягких тканей, скелетировали кортикальную пластинку и формировали ложе для дентального имплантата. В сформированное ложе вводили имплантат, при этом двум кроликам устанавливали имплантаты с полированной поверхностью, а двум – с модифицированной.

На 7 сутки после операции животных выводили из эксперимента и осуществляли забор материала для патогистологического исследования.

В микропрепаратах у имплантата с

полированной поверхностью на 7 сутки наблюдения в области контакта с костной тканью присутствует фиброзная ткань с признаками некроза и обширными кровоизлияниями (рис. 5).

В микропрепаратах у имплантатов с модифицированной поверхностью на 7 сутки наблюдения определяется новообразованная костная ткань на всем протяжении витков имплантата (рис. 6), уменьшается зона травматического некроза костной ткани, снижается избыточное давление имплантата на кость, что минимизирует риск развития осложнений.

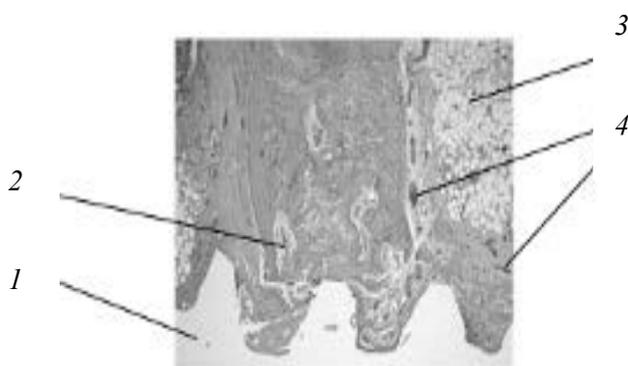


Рис. 5. Морфологическая картина на 7 сутки при установке имплантата с полированной поверхностью (микрофотография – увеличение  $10^{\times}$ ): 1 – имплантат; 2 – остеобласты; 3 – губчатая костная ткань; 4 – кровеносные сосуды

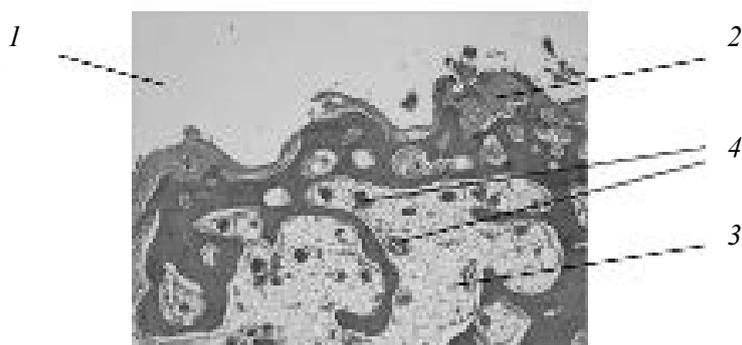


Рис. 6. Морфологическая картина новообразованной кости на 7 сутки при установке имплантата с модифицированной поверхностью (микрофотография – увеличение  $10^{\times}$ ): 1 – имплантат; 2 – остеобласты; 3 – губчатая костная ткань; 4 – кровеносные сосуды

Полученные результаты свидетельствуют о перспективности применения

имплантатов с модифицированной поверхностью в клинических условиях.

### Выводы

1. На основании анализа результатов предшествующих исследований показана эффективность применения электроэрозионного модифицирования поверхности образцов титановых имплантатов с формированием на ней частично регулярного микрорельефа, обеспечивающего, по сравнению со струйно-абразивной обработкой, существенное повышение характеристик ее состояния, положительно влияющих на протекание процесса интеграции в организме человека.

2. Разработана конструкция и создано устройство электроэрозионного модифицирования поверхности винтовых титановых стоматологических имплантатов с формированием на ней частично регулярного микрорельефа с управляемыми параметрами. На основе проведенного кинематического расчета определены параметры и условия работы шаговых двигателей, обеспечивающих необходимые относительные пере-

мещения обрабатываемого имплантата и проволочного электрода-инструмента, при которых на обрабатываемой поверхности формируется частично регулярный микрорельеф с необходимым коэффициентом расположения лунок.

3. С использованием созданного устройства и рациональных режимов электроэрозионного модифицирования (напряжение накопительного конденсатора  $U$  в разрядной цепи составляет 80 В при его емкости 350 мкФ; коэффициент расположения лунок равен 1,15; прямая полярность; применение дистиллированной воды) обработана опытная партия (15 шт.) титановых винтовых стоматологических имплантатов производства ООО «Верлайн», которые успешно прошли технические и медицинские испытания, включая органолептические, санитарно-химические, токсикологические, исследования на цитотоксичность, пирогенность, микробиологические исследования на стерильность.

### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Киселев, М. Г.** Формирование поверхности с частично регулярным микрорельефом методом электроэрозионной обработки / М. Г. Киселев, С. Г. Монич, Д. Г. Лапутина // *Механика машин, механизмов и материалов*. – 2017. – № 1. – С. 64–70.
2. Теоретическое обоснование рациональных параметров режима электроконтактной обработки проволочного инструмента / М. Г. Киселев [и др.] // *Вестн. ГГТУ им. П. О. Сухого*. – 2012. – № 3. – С. 3–10.
3. **Киселев, М. Г.** Влияние электроконтактной обработки с ультразвуком на параметры поверхностей титановых имплантатов / М. Г. Киселев, А. В. Дроздов, В. А. Борисов // *Современные методы и технологии создания и обработки материалов : материалы VI Междунар. науч.-техн. конф.* – Минск : БНТУ, 2011. – С. 129–136.
4. **Киселев, М. Г.** Применение электроконтактной виброударной обработки для модификации образцов титановых имплантатов / М. Г. Киселев, А. В. Дроздов, В. А. Борисов // *Инженерия поверхности. Новые порошковые композиционные материалы. Сварка : сб. докл. Междунар. симп.* – Минск, 2011. – С. 53–57.
5. Модификация поверхности титановых имплантатов и ее влияние на их физико-химические и биомеханические параметры в биологических средах / В. В. Савич, Д. И. Сарока, М. Г. Киселев, М. Г. Макаренко ; под ред. В. В. Савича. – Минск : Беларус. навука, 2012. – 244 с.
6. Особенности формирования следов обработки на поверхности титанового образца при однократном электроконтактном воздействии на нее проволочным электродом-инструментом / М. Г. Киселев, А. В. Дроздов, С. Г. Монич, П. С. Богдан // *Наука и техника*. – 2013. – № 2. – С. 29–35.

*Статья сдана в редакцию 28 декабря 2017 года*

**Михаил Григорьевич Киселев**, д-р техн. наук, проф., Белорусский национальный технический университет. Тел.: +375-297-56-64-05.

**Сергей Геннадьевич Монич**, ассистент, Белорусский национальный технический университет. E-mail: kayak88@yandex.by.

**Олег Николаевич Колесник**, студент, Белорусский национальный технический университет. Тел.: +375-336-29-13-65.

**Mikhail Grigoryevich Kiselev**, DSc (Engineering), Prof., Belarusian National Technical University. Phone: +375-297-56-64-05.

**Sergey Gennadyevich Monich**, PhD (Engineering), assistant lecturer, Belarusian National Technical University. E-mail: kayak88@yandex.by.

**Oleg Nikolayevich Kolesnik**, student, Belarusian National Technical University. Phone: +375-336-29-13-65.

---

УДК 621.873.1

*И. В. Лесковец, А. Д. Бужинский, О. В. Леоненко*

## ОПТИМИЗАЦИЯ ПАРАМЕТРОВ МЕХАНИЗМА ПОДЪЕМА КРАНОВ МОСТОВОГО ТИПА

---

UDC 621.873.1

*I. V. Leskovets, A. D. Buzhinski, O. V. Leonenko*

## OPTIMIZATION OF PARAMETERS OF THE LIFTING MECHANISM FOR BRIDGE-TYPE CRANES

---

### **Аннотация**

Проанализированы основные направления оптимизации проектирования механизмов подъема кранов мостового типа. Установлено применение в методиках оптимизации простых и сложных критериев. Отмечается затруднительность использования сложных критериев на стадии оптимального проектирования. Предлагается простой критерий – минимизация массы механизма подъема при достижении необходимых грузоподъемности и скорости подъема. На примере выбора параметров механизма подъема крана грузоподъемностью 12,5 т доказана эффективность использования массового критерия во время функционального проектирования.

### **Ключевые слова:**

кран, кран мостового типа, механизм подъема.

### **Abstract**

The main ways to optimize the design of lifting mechanisms of the bridge-type crane were analyzed. The application of simple and complex criteria in the optimization techniques was established. The difficulty of using complex criteria at the stage of optimal design is noted. It is proposed to use a simple criterion – the minimization of the mass of the lifting mechanism when reaching the required lifting capacity and lifting speed. Exemplified by the selection of parameters for the lifting mechanism of a 12,5 ton lift capacity crane, the efficiency of using the mass criterion in the functional design is proved.

### **Key words:**

crane, bridge-type crane, lifting mechanism.

---

Снижение стоимости изготовления и эксплуатации крана – это цель, к которой необходимо стремиться для достижения лидирующих позиций на рынке кранов мостового типа. Многие зарубежные производители, такие как LIEBHERR, VETTER, Stahl Crane Systems, Cone Cranes, достигшие значительного присутствия на рынке своих стран, имеющие большую программу выпуска и номенклатуру изделий, используют типовые наборы крановых комплектующих для снижения себестоимости. Кроме канатов, производство

которых требует значительной спецификации и обязательной сертификации, эти производители применяют крановые блоки, которые выпускаются специализированными предприятиями [1], крановые колеса, колесные пары и колесные блоки [2], редукторы, двигатели и мотор-редукторы.

Уровень стандартизации в производстве типовых комплектующих механизмов подъема и других крановых механизмов достаточно высок. В Беларуси при значительной номенклатуре кранов мостового типа, больших отличиях по

их грузоподъемности, величине пролета, условиям эксплуатации выпуск их невелик, поэтому использование стандартизованных изделий европейского производства сопряжено с большими накладными расходами, что увеличивает стоимость продукции в целом. Различные области эксплуатации кранов, разнообразие режимов нагружения и условий работы требуют от производителей нестандартных конструктивных решений. Поиск таких решений сопряжен с необходимостью выбора параметров крановых механизмов.

Оптимальное проектирование кранов всегда было актуальной задачей. В 80 гг. XX в. М. М. Гохбергом сформулированы принципы оптимального проектирования металлоконструкций кранов [3]. Основным критерием предлагалось использовать удельные приведенные затраты, величина которых определяется по формуле

$$P = C_u + K_u + C_g T_{cl} + K_g,$$

где  $C_u$  – себестоимость изготовления;  $K_u$  – капитальные затраты в сфере изготовления;  $C_g$  – годовые эксплуатационные расходы;  $T_{cl}$  – нормативный срок службы крана;  $K_g$  – капитальные затраты в сфере эксплуатации крана.

В настоящее время на этапе изготовления крана часто невозможно установить величины годовых эксплуатационных расходов, капитальных затрат в сфере эксплуатации крана из-за быстроменяющейся ситуации на рынке производства кранов, вызванной переориентацией производства предприятий, изменением транспортных потоков, приходом на рынок, присутствием производителей-конкурентов из других стран.

Существуют и другие методы оптимального проектирования механизмов подъема [4], которые учитывают большое количество параметров и основаны на математическом моделировании. Р. А. Кобзев предложил математическую модель, состоящую из несколь-

ких модулей: 1 – электропривод и система управления; 2 – полиспаст и грузозахватное устройство (ГЗУ); 3 – установка барабана; 4 – трансмиссия (в общем случае включающая в себя редуктор и соединительные муфты); 6 – тормоз(а). В кинематических схемах также присутствует открытая зубчатая передача (5 модуль), в некоторых – вместо модулей электродвигателя с системой управления и трансмиссии – общий модуль мотора-редуктора и системы управления. На основе этой математической модели с использованием метода Парето разработан векторный критерий оценки эффективности крановых механизмов, достоверность которого подтверждена использованием на производстве. Недостатком этой методики является высокая сложность процесса нахождения решения, что затрудняет её применение на производстве на начальном этапе проектирования и в отсутствие специального программного обеспечения.

Позднее Р. А. Кобзев предложил для оптимизации механизма перемещения крана [5] критерии массы и себестоимости, которые достаточно просто использовать на стадии функционального проектирования.

Авторами предлагается методика анализа крановых механизмов на основе простых и понятных критериев. Главными критериями предлагается установить массу и стоимость при наличии технологической возможности производства и доступности комплектующих.

Авторами произведен анализ вариантов механизма подъема козлового крана КК-12,5. Исходные данные для анализа: высота подъема груза  $H_{gr} = 9$  м; грузоподъемность  $Q = 12500$  кг; скорость подъема груза  $V_{gr} = 8$  м/мин; группа режима работы механизма – М6.

Во время проведения расчетов использована стандартная методика, которая состоит из следующих этапов:

- выбор кратности полиспаста;
- выбор каната;

- выбор блоков;
- выбор диаметра барабана и расчет его длины;
- выбор двигателя и редуктора или мотор-редуктора.

На каждом этапе проводится оценка различных вариантов по массе и стоимости с целью их сравнения с результатами, полученными ранее [15].

Для данной грузоподъемности возможно применение полиспастов с кратностью от двух до шести. Для автоматизации расчетов используется вектор кратностей полиспаста

$$n_{pol} = \begin{pmatrix} 2 \\ 3 \\ 4 \\ 5 \\ 6 \end{pmatrix}.$$

Сила натяжения каната определяется по формуле

$$F_k = \frac{G_{grp}}{n_{kgr} \cdot \eta_{mp}},$$

где  $G_{grp}$  – вес груза с грузовой подвеской,  $G_{grp} = 128,76$  кН;  $\eta_{mp}$  – КПД полиспаста,  $\eta_{mp} = 0,9$ ;  $n_{kgr}$  – количество канатов, на которых висит груз, определяется с учетом кратности полиспаста,

$$n_{kgr} = 2n_{pol}.$$

$$n_{kgr} = \begin{pmatrix} 4 \\ 6 \\ 8 \\ 10 \\ 12 \end{pmatrix}.$$

Сила натяжения каната для всех вариантов

$$F_k = \begin{pmatrix} 35,77 \\ 23,84 \\ 17,88 \\ 14,31 \\ 11,92 \end{pmatrix}.$$

Разрывное усилие каната определяется по формуле

$$F_{kr} = F_k K_k,$$

где  $K_k$  – коэффициент использования каната [6],  $K_k = 5,6$ .

Расчетное разрывное усилие каната

$$F_{kr} = \begin{pmatrix} 200,29 \\ 133,53 \\ 100,14 \\ 80,12 \\ 66,76 \end{pmatrix}.$$

По величине расчетного разрывного усилия выбирают канат. Основой для выбора каната является один или несколько разных стандартов, например [7–9]. Диаметр каната зависит от маркировочной группы, а от диаметра каната, в свою очередь, зависит масса каната, диаметр блоков и диаметр барабана.

В данном случае выбрано несколько канатов по [7], их параметры представлены в табл. 1.

Диаметр каната в зависимости от кратности полиспаста уменьшается, однако увеличивается его длина. Таким образом, на данном этапе невозможно определить, уменьшит или увеличит массу механизма в целом изменение кратности полиспаста.

Диаметр блока определяется как произведение диаметра каната и коэффициента выбора диаметра блока, который зависит от режима работы механизма подъема [6] и в данном случае  $h_2 = 22,4$ .

После определения диаметров, массы и количества блоков по [10] рас-

считывается суммарная масса, результаты заносятся в табл. 2.

Табл. 1. Параметры канатов, маркировочная группа 1670

Диаметр каната, мм	Масса одного метра	Разрывное усилие, Н
18	1,22	234000
15	0,84	142000
13	0,597	99950
11	0,462	75800
11	0,462	75800

Табл. 2. Параметры блоков в зависимости от массы каната и кратности полиспаста

Кратность полиспаста	Количество блоков	Диаметр каната, мм	ОСТ 24.191.08–81			Полиамидный блок [9]		
			Диаметр блока, мм	Масса блока, кг	Суммарная масса блоков	Диаметр блока, мм	Масса блока, кг	Суммарная масса, кг
2	3	18	410	12	36	460	10,8	32,4
3	5	15	340	8,5	42,5	400	7,6	38
4	7	13	300	7	49	325	3,86	27,02
5	9	11	250	6	54	300	2,86	25,74
6	11	11	250	6	66	300	2,86	31,46

Как видно из табл. 2, при увеличении кратности полиспаста увеличивается необходимое количество стальных блоков и растет их масса. Таким образом, согласно критерию массы, при использовании стальных блоков увеличение кратности полиспаста с целью снижения массы каната нецелесообразно. Эффект снижения массы крюковой подвески может быть получен при использовании полиамидных блоков, однако производство этих блоков пока не освоено на территории Беларуси и стоимость их может быть высока.

Минимальный диаметр барабана определяется как произведение диаметра каната и коэффициента диаметра барабана на основании требований [6]. Коэффициент диаметра барабана для заданного режима работы механизма подъема равен  $Kdb = 20$ .

Длина барабана регламентируется требованиями [6] и учитывает шаг нарезки барабана, требуемое количество рабочих витков, витков для крепления каната и 1,5 витка запаса. Длина барабана зависит от диаметра барабана и кратности полиспаста, т. е. требуемой длины каната, навиваемого на барабан. Кроме того, длина барабана является определяющей для габаритов грузовой тележки, а значительная длина барабана может оказать существенное влияние на массу тележки в целом.

Если длина барабана определяется конструктивными соображениями, т. е. имеет ограничение, то необходимо откорректировать диаметр барабана по формуле

$$Dbr = 1000Hgr \frac{nkgr}{Nbar} \times \frac{Lnb}{3,14 \frac{Lbz - Lkr - Lvit - 2Lner - Lnb}{2}}$$

где  $Dbr$  – новый диаметр барабана;  $nkgr$  – количество канатов, на которых висит груз;  $Nbar$  – количество ветвей, наматываемых на барабан;  $Lbz$  – заданная длина барабана;  $Lnb$  – шаг нарезки барабана;  $Lkr$  – принятая длина участка крепления каната;  $Lvit$  – длина полутора витков запаса;  $Lner$  – длина ненарезанной части барабана.

После выбора диаметра барабана и расчета новой длины находят толщину стенки исходя из условия прочности по формуле [11]

$$Ssb = 0,95 \frac{1000F_k}{(Dk + 3)Sd}$$

где  $Dk$  – диаметр каната;  $Sd$  – допускаемые напряжения для предварительного определения толщины стенки барабана.

С учетом диаметра барабана, его длины (не более 1710 мм) и толщины стенки рассчитываются массы различных вариантов барабанов, результаты заносятся в табл. 3.

Табл. 3. Параметры барабанов

Кратность полиспаста	Диаметр каната, мм	Диаметр барабана, мм	Длина барабана, мм	Толщина стенки барабана, мм	Масса барабана, кг
2	18	360	907	15	117
3	15	300	1243	12	104
4	13	260	1605	10	98
5	11	263	1701	9	80
6	11	316	1699	8	67

Из табл. 3 видно, что увеличение кратности полиспаста приводит к уменьшению массы барабана, при кратности полиспаста 6 масса барабана почти в 2 раза меньше, чем при кратности полиспаста 2.

Наряду с уменьшением массы барабана, увеличивается длина каната из-за увеличения количества ветвей. Требуемая длина каната определяется по формуле

$$Lkr = (Hgr + Hbv)nkgr + 6,28Dbl + 4,71Dbl + 18,84Dbr + 6Dk,$$

где  $Hbv$  – высота главной балки;  $Dbl$  – диаметр блока.

Результаты расчета массы каната и массы барабана с канатом заносятся в табл. 4.

Из табл. 4 видно, что увеличение

кратности полиспаста приводит к снижению массы каната за счет уменьшения его диаметра и снижению массы барабана с канатом в целом. В последнем столбце табл. 4 приведена масса барабана с канатом и блоками. При увеличении кратности полиспаста суммарная масса анализируемых элементов уменьшается и достигает минимального значения при кратности полиспаста 5.

Существенное влияние на массу грузовой тележки оказывает двигатель и редуктор. Выбор этих компонентов осуществляется по методикам, изложенным в [3, 11], на основании расчетных данных о мощности подъема, требуемом моменте на барабане, требуемой частоте вращения барабана.

Исходные данные, необходимые для выбора двигателя и редуктора, полученные на основании расчетов, представлены

в табл. 5. Расчетная мощность на барабане равна 18,6 кВт. В последнем столбце таблицы приведено требуемое переда-

точное число редуктора при частоте вращения двигателя 1400 мин<sup>-1</sup>.

Табл. 4. Массы канатов и барабана с канатом

Кратность полиспаста	Длина каната, м	Масса каната, кг	Масса барабана с канатом, кг	Масса барабана с канатом и блоками, кг
2	50,9	62,1	179,2	215,2
3	71,0	59,7	163,9	206,4
4	91,7	54,7	153,2	202,2
5	112,2	51,8	132,3	186,3
6	133,7	51,7	129,4	195,2

Табл. 5. Данные для выбора двигателя и редуктора

Кратность полиспаста	Требуемая частота вращения барабана, мин <sup>-1</sup>	Статический момент на барабане, кН·м	Пусковой момент на барабане, кН·м	Требуемое передаточное число
2	14,2	12,1	12,15	98,9
3	25,5	6,71	6,75	55,0
4	39,2	4,36	4,69	35,7
5	57,9	2,95	2,97	24,2
6	69,5	2,46	2,48	20,2

При одинаковой мощности статический момент на барабане для рекомендуемой кратности полиспаста 5 в 4 раза меньше, чем при кратности полиспаста 2.

На крановых механизмах подъема возможно использование множества вариантов двигателей с редукторами и мотор-редукторов. Редукторы производства РФ [12] имеют ограниченный набор передаточных чисел, что затрудняет их выбор. В случае применения редуктора такого типа необходимо выбирать крановый электродвигатель, который имеет свой корпус и не оснащен встроенным тормозом, использование которого также увеличивает общую массу комплектующих.

Кроме редукторов производства РФ, возможно использование продукции других стран, например международной компании Danfos [14].

При мощности двигателя 18,5 кВт можно выбрать несколько вариантов редукторов с параллельными валами типа RXP с передаточными числами, близкими к требуемым. Варианты выбора редукторов и двигателей представлены в табл. 6.

В связи с тем, что вариант с кратностью полиспаста 2 обладает наибольшей массой, а также отсутствуют двигатели выбранного производителя заданных мощности и частоты вращения, этот вариант исключен из дальнейших расчетов.

Табл. 6. Варианты редукторов и двигателей

Кратность полиспаста	Требуемый момент на выходном валу, Н·м	Тип редуктора	Масса редуктора, кг	Действительный момент на выходном валу, кН·м	Передачное число	Тип электродвигателя (NORD)/ обороты
2	12,1	RXP3 810	382	10,8	92,4	/ 1000*
3	6,71	RXP3 806	243	7,4	59,8	180МН4 / 1450
4	4,36	RXP3 804	138	4,8	44	180МН4 / 1450
5	2,95	RXP3 802	99	3,3	28,8	180МН4 / 1450
6	2,46	RXP2 802	87	3,3	23,2	180МН4 / 1450

Для всех вариантов используется одинаковый двигатель, поэтому в дальнейших расчетах его масса не учитывается.

Рассчитанный по методике [3, 11] требуемый тормозной момент составляет 173 Н·м. Выбранный двигатель со встро-

енным тормозом обеспечивает тормозной момент 150 или 250 Н·м, что является достаточным. В дальнейшем анализе масса тормоза не учитывалась.

Полная масса механизмов отражена на графике (рис. 1).

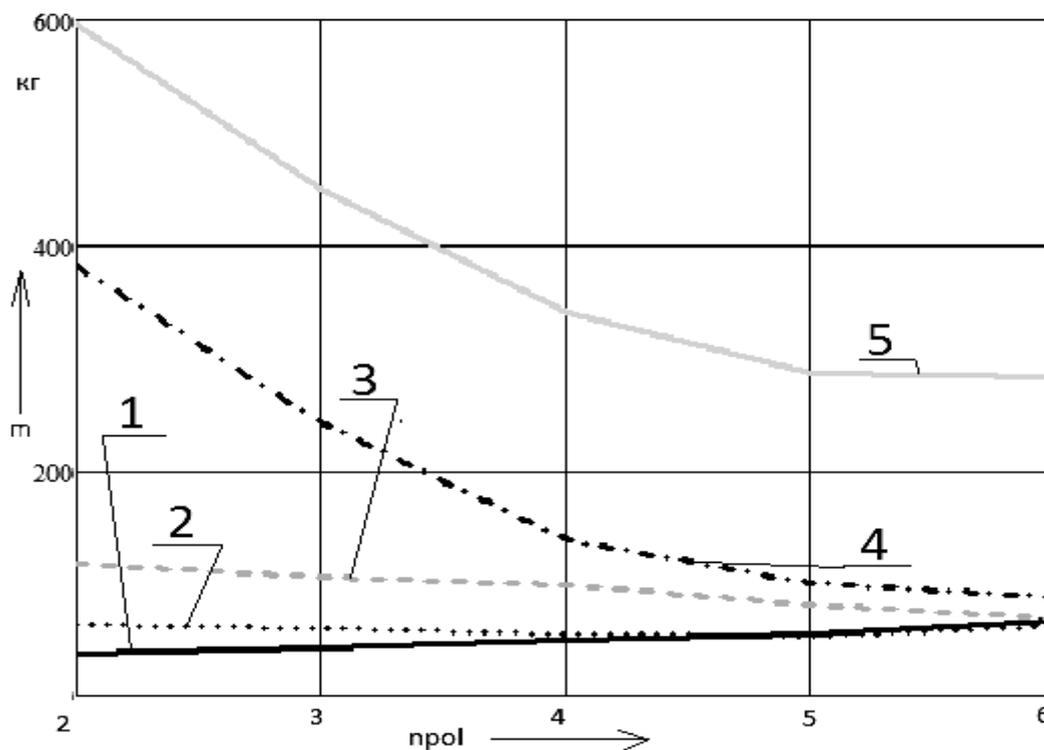


Рис. 1. Масса комплектующих механизма подъема: 1 – масса блоков; 2 – масса канатов; 3 – масса барабанов; 4 – масса редукторов; 5 – масса комплектующих

Из рисунка видно, что массы комплектующих механизма подъема в зависимости от кратности полиспаста не являются конфликтными за исклю-

чением массы блоков. Все массы уменьшаются с разной степенью интенсивности по мере увеличения кратности полиспаста. Общая масса механизма

подъема интенсивно уменьшается при увеличении кратности полиспаста до 5. Основное влияние на величину массы механизма подъема оказывает масса редуктора. По сравнению с результатами, полученными ранее [15], массу комплекствующих механизма подъема можно снизить почти в 2 раза.

### Выводы

Увеличение кратности полиспаста позволяет уменьшить массу комплекствующих механизма подъема.

Общая масса комплекствующих

может быть уменьшена почти в 2 раза при увеличении кратности полиспаста с 2 до 5.

Увеличение кратности полиспаста более 5 нецелесообразно, т. к. сложность механизма увеличивается, а масса снижается незначительно.

Увеличение кратности полиспаста может дать дополнительный эффект снижения массы, т. к. уменьшается диаметр барабана, а вместе с ним требуемый вращающий момент, что даёт возможность уменьшить прочность конструкции крановой тележки и вместе с тем её массу.

### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. RopeBlock [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <https://ropeblock.com/>. – Дата доступа: 12.09.2017.
2. KarlGeorg [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://www.karl-georg.de/>. – Дата доступа: 12.09.2017.
3. Брауде, В. И. Справочник по кранам в 2 т. Т. 1. Характеристики материалов и нагрузок. Основы расчета кранов, их приводов и металлических конструкций / В. И. Брауде, М. М. Гохберг, И. Е. Звягин ; под общ. ред. М. М. Гохберга. – Москва : Машиностроение, 1988. – 536 с.
4. Кобзев, Р. А. Методы оптимального проектирования козловых кранов высокого класса ответственности : автореф. дис. ... д-ра техн. наук : 05.05.04 / Р. А. Кобзев ; Южно-Рос. гос. техн. ун-т им. М. И. Платова. – Новочеркасск, 2014. – 41 с.
5. Кобзев, Р. А. Выбор оптимальной конструкции механизма передвижения козлового крана К2х190 для строительства атомных электростанций / Р. А. Кобзев // Консалтинговая компания Юком. Научный альманах. – 2015. – № 10-3. – С. 116.
6. Об утверждении Правил по обеспечению промышленной безопасности грузоподъемных кранов [Электронный ресурс] : постановление М-ва по чрезвычайным ситуациям Респ. Беларусь, 28 июня 2012 г., № 37 // ЭТАЛОН. Законодательство Респ. Беларусь / Нац. центр правовой информ. Респ. Беларусь. – Минск, 2017.
7. ГОСТ 14954–80. Канат двойной свивки типа ЛК-Р конструкции 6х19. ИПК Издательство стандартов. – Москва, 1996. – 19 с.
8. ГОСТ 7669–80. Канат двойной свивки типа ЛК-РО конструкции 6х36. ИПК Издательство стандартов. – Москва, 1996. – 19 с.
9. Bridon International Ltd [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://www.bridon.com/uk/about-us/>. – Дата доступа: 22.09.2017.
10. ОСТ 24.191.05–82. Блоки для стальных канатов. Конструкция и размеры. Министерство тяжелого, энергетического и транспортного машиностроения. – Москва, 1972. – 7 с.
11. Александров, М. П. Грузоподъемные машины : учебник для вузов по специальности «Подъемно-транспортные машины и оборудование» / М. П. Александров, Л. Н. Колобов, Н. А. Лобов. – Москва : Машиностроение, 1986. – 400 с.
12. Группа предприятий РЕДУКТОР [Электронный ресурс]. – Режим доступа: [http://reduktor.nt-rt.ru/images/showcase/01\\_RKD\\_ALL\\_CATALOGUE\\_SC.pdf](http://reduktor.nt-rt.ru/images/showcase/01_RKD_ALL_CATALOGUE_SC.pdf). – Дата доступа: 26.09.2017.
13. Компания РЕДУКТОР [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://www.reduktor-stm.ru/>. – Дата доступа: 26.09.2017
14. Matrix Group [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://www.danfoss.info/>. – Дата доступа: 27.09.2017.
15. Лесковец, И. В. Выбор параметров механизма подъема крана мостового типа / И. В. Лесковец, А. Д. Бужинский, О. В. Леоненко // Вестн. Белорус.-Рос. ун-та. – 2017. – № 2. – С. 46–55.

Статья сдана в редакцию 28 декабря 2017 года

**Игорь Вадимович Лесковец**, канд. техн. наук, доц., Белорусско-Российский университет.  
E-mail: le@bru.by.

**Александр Дмитриевич Бужинский**, канд. техн. наук, доц., Белорусско-Российский университет.  
E-mail: bauer\_mogilev@tut.by.

**Олег Викторович Леоненко**, канд. техн. наук, доц., Белорусско-Российский университет.  
E-mail: ogleonenko@gmail.com.

**Igor Vadimovich Leskovets**, PhD (Engineering), Associate Prof., Belarusian-Russian University.  
E-mail: le@bru.by.

**Aleksandr Dmitriyevich Buzhinski**, PhD (Engineering), Associate Prof., Belarusian-Russian University.  
E-mail: bauer\_mogilev@tut.by.

**Oleg Viktorovich Leonenko**, PhD (Engineering), Associate Prof., Belarusian-Russian University.  
E-mail: ogleonenko@gmail.com.

---

УДК 629.113

*Г. И. Мамити*

## ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ И ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ОСНОВЫ НОВОГО УРАВНЕНИЯ ДВИЖЕНИЯ КОЛЕСНОЙ МАШИНЫ

---

UDC 629.113

*G. I. Mamiti*

## THEORETICAL AND EXPERIMENTAL FOUNDATIONS OF NEW EQUATIONS OF MOTION FOR WHEELED VEHICLES

---

### **Аннотация**

Приводятся разработанные расчетные и эквивалентные им силовые схемы колесной машины (автомобиль, трактор, мотоцикл и др.), на основе которых получено новое уравнение движения колесной машины, а также физические модели для их экспериментальной проверки.

Показано, что новое уравнение движения подтверждается теоретически, экспериментально и практикой конструирования гоночных автомобилей и подвесных вагонов (эмпирически).

### **Ключевые слова:**

теоретически, экспериментально, основа, новое уравнение движения колесной машины, силовые и эквивалентные им расчетные схемы, теорема Вариньона, гоночный автомобиль, подвесной вагон.

### **Abstract**

The design diagrams and equivalent force diagrams of a wheeled vehicle (car, tractor, motorcycle, etc.) were developed and calculated based on which a new equation of motion for wheeled vehicles was derived, as well as physical models for their experimental testing. It is shown that the new equation of motion is confirmed theoretically, experimentally and in practice when designing racing cars and cable cars (empirically).

### **Key words:**

theoretically, experimentally, foundation, new equation of motion for wheeled vehicles, force diagrams and design diagrams equivalent to them, Varignon's theorem, racing car, cable car.

---

### ***Введение***

В 1916 г. Е. А. Чудаков [1] прочитал первые лекции по автомобилям в МВТУ. Позднее он создал учебники по теории, конструкции и расчету автомобиля, положив тем самым начало широкому изучению автомобиля в учебных заведениях. В последующем отдельные разделы теории и расчета автомобиля получили дальнейшее развитие в трудах отечественных и зарубежных ученых.

Теория автомобиля зародилась в начале XX в., когда скорости движения

автомобилей были невелики и сопротивлением воздуха, которое находится в квадратичной зависимости от скорости движения, можно было пренебречь. Действительно, при низкой скорости движения сопротивление воздуха мало ощутимо, но затем начинает возрастать по параболе довольно резко, став естественным ограничителем скорости движения автомобиля.

При расчете современных высокоскоростных колесных машин особое внимание следует уделить уравнению движения машины, при помощи которого, если оно верно, решаются основные

задачи динамики автомобиля, прежде всего определение мощности сопротивлений движению и тем самым требуемой мощности двигателя машины.

«Теория автомобиля является относительно молодой наукой, и многие ее разделы нуждаются в дальнейшей разработке и уточнении», отметил проф. А. И. Гришкевич [2], внесший весомый вклад в разработку теории автомобиля.

Было выведено новое уравнение движения колесной машины [3, 4], против которого выступили [5, 6] сторонники общепринятого уравнения движения. В результате отстаивания нового уравнения разработаны расчетные и эквивалентные им силовые схемы и физические модели для их экспериментальной проверки [7, 8]. Работа [8] содержит подробный, последовательный вывод

нового уравнения с всесторонними доказательствами его правомочности, поэтому в статье подробности не рассматриваются.

### Общепринятое уравнение движения автомобиля

Общепринятое уравнение движения автомобиля [1, 2] получают проецированием действующих на него сил (рис. 1) на плоскость дороги:

$$P - P_j - \psi G - P_w = 0, \quad (1)$$

где  $P_j$  – сила инерции поступательно движущихся масс;  $\psi$  – коэффициент сопротивления дороги;  $G$  – сила тяжести;  $P_w$  – сила сопротивления воздуха.

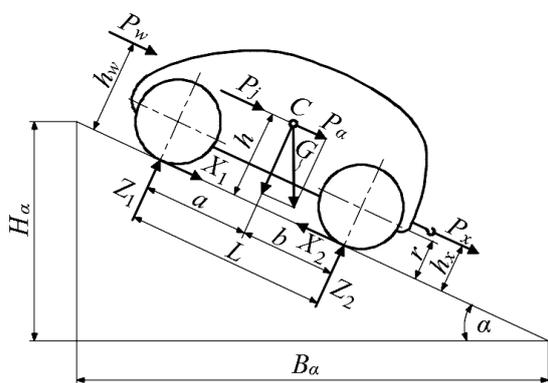


Рис. 1. Общепринятая расчетная схема автомобиля [2]

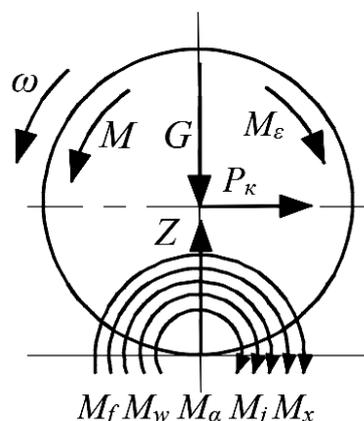


Рис. 2. Новая расчетная схема автомобиля [8]

Уравнение (1) общепринято в отечественной и зарубежной литературе, но оно ошибочно, т. к. не учитывает высоты точек приложения действующих сил и инерцию вращающихся масс автомобиля.

### Новое уравнение движения автомобиля

Новое уравнение движения колесной машины, последовательный вывод которого приведен в [8], с устранением замеченных нами в [3, 4] опечаток,

в отличие от общепринятого, получено не проецированием, а приведением этих сил к центрам моментов основной системы (рис. 2).

Если за центр моментов принять ось ведущих задних колес одиночного автомобиля, то получим первое уравнение движения

$$P - mj\delta - \psi G - [P_w + P_w(h_w - r)/r] = 0. \quad (2)$$

Если же за центр моментов принять точку касания ведущего колеса с дорогой, то получим второе уравнение движения автомобиля

$$P - mj\delta - \psi G - P_w h_w / r = 0, \quad (3)$$

где  $P$  – сила тяги;  $mj\delta$  – приведенная сила инерции автомобиля при разгоне;  $\psi G$  – сила сопротивления дороги;  $\psi$  – коэффициент сопротивления дороги,  $\psi = f_v + \sin\alpha$ ;  $f_v$  – коэффициент сопротивления качению при скорости  $v$  движения автомобиля;  $P_w$  – сила сопротивления воздуха;  $h_w$  – высота парусности;  $r$  – радиус ведущих колес.

Уравнения (2) и (3) с учетом того, что  $[P_w + P_w (h_w - r) / r] = P_w h_w / r$ , трансформируются друг в друга. Это является исчерпывающим доказательством того, что новые уравнения движения колесной машины верны. Кроме того, уравнения, полученные на основе разных расчетных схем (см. рис. 1 и 2), совпали, тем самым еще раз подтвердив их верность.

### Уравнение движения колесной машины для тягового расчета

Уравнение движения автомобиля используется прежде всего при тяговом расчете для определения мощности сопротивлений движению и тем самым требуемой мощности двигателя, необходимой для их преодоления с максимальной скоростью движения. В этом, самом важном для проектирования автомобиля, случае расчетная схема предельно упрощается.

При равномерном движении заднеприводного автомобиля, прижатого к опорной поверхности силой  $G$  тяжести, приложенной в центре  $C$  масс, по ровной, с хорошим покрытием, горизонтальной ( $\psi = f_v$ ) дороге с максимальной скоростью  $V_{\max}$ , он преодолевает при помощи подведенного от двигателя к оси ведущих колес тягового момента  $M$  силу  $P_w$  сопротивления воздуха, приложенную на высоте  $h_w$  центра парусности, и силы сопротивления качению передних и задних колес,  $f_v Z_1 + f_v Z_2 = f_v G$ . Нормальные реакции опорной поверхности уравнивают силу тяжести,  $G = Z_1 + Z_2$  (рис. 3).

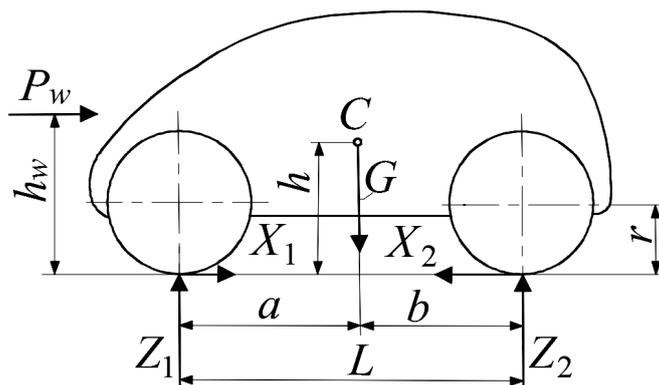


Рис. 3. Силы и моменты, действующие на заднеприводный автомобиль при равномерном движении с максимальной скоростью

**Общепринятое уравнение движения для рассматриваемого случая** получают **проецированием** силы  $P_w$  сопротивления воздуха на опорную плос-

кость, где возникают реакции дороги на действие моментов  $M$  и  $M_f$  – сила  $P$  тяги и сила сопротивления качению  $f_v G$ :

$$P - P_w - f_v G = 0. \quad (4)$$

**Новое уравнение движения автомобиля с максимальной скоростью**, в зависимости от выбора центра моментов, имеет вид:

$$P - [P_w + P_w(h_w - r) / r] - f_v G = 0$$

или  $P - P_w h_w / r - f_v G = 0, \quad (5)$

из которых первое уравнение позволяет исследовать влияние высоты  $h_w$  приложения силы и радиуса  $r$  ведущего колеса на динамику автомобиля с целью определения их оптимальных значений для проектируемых автомобилей, в том числе гоночных.

**Уравнение (5) получено исходя из следующих положений механики: сила имеет точку приложения, величину и направление действия; при параллельном переносе силы возникает момент, равный произведению силы на расстояние переноса (теорема Вариньона). Эти основополагающие положения механики не соблюдены в общепринятых уравнениях движения (1), (4), в которых не учтены высоты и тем самым точки приложения сил к корпусу машины, а следовательно, не учтены моменты, возникающие при переносе сил к оси ведущих колес или к контакту колес с дорогой.**

Отметим, что устойчивое движение машины обеспечивается надежным контактом колес с дорогой и происходит благодаря вращению катящихся ведущих колес вокруг оси, одновременно являющейся центром моментов.

Собственно, колесо и его ось являются средством передачи сил и моментов, действующих на машину, к плоскости контакта колес с дорогой.

#### **Физические модели для проверки расчетных схем**

Выше теоретически доказано, что новое уравнение верно, чего вполне

достаточно для проверки аналитических результатов. Больцман (Boltzmann) Людвиг (1844–1906), австрийский физик, один из основателей статистической физики и физической кинетики, отмечал в свою очередь: «Нет ничего более практичного, чем хорошая теория». Тем не менее приведем экспериментальное подтверждение при помощи физических моделей разработанных нами силовых и эквивалентных им расчетных схем [8], на основе которых повторен вывод нового уравнения движения колесной машины.

Для доказательства теоретических выводов проведем физической эксперимент. С этой целью возьмем две катушки с внутренней (рис. 4, а) и внешней (рис. 4, г) намоткой ниток и потянем нити с силой  $P_x$ , приложенной ниже радиуса  $r$ .

Из рис. 4, б видно, что момент  $M_x$  вызовет в контакте колеса с дорогой касательную реакцию  $P_{tx}$  (рис. 4, в), которая будет меньше величины  $P_x$ , и первая катушка ( $r > h_x \neq 0$ ) покатится в сторону большей силы  $P_x$ .

Вторая катушка ( $r > h_x = 0$ ) не покатится, т. к. момент  $M_x$  (рис. 4, д) вызовет реакцию  $P_{tx}$ , равную  $P_x$ , и действующие в контакте силы (рис. 4, е) уравновесятся.

Катушка с наружной намоткой нити (рис. 4, ж), опирающаяся выступающими концами (катками) на края траншеи или рельсы, и эквивалентные ей расчетные схемы (рис. 4, з) и (рис. 4, и) для случая, когда сила  $P_x$  приложена ниже радиуса  $r$  оси вращения катушки и мест контакта катков с опорной поверхностью, с радиусом, например,  $r' = r / 2$ , показывают частный случай уменьшения высоты приложения силы и радиуса колеса.

Катушка с наружной намоткой нити (см. рис. 4, ж), опирающаяся своими выступами радиусом  $r' = r / 2$  на края траншеи (рельсы) при воздействии силы  $P_x$  образует момент  $M_x = P_x r$  (см. рис. 4, з), создающий на опорной

поверхности движущую силу  $P_{тх} = M_x / r' = 2P_x$ , которая в 2 раза больше силы сопротивления движению  $P_x$ , и катушка покатится в сторону большей силы  $2P_x$  (см. рис. 4, и). Это экспериментально подтверждает возмож-

ность создания активной силой сопротивления движению, приложенной к корпусу колесной подвесной машины ниже контакта колес с рельсами, ответной реакции, превосходящей по величине вызвавшую ее силу.

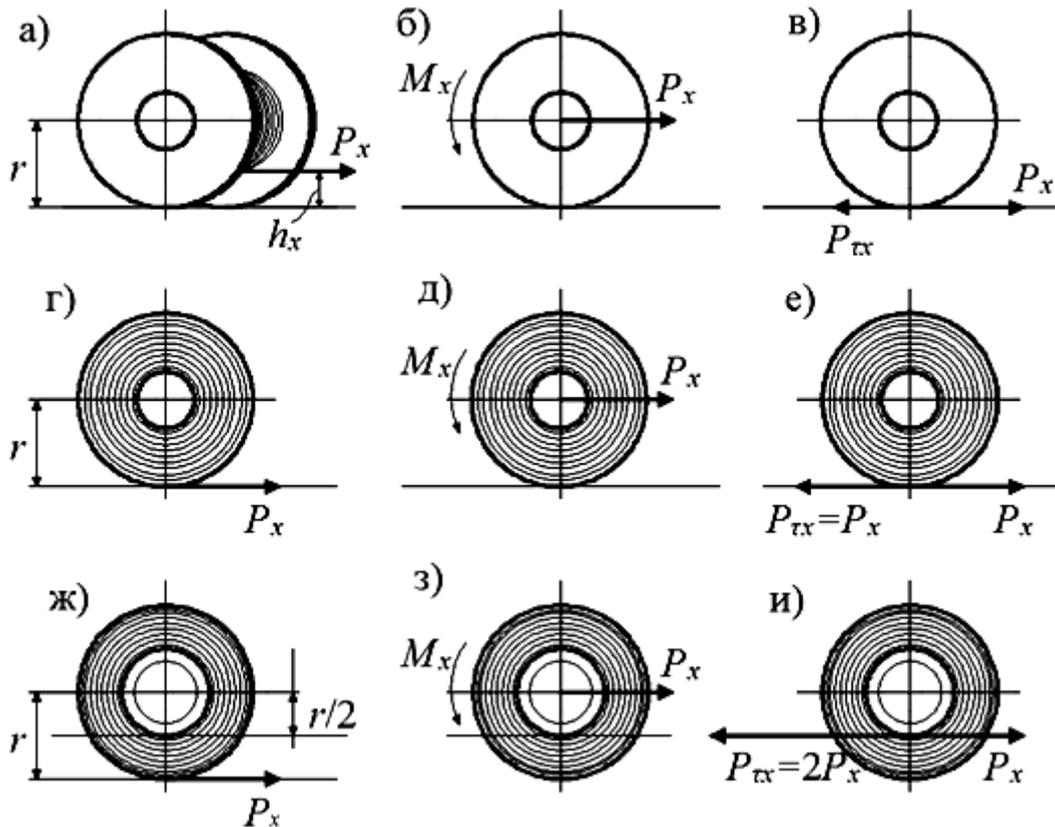


Рис. 4. Катушки с намоткой ниток и эквивалентные им расчетные схемы: а – катушка с внутренней намоткой ниток; б – расчетная схема, эквивалентная катушке с внутренней намоткой ниток при  $r > h_x > 0$ ; в – расчетная схема, эквивалентная катушке с наружной намоткой ниток при  $r > h_x = 0$ ; г – катушка с наружной намоткой ниток; д – расчетная схема, эквивалентная катушке с наружной намоткой ниток при  $P_{тх} = P_x$ ; ж – катушка с наружной намоткой нити, опирающаяся выступающими концами (катками) на края траншеи или рельсы; з – расчетная схема, эквивалентная катушке с наружной намоткой нити, опирающейся выступающими концами (катками) на края траншеи или рельсы, для случая, когда сила  $P_x$  приложена ниже радиуса  $r$  оси вращения катушки; и – расчетная схема, эквивалентная катушке с наружной намоткой нити, опирающейся выступающими концами (катками) на края траншеи или рельсы, для случая, когда сила  $P_{тх} = 2P_x$ , для мест контакта катков с опорной поверхностью, с радиусом, например,  $r' = r/2$

Физические модели (см. рис. 4) показывают выдающуюся роль радиуса качения колеса для теории и практики движения автомобиля и трактора.

Так как для оппонентов непреодолимую трудность составляет понимание возникновения опрокидывающего момента, образуемого продольными сила-

ми, поясним механизм его образования на следующем примере.

Рассмотрим колесный трактор, пытающийся сдвинуть с места силой  $P_x$  неподъемный груз. Если высота  $h_x$  расположения буксирного крюка меньше радиуса  $r$  заднего колеса ( $r > h_x$ ), то образуется стабилизирующий момент

$M_x = P_x(r - h_x)$ , прижимающий передние колеса к опорной поверхности, перераспределяющий нормальные реакции по осям трактора; если  $r = h_x$ , то сила  $P_x$  не повлияет на распределение нормальных реакций по осям трактора; если  $r < h_x$ , то возникнет опрокидывающий момент  $M_x = P_x(h_x - r)$ , тем больший, чем больше  $h_x$ , с осью опрокидывания, совпадающей с осью задних колес, в результате чего трактор может опрокинуться.

В рассмотренном случае происходит метаморфоза – в зависимости от высоты  $h_x$  (меньше или больше радиуса  $r$  колеса) момент меняет знак, превращаясь из стабилизирующего в опрокидывающий.

Нужны ли еще какие-либо доказательства необходимости учета высот приложения продольных сил и точности нового уравнения движения?

То, что нельзя пренебрегать высотой приложения продольной силы, наиболее ярко вытекает и из рассмотрения опрокидывающих моментов, возникающих под воздействием силы инерции при разгоне и торможении мотоцикла [9].

В научной среде, если сомневаются в теоретических выкладках – повторяют их, если в результатах экспериментальных исследований – повторяют опыты.

К сожалению, никто из оппонентов не смог повторить вывод нового уравнения движения машины, а арифметические расчеты не годятся для проверки уравнений из-за влияния возможных опечаток.

Предметом разногласий между нами и оппонентами является точка приложения силы. **Самое печальное то, что приходится доказывать, что сила имеет точку приложения, которую нельзя игнорировать. Оппоненты действительно не понимают, что противоречат самому понятию «сила» в механике, иначе бы успокоились после публикации [8].**

Отрицать влияние высоты (точки)

приложения силы – несусветное безумие, равное самодискретизации в научном плане. А как же «рычаг Архимеда»? Неужели оппоненты никогда не держали в руках лопату или лом?

Оппоненты! Почему убирают паруса при усилении ветра на парусниках и буерах? Ответ: чтобы снизить высоту центра парусности и тем самым величину опрокидывающего момента. Ответил за оппонентов потому, что они не понимают, как создается этот момент, отрицая его существование вопреки законам механики.

### Выводы

В теории движения автомобиль, представляющий собой сложную механическую систему, считают твердым телом с одной степенью свободы, если изучается тяговая и тормозная динамика, и многомассовой колебательной системой, обладающей многими степенями свободы, если рассматривается плавность хода.

**Динамика рассматривает законы движения тел и причины, вызывающие или изменяющие это движение, которое происходит в результате взаимодействия, по меньшей мере, двух тел. Силой называется физическая величина, характеризующая взаимодействие тел, определяемая точкой приложения, направлением и своей величиной.**

В работе получено новое уравнение движения колесной машины, в котором учтены высоты точек приложения действующих на нее сил.

У нового уравнения нашлись противники, но их возражения не имеют смысла, так как, по определению, **сила без точки приложения не существует.**

Общепринятое уравнение движения автомобиля ошибочно, потому что получено **проецированием, а не приведением** продольных составляющих действующих на автомобиль сил на плоскость контакта колес с дорогой. В нем

не учитываются моменты, возникающие **при приведении** продольных сил сопротивления, приложенных к корпусу автомобиля, к оси ведущих колес, и, следовательно, ответные реакции от этих моментов в плоскости контакта ведущих колес с дорогой.

Выведено два уравнения движения, трансформирующиеся друг в друга. Первое уравнение позволяет оптимизировать высоты приложения продольных сил и радиус ведущих колес. Его следует использовать при проектировании автомобилей, руководствуясь для каждой силы разработанными расчетными схемами, с целью снижения конструктивными мерами сопротивления движению до минимума.

Второе уравнение позволяет выявить только влияние высот приложения продольных сил на динамику автомобиля.

Общепринятое уравнение движения автомобиля может использоваться для приблизительной оценки динамики только гоночных автомобилей, т. к. продольные силы сопротивления в них проходят на высоте, близкой радиусу колеса.

Наиболее точно расчетным путем можно оценить динамику автомобиля по новому уравнению движения (первому)

$$P - m j \delta_e - \psi_e G - P_w (h_w - r) / r - P_w = 0,$$

которое приводится к уравнению (второму)

$$P - m j \delta_e - \psi_e G - P_w h_w / r = 0,$$

где  $\delta_e$  – коэффициент учета вращаю-

щихся масс,  $\delta_e = h / r + (J_m \eta^2 + J_k) / m r^2$ ;  $\psi_e$  – коэффициент сопротивления дороги,  $\psi_e = f \cos \alpha + (h / r) \sin \alpha$ .

Оно отличается от общепринятого уравнения составляющей  $P_w (h_w - r) / r$  или множителем  $h_w / r$  при  $P_w$  и иными значениями коэффициентов  $\delta_e$  и  $\psi_e$ , вызванными **приведением** продольных сил к оси ведущих колес и к плоскости контакта их с дорогой.

Новое уравнение основано на положениях механики. Доказано аналитически, физически и эмпирически (практикой конструирования гоночных автомобилей и подвесных вагонов), что оно верно.

Физические модели подтверждают экспериментально все разработанные расчетные силовые схемы. **Чтобы убедиться экспериментально в нашей правоте, достаточно читателю рассмотреть представленные физические модели, а оппонентам понять свою несостоятельность и успокоиться, ведь противоречить механике бессмысленно.**

Ярким практическим подтверждением выведенных уравнений движения являются конструкции гоночных автомобилей, у которых высоты приложения продольных сил сопротивления сведены до возможного минимума, и подвесных колесных транспортных средств, у которых радиус качения опорных катков меньше плеч приложения продольных сил сопротивления движению.

В конечном счете оппонентам, настоящим и будущим, следует твердо понять, что сила без точки приложения не существует.

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Чудаков, Е. А.** Избранные труды : в 3 т. Т. 1. Теория автомобиля / Е. А. Чудаков. – Москва : Изд-во АН СССР, 1961. – 464 с.
2. **Гришкевич, А. И.** Автомобили: Теория / А. И. Гришкевич. – Минск : Вышэйшая школа, 1986. – 208 с.

3. **Мамити, Г. И.** Новое уравнение движения колесной машины / Г. И. Мамити // Тракторы и сельхозмашины. – 2014. – № 6. – С. 15–18.
4. **Мамити, Г. И.** Новое уравнение движения, тяговый расчет, определение площади фронтального сечения и высоты центра парусности автомобиля / Г. И. Мамити // Автомобильная промышленность. – 2015. – № 10. – С. 16–18.
5. **Кузьмин, Н. А.** Анализ нового уравнения движения колесной машины / Н. А. Кузьмин // Тракторы и сельхозмашины. – 2016. – № 4. – С. 24–28.
6. **Пожидаев, С. П.** Прорыв в науке или банальная ошибка? / С. П. Пожидаев // Автомобильная промышленность. – 2017. – № 3. – С. 17–21.
7. **Мамити, Г. И.** Уравнения прямолинейного движения колесной машины / Г. И. Мамити // Вестн. Белорус.-Рос. ун-та. – 2017. – № 1 (54). – С. 47–53.
8. **Мамити, Г. И.** Прорыв в науке? Пусть ответит неподвзятый читатель / Г. И. Мамити // Автомобильная промышленность. – 2017. – № 7. – С. 21–30.
9. **Мамити, Г. И.** Расположение центра масс и продольное опрокидывание мотоцикла / Г. И. Мамити, М. С. Льянов, Б. М. Цаллагов // Автомобильная промышленность. 2001. – № 4. – С. 24–25.

*Статья сдана в редакцию 14 декабря 2017 года*

**Герас Ильич Мамити**, д-р техн. наук, проф., Горский государственный аграрный университет.  
E-mail: avtofak.ggau@yandex.ru.

**Geras Ilich Mamiti**, DSc (Engineering), Prof., Gorski State Agrarian University.  
E-mail: avtofak.ggau@yandex.ru.

УДК 621.01

*А. М. Пашкевич, М. Ф. Пашкевич, А. В. Капитонов*

## ИНСТРУМЕНТЫ ДЛЯ ОТДЕЛОЧНОЙ ОБРАБОТКИ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ПОВЕРХНОСТЕЙ, ОЦЕНКА ТОЧНОСТИ И КАЧЕСТВА ОБРАБОТКИ

UDC 621.01

*A. M. Pashkevich, M. F. Pashkevich, A. V. Kapitonov*

## TOOLS FOR FINISHING CYLINDRICAL SURFACES, ESTIMATION OF ACCURACY AND QUALITY OF MACHINING

### **Аннотация**

Рассмотрены инструменты для отделочной обработки цилиндрических поверхностей и средства оценки точности и качества обработки.

### **Ключевые слова:**

инструменты для отделочной обработки, цилиндрические поверхности, средства контроля точности и качества обработанных деталей.

### **Abstract**

Tools for finishing cylindrical surfaces and means for evaluating accuracy and quality of machining are considered.

### **Key words:**

tools for finishing, cylindrical surfaces, means for controlling accuracy and quality of machined parts.

### **Введение**

На кафедре «Технология машиностроения» разработан ряд устройств, служащих для отделочной обработки цилиндрических поверхностей. К этим устройствам относится раскатник отверстий малой длины, инструмент для упрочняющей обработки выглаживанием внутренних поверхностей гидроцилиндров, устройство для упрочняющей обработки выглаживанием наружных цилиндрических поверхностей. Для оценки и качества обработанных поверхностей созданы автоматизированная система контроля точности изготовления цилиндрических деталей (кругломер) и автоматизированный комплекс профилометр-профилограф-кругломер. Практическое использование этих устройств

показало их высокую эффективность и целесообразность применения.

### **Раскатник для обработки отверстий малой длины**

На рис. 1 представлен раскатник отверстий малой длины, а также обработанное отверстие во втулке и чертеж раскатника.

Техническая характеристика раскатника: габаритные размеры  $L \times D \times D_{\max} = 130 \times 50 \times 90$  мм; передаточное отношение привода  $U = 5$ ; обрабатываемый диаметр отверстия 20...150 мм; назначение – упрочняющая обработка выглаживанием внутренних поверхностей точных отверстий вместо хонингования.

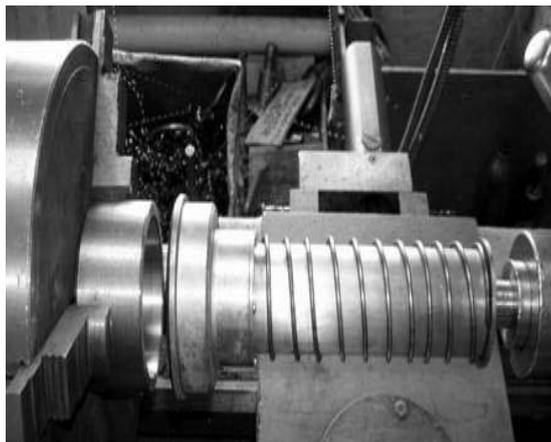
Преимущества раскатника: высо-

кая производительность; получение регулярного и регулируемого микро-рельефа; необходимость лишь в продольном перемещении инструмента (не требуется привод осцилляции).

На чертеже раскатника цифрами обозначены: 1 – хвостовик для закрепления в задней бабке токарного станка;

2 – крышка сепаратора; 3 – деформирующие шары; 4 – сепаратор; 5 – корпус раскатника; 6 – кольцо; 7 – упорные шарики; 8 – пружина; 9 – втулка; 10 – шарики-шпонки качения; 11 – кольцо для передачи вращения от обрабатываемой детали.

а)



б)



в)

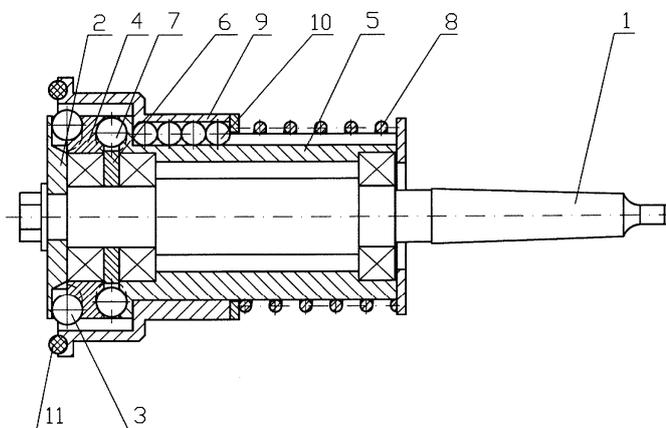


Рис. 1. Раскатник отверстий малой длины (а). Обработанное отверстие во втулке (б). Чертеж раскатника (в)

Устройство раскатника и принцип его работы состоят в следующем.

Раскатка отверстий малой длины производится на токарном станке. При этом раскатник закрепляется своим хвостовиком 1 в пиноли задней бабки станка. Крышка 2 удерживает деформирующие шары 3 от выпадения из сво-

их гнезд. Промежуточное звено 4 удерживает шарики 3 в определенном положении. Наружный диаметр шариков 3 и средний диаметр желобов для шариков на звене 4 определяет диаметр обрабатываемого отверстия с учетом требуемого натяга. На правой стороне звена 4 выполнена круговая дорожка для

шариков, которая является элементом упорного подшипника. Вторым элементом этого подшипника служит корпус 5 подшипникового узла, на левом торце которого также выполнена беговая дорожка для шариков 7. Натяг в подшипниковом узле обеспечивается толщиной сепаратора 6. Пружина 8 при своем сжатии в зависимости от длины обрабатываемого отверстия обеспечивает перемещение приводной втулки 9 относительно корпуса 5 на шпонке качения с шариками 10. На левом торце приводной втулки 9 закреплено кольцо 11, при помощи которого передается вращение от детали на корпус раскатника и, как следствие, на планетарное вращение

деформирующих шариков 3, обеспечивающих обработку отверстия.

Следует отметить, что обработка ведется посредством вращения самой детали и самостоятельного привода для инструмента не требуется. Длина обрабатываемого отверстия определяется величиной сжатия пружины 8.

### **Раскатник для обработки отверстий большой длины**

На рис. 2 представлен инструмент для упрочняющей обработки выглаживанием внутренних поверхностей гидроцилиндров большой длины вместо хонингования.

а)



б)

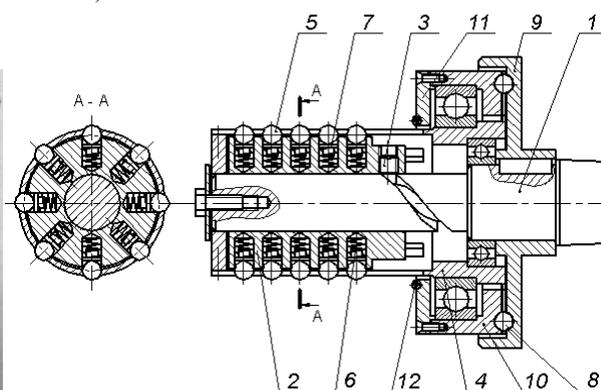


Рис. 2. Инструмент для упрочняющей обработки выглаживанием внутренних поверхностей гидроцилиндров (а). Чертеж инструмента (б)

Техническая характеристика инструмента: габаритные размеры  $L \times D \times D_{\max} = 130 \times 50 \times 90$  мм; передаточное отношение привода  $U = 5$ ; обрабатываемый диаметр отверстия 20...150 мм.

Преимущества инструмента: высокая производительность; получение регулярного и регулируемого микро-рельефа; не требуются привод осцилляции (это обеспечивается самим устройством инструмента) и продольная подача.

На чертеже инструмента цифрами обозначены: 1 – хвостовик для закрепления в задней бабке токарного станка;

2 – втулка с подпружиненными выглаживающими шариками; 3 – штырь для перемещения втулки с выглаживающими шариками по замкнутой цилиндрической канавке; 4 – втулка-сепаратор редуцирующего узла с продольными пазами для выглаживающих шариков; 5 – выглаживающие шарики; 6 – пружины для выглаживающих шариков; 7 – опоры для выглаживающих шариков; 8 – редуцирующий узел; 9 – неподвижное звено редуцирующего узла; 10 – вращающееся звено редуцирующего узла; 11 – приводная крышка инструмента; 12 – эластичное кольцо, пе-

редающее вращение инструменту от вращающейся детали.

Устройство раскатника и принцип его работы состоят в следующем.

Раскатка отверстий относительно большой длины производится на токарном станке. Хвостовиком 1 раскатник закрепляется в задней бабке токарного станка. Втулка 2 снабжена подпружиненными выглаживающими шариками, натяг которых определяется жесткостью пружин в зависимости от требуемых параметров обработки. Штырь 3 служит для перемещения втулки 2 по замкнутой цилиндрической канавке, определяющей величину осевого перемещения шариков. Втулка 4 снабжена продольными пазами для осевого перемещения выглаживающих шариков 5, пружины 6 обеспечены опорами 7. Упорный подшипник 8 служит для восприятия осевых нагрузок, возникающих при продольном перемещении шариков вдоль оси инструмента. Крышка упорного подшипника 9 является его наружным кольцом, воспринимающим осевую нагрузку при движении выглаживающих шариков вправо. Кольцо 10 упорного подшипника воспринимает осевую нагрузку при движении выглаживающих шариков влево. Приводная крышка инструмента 11 снабжена эластичным кольцом 12, передающим вращение от детали к инструменту.

При обработке заготовки гидроцилиндра ей сообщают вращение со скоростью главного рабочего движения. Вращающий момент заготовки к звену 10 редуцирующего узла, подробно описанного в [1], передается посредством фрикционного кольца 12. Редуцированная частота вращения сообщается звену 10 редуцирующего узла и жестко связанному с ним сепаратору 4. Частота вращения сепаратора 4 отличается от частоты вращения обрабатываемой заготовки и определяется передаточным отношением редуцирующего узла. В продольных пазах сепаратора 4

установлены деформирующие шарики 5, частично утопленные в радиальных отверстиях направляющей втулки 2. Пружины 6 обеспечивают силовое взаимодействие деформирующих шариков с обрабатываемой поверхностью. Направляющая втулка 2 вращается с частотой вращения сепаратора 4, а палец 3, связывающий направляющую втулку с пазовым кулачком оправки 1, сообщает ей осциллирующее движение, перемещаясь при вращении направляющей втулки 2 по пазовому кулачку неподвижной оправки 1. Таким образом, сепаратор 4 при обработке заготовки вращается совместно с шариками 5, а шарики, в свою очередь, совершают совместно с направляющей втулкой 2 осциллирующее движение вдоль образующей заготовки, производя ее выглаживание.

Частоты вращения заготовки и сепаратора 4 различные, поэтому возможны сочетания, когда шарики 5 будут повторять свои траектории на обрабатываемой поверхности при каждом новом обороте заготовки или через несколько ее оборотов. Следовательно, обработка поверхности при отсутствии продольной подачи инструмента окажется не сплошной.

Вместе с тем следует отметить, что при определенных сочетаниях количества периодов пазовых кулачков на звеньях 9 и 10 редуцирующего узла и на оправке 1 повторение деформирующими шариками своих траекторий будет происходить после определенного количества оборотов заготовки, а до того каждый последующий оборот заготовки будет сопровождаться фазовым смещением этих траекторий. Таким образом, чем большим количеством следов обработки, оставленных шариками до их наложения, будет покрыта обрабатываемая поверхность, тем лучшее качество этой поверхности будет достигнуто.

Для анализа сетки следов, оставленных на обрабатываемой поверхности одним шариком, построим развертку

этих следов при вращении заготовки, т. е. при достаточно большом количестве ее оборотов, превышающем число периодов используемых кулачков.

На рис. 3 представлены результаты построения разверток за 30 оборотов заготовки в зависимости от характеристики инструмента.

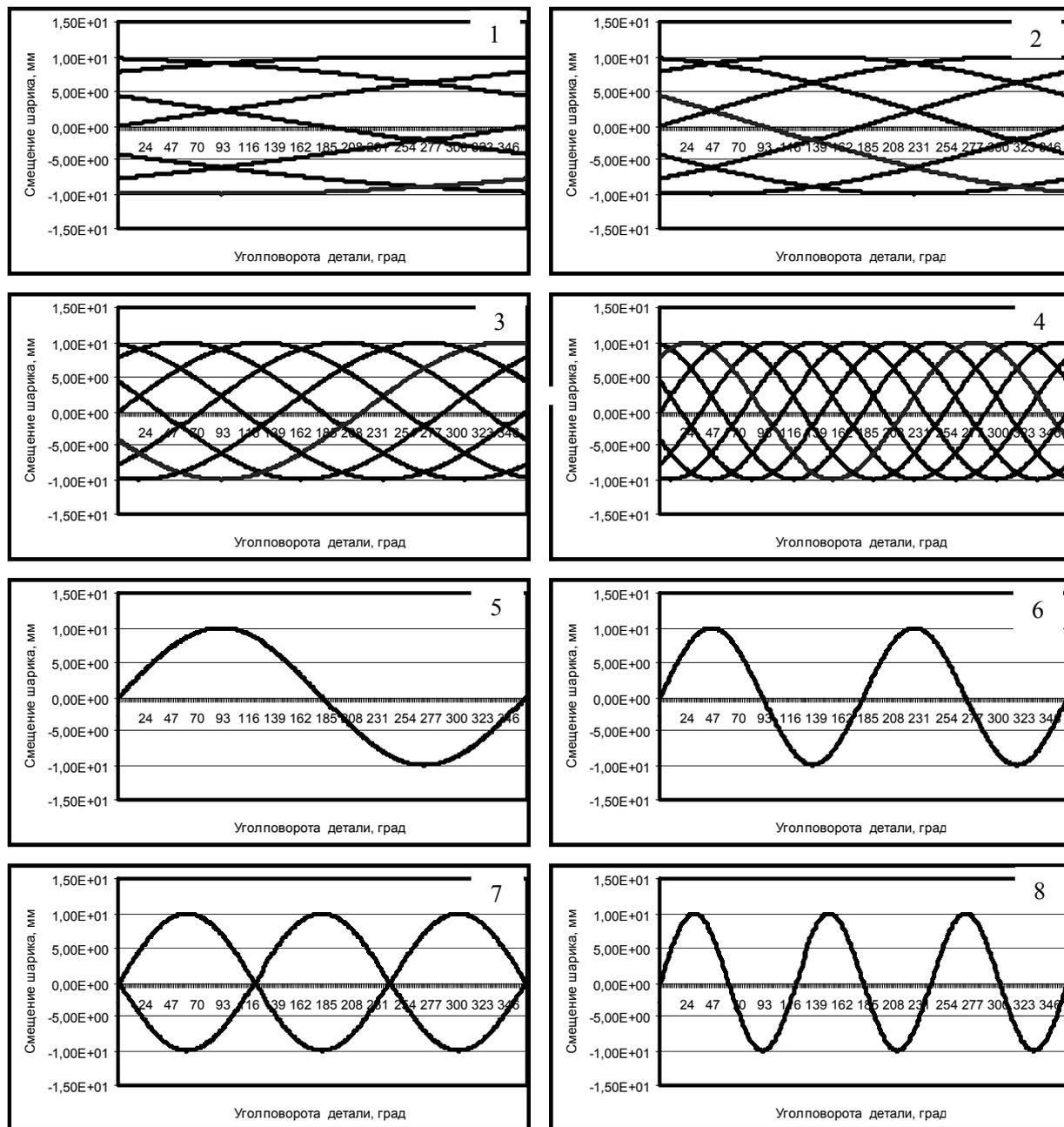


Рис. 3. Сетки следов одного шарика на обрабатываемой поверхности после 30 оборотов заготовки: 1 –  $Z_1 = 1, Z_2 = 7, Z_3 = 1$ ; 2 –  $Z_1 = 1, Z_2 = 7, Z_3 = 2$ ; 3 –  $Z_1 = 5, Z_2 = 7, Z_3 = 1$ ; 4 –  $Z_1 = 5, Z_2 = 7, Z_3 = 2$ ; 5 –  $Z_1 = 6, Z_2 = 6, Z_3 = 1$ ; 6 –  $Z_1 = 6, Z_2 = 6, Z_3 = 2$ ; 7 –  $Z_1 = 6, Z_2 = 4, Z_3 = 1$ ; 8 –  $Z_1 = 6, Z_2 = 4, Z_3 = 2$

Рассматривая характер расположения следов обработки, можно дать следующую рекомендацию по выбору чисел периодов пазовых кулачков осциллирующего выглаживателя. Для качественной обработки отверстий осциллирующим инструментом без осевой подачи необходимо при его проектировании обеспечить, по возможности, большие значения чисел периодов применяемых пазовых кулачков, исключив при этом кратные или имеющие общий делитель значения.

### **Устройство для обработки выглаживанием валов**

Устройство, представленное на рис. 4, предназначено для обработки валов тонким пластическим деформированием.

а)



Техническая характеристика устройства: габаритные размеры  $L \times D = 80 \times 50$  мм (для вала  $d = 20$ ); передаточное отношение привода  $U = 10$ ; обрабатываемый диаметр вала 20...50 мм.

Преимущества устройства: характеризуется высокой производительностью (в 3...5 раз выше полирования); позволяет получить регулярный и регулируемый микрорельеф; не требует наличия привода осцилляции и продольной подачи.

Способ обработки выглаживанием наружных поверхностей валов аналогичен способу обработки отверстий в цилиндрах. Поэтому описание устройства приводить нет необходимости, но отметить, что в нем также используется малогабаритный редуктор для передачи вращения от сепаратора к выглаживающим шарикам.

б)

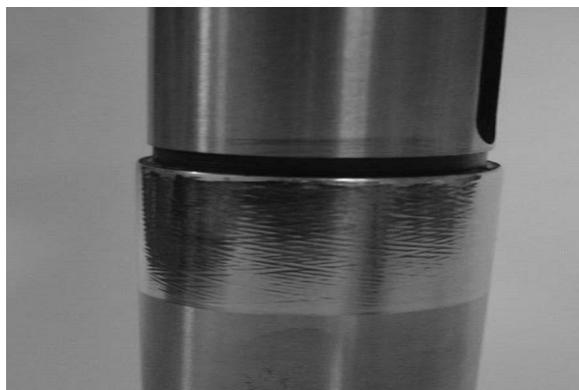


Рис. 4. Устройство для упрочняющей обработки выглаживанием наружных поверхностей валов (а). Фотография обработанной детали (б)

### **Устройства для контроля точности изготовления деталей**

Устройства для контроля точности изготовления деталей основаны на применении современных средств измерения и ЭВМ, выполняющих обработку информации, полученной от соответствующих датчиков.

Так, на рис. 5 представлена автоматизированная система для контроля круглости валов и отверстий, а также прямолинейности их образующих. В этой системе используются соответствующие датчики и программный комплекс для ЭВМ. Этот программный комплекс обеспечивает не только обработку цифровой информации, но и ее

графическое представление.

При графическом представлении результатов измерений используются

программы из Office Microsoft или специально разработанные для этой цели программы.

а)



б)

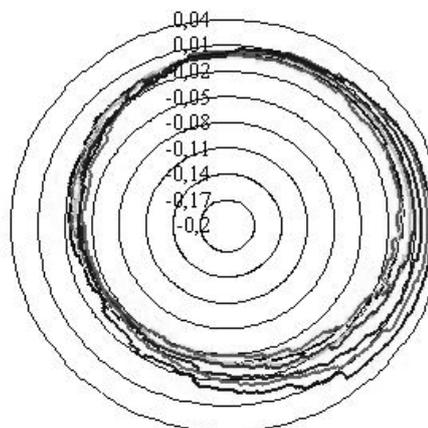


Рис. 5. Автоматизированная система контроля точности изготовления цилиндрических деталей (а), профилограммы круглости в различных сечениях вала (б)

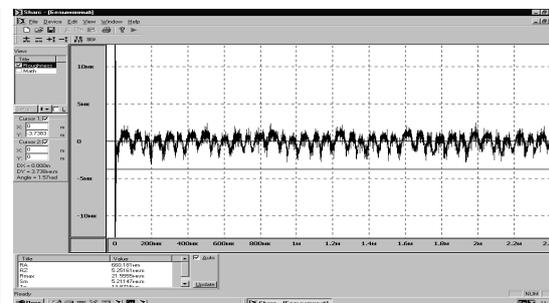
На рис. 6 приведен профилометр-профилограф-кругломер – автоматизи-

рованный комплекс, который выполняет три различные функции.

а)



б)



в)

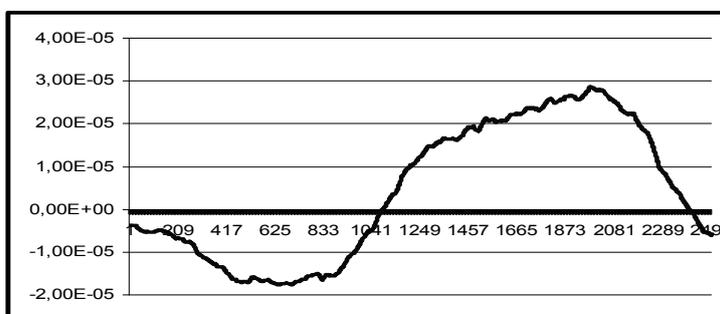


Рис. 6. Профилометр-профилограф-кругломер (а), измеренная шероховатость (б), измеренная круглость (в)

В качестве датчика для профилометрии и профилографирования используется такой же датчик, как и в профилометре модели 201. Оценка круглости ведется при вращении детали в центрах, а отсчет угла поворота осуществляется соответствующим датчиком. Основанием служит лабораторный столик, на котором закреплены центры и детали старого профилометра. Полученная информация не только обрабатывается в цифровом варианте, но и представляется графически.

### **Заключение**

Представлены разработки, выполненные на кафедре «Технология машиностроения». Ранее они не были опубликованы и к опубликованию не представлялись.

По каждому из содержащихся в

статье новых устройств и средств контроля точности изготовления деталей и контроля точности механических передач в сборе приведены методики расчета и выбора параметров на основе установления геометрических связей. При этом использованы результаты компьютерного моделирования, а также отдельные прочностные расчеты.

Обработка результатов исследований проводилась при помощи ЭВМ с применением либо специальных программ, либо известных компьютерных программ, которые входят в состав Office Microsoft.

Все разработки изготовлены и нашли эффективное применение в учебном процессе кафедры, а также при проведении научных исследований в рамках выполняемых НИР и подготовке кандидатских диссертаций.

### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Пашкевич, М. Ф.** Планетарные шариковые и роликовые редукторы и их испытания: монография / М. Ф. Пашкевич, В. В. Геращенко. – Минск : БелНИИНТИ, 1992. – 248 с.

*Статья сдана в редакцию 18 октября 2017 года*

**Александр Михайлович Пашкевич**, канд. техн. наук, Белорусско-Российский университет. Тел.: +375-619-08-12.

**Михаил Федорович Пашкевич**, д-р техн. наук, проф., Белорусско-Российский университет. Тел.: +375-333-02-22-94.

**Александр Валентинович Капитонов**, канд. техн. наук, доц., Белорусско-Российский университет. Тел.: +375-298-36-97-41.

**Alexandr Mikhailovich Pashkevich**, PhD (Engineering), Belarusian-Russian University. Phone: +375-619-08-12.

**Mikhail Fedorovich Pashkevich**, DSc (Engineering), Prof., Belarusian-Russian University. Phone: +375-333-02-22-94.

**Alexandr Valentinovich Kapitonov**, PhD (Engineering), Associate Prof., Belarusian-Russian University. Phone: +375-298-36-97-41.

---

УДК 621.922.3

*Н. А. Старовойтов, Е. Н. Демиденко, С. И. Красюк*

**ИССЛЕДОВАНИЕ ИЗНОСА АБРАЗИВНО-ОТРЕЗНЫХ КРУГОВ И  
ВИБРОСКОРОСТИ ИХ КОЛЕБАНИЙ ПРИ РАЗЛИЧНЫХ РЕЖИМАХ  
РЕЗАНИЯ**

---

UDC 621.922.3

*N. A. Starovoytov, E. N. Demidenko, S. I. Krasnyuk*

**INVESTIGATION OF WEAR OF ABRASIVE CUT-OFF WHEELS AND  
VIBRATION VELOCITY OF THEIR OSCILLATIONS UNDER DIFFERENT  
CUTTING CONDITIONS**

---

**Аннотация**

Приведены результаты экспериментальных исследований износа абразивно-отрезных кругов и виброскорости их колебаний при различных режимах резания. Установлено, что процесс резания недостаточно демпфирует колебания абразивно-отрезного круга, упругая гидромеханическая система станка обладает недостаточной виброустойчивостью, в результате чего его виброскорость при резании превышает допустимые пределы. Для повышения эффективности процесса резания необходимы более глубокое исследование упругой гидромеханической системы станка и разработка мероприятий по увеличению виброустойчивости.

**Ключевые слова:**

абразивно-отрезной круг, коэффициент шлифования, виброскорость.

**Abstract**

The paper presents the results of experimental studies of wear of abrasive cut-off wheels and the vibration velocity of their oscillations under different cutting modes. It is established that the cutting process does not damp oscillations of the abrasive cut-off wheel sufficiently, and the elastic hydromechanical system of the machine has insufficient vibration resistance, as a result of which its vibration velocity during cutting exceeds the permitted limits. To improve the efficiency of the cutting process, a deeper study of the elastic hydromechanical system of the machine is required, as well as the development of measures to increase vibration resistance.

**Key words:**

abrasive cutting wheel, grinding ratio, vibration velocity.

---

***Введение***

В абразивной разрезке имеющиеся работы главным образом направлены на изучение зависимости износа абразивно-отрезных кругов от режимов резания без учета влияния колебаний на их износ [1]. В [2] дана формула математической модели износа абразивно-отрезного круга, которая определяет зависимость основного критерия эффективно-

сти процесса резания, скорости износа круга, от соотношения частоты колебаний и частоты вращения, скорости подачи, амплитуды колебаний и угла поворота круга. В [3] для абразивно-отрезных кругов зернистостью в диапазоне  $(40...80) \cdot 10^{-6}$  м приведена предельно допустимая виброскорость, что позволяет правильно сделать выбор круга определенной зернистости по критерию наибольшей эффективности

процесса резания.

Исследования проводились на абразивно-отрезном станке мод. 8В242 в лаборатории СКБ ОЦ ОАО «СтанкоГомель».

При резании абразивными кругами круглых заготовок на протяжении реза длина дуги контакта круга с заготовкой меняется в широких пределах, круг работает в активном режиме самозатачивания в широком диапазоне подач и частот вращения. В связи с этим без изучения влияния режимов резания на интенсивность колебаний круга и его износ невозможно в дальнейшем правильно разработать мероприятия, направленные на улучшение динамических характеристик гидромеханической системы станка с целью повышения ее виброустойчивости.

Целью работы является исследование износа абразивно-отрезных кругов и виброскорости их колебаний при различных режимах резания.

#### **Постановка задачи, методика исследования**

Исследования проводились на абразивно-отрезном станке мод. 8В242 с качающейся шпиндельной бабкой и регулируемым главным электроприводом ЭКТ-63/380-У4 для поддержания постоянной скорости резания (рис. 1). На шпинделе были установлены шкив с числом зубьев 26 и абразивно-отрезной круг 41–400х4х32 14А 80–Н 41–43ВФ ГОСТ 21963–2002, а на валу электродвигателя – шкив с числом зубьев 41. Привод круга осуществлялся плоскозубчатым ремнем.

Для определения характера пространственного перемещения корпуса шпиндельной бабки на холостом ходу и в работе с помощью виброизмерительной многоканальной аппаратуры ВМ-1 с индуктивными датчиками МВ-27 производились замеры виброперемещения шпинделя в точках 1, 4, призм в точке 5, виброскорости шпинделя в точке 1 относительно призм в точке 5 и корпуса

качалки в точке 2. Анализатор осциллограмм построен на базе компьютерного комплекса, включающего в себя многоканальные устройства преобразования аналогового сигнала в цифровой (АЦП) с дальнейшим анализом с помощью программы «Visual Analyzer 1.3», работающей в среде Windows.

Измерения показывают, что амплитуда виброскорости заготовки, закрепленной в призмах в точке 5, в направлении подачи круга по оси  $y$  в 12...15 раз меньше по сравнению с амплитудой виброскорости шпинделя в точке 1 и синфазная с ней. Величина виброскорости заготовки в направлении, перпендикулярном направлению подачи по оси  $z$ , в 1,5...2 раза меньше виброскорости шпинделя в этом направлении и также синфазная с ней.

Толщина срезаемого слоя по оси  $z$  приблизительно в 19...21 раз меньше толщины срезаемого слоя по оси  $y$  при равенстве амплитуд виброперемещения  $a_{ky}$  и  $a_{kz}$ .

Изменение скорости резания в диапазоне  $v_k = 50...80$  м/с при наибольшей амплитуде колебаний по оси  $z$   $A_{kz} = 100 \cdot 10^{-6}$  м и частоте колебаний круга  $f_k = 126$  Гц не превышает 0,1 %. В связи с этим влиянием колебаний призм по осям  $y$  и  $z$  и шпинделя по оси  $z$  на изменение средней толщины срезаемого слоя и скорости резания можно пренебречь.

Анализ кривой 1 (рис. 2) зависимости виброскорости  $A_{vy}$  от частоты вращения круга  $n_k$  на холостом ходу показывает, что имеется резкое возрастание амплитуды виброскорости шпинделя относительно призм на частотах его вращения в диапазонах 50...60, 70...80 и 120...130 с<sup>-1</sup>. С увеличением подачи круга амплитуда виброскорости на частотах в диапазоне 70...80 Гц возрастала.

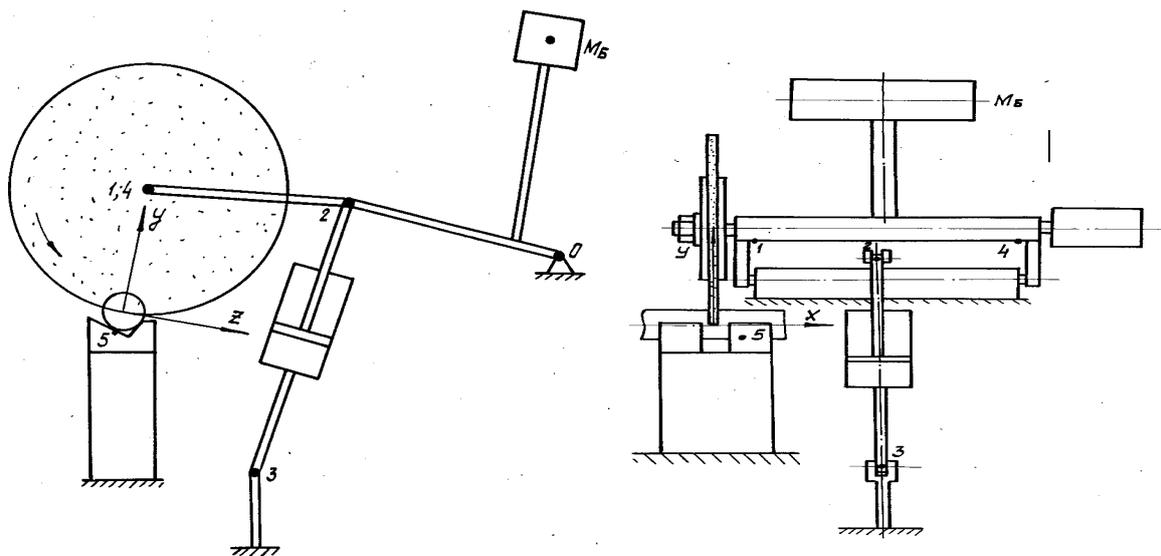


Рис. 1. Схема расположения точек измерения на абразивно-отрезном станке мод. 8В242

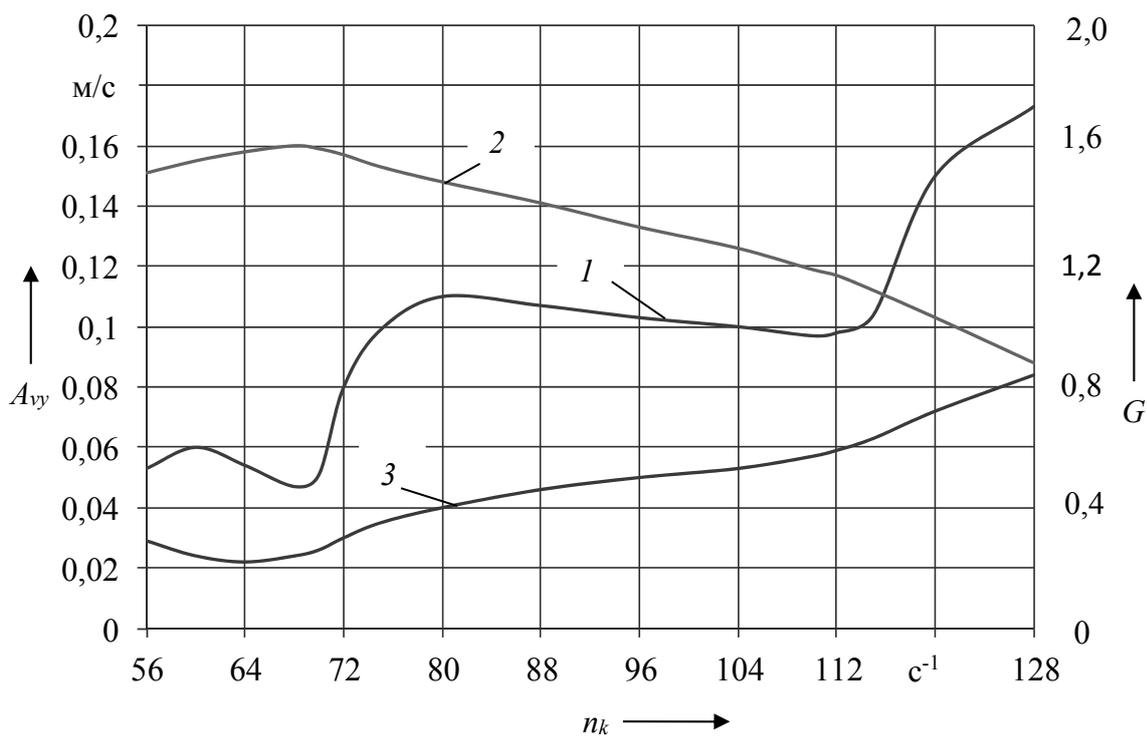


Рис. 2. Зависимость амплитуды виброскорости круга  $A_{vy}$  на холостом ходу (1), коэффициента шлифования  $G$  (2), амплитуды виброскорости круга  $A_{vy}$  (3) от частоты вращения круга  $n_k$  при разрезании полосы  $b_3 = 0,06$  м из стали 35 со скоростью подачи  $v_n = 0,0134$  м/с и скоростью резания  $v_k = 80$  м/с без охлаждения

Шпиндель имел наибольшую амплитуду виброскорости относительно корпуса качалки в диапазоне частот 60...80 с<sup>-1</sup>, а корпус качалки – в диапазоне частот 120...130 с<sup>-1</sup>.

При анализе зависимости виброскорости  $A_{vy}$  (рис. 1, кривая 3) и коэффициента шлифования  $G$  (отношение объема срезаемого металла к объему изношенного абразива, кривая 2) от частоты вращения круга  $n_k$  при постоянных скорости резания  $v_k$  и подаче  $v_n$  можно сделать выводы, что на определяющих критических частотах вращения круга  $f_k = 58$  с<sup>-1</sup> и  $f_k = 126$  с<sup>-1</sup> вынужденные колебания шпинделя соответственно меньше в 3,3 и 2 раза по сравнению с колебаниями на холостом ходу (кривая 3) за счет демпфирования силами резания, но превышают предельно допустимую виброскорость [3]. Можно также отметить, что замкнутая гидромеханическая упругая система станка обладает низкой виброустойчивостью, что значительно уменьшает коэффициент шлифования и эффективность процесса резания. Необходимо более глубокое всестороннее исследование причин такой ее низкой виброустойчивости.

При абразивной резрезке стали 35 кругами 41–400x4x32 14A 80–Н 41–43BF ГОСТ 21963–2002 со скоростью резания 80 м/с без охлаждения постоянная демпфирования процесса резания по оси  $y$  на несколько порядков ниже, например, по сравнению с постоянной демпфирования при точении, и равна  $T_{hp} = (0,3...3,0) \cdot 10^{-8}$  с. Коэффициент резания по оси  $y$  при абразивной резрезке равен  $k_{py} = (12...13) \cdot 10^{-6}$  Н/м и более чем в 3 раза превышает коэффициент резания при точении. Но несмотря на это, демпфирование силами резания при абразивной резрезке мало, а суммарная демпфирующая способность упругой системы при резании всего в 2...5 раз выше демпфирующей способности без сил резания.

Ввиду этого вынужденные колебания при абразивной резрезке слабо демпфируются силами резания по сравнению с точением, что, очевидно, связано с работой круга в режиме интенсивного самозатачивания и низкой виброустойчивостью упругой гидромеханической системы.

Анализ зависимости (рис. 3, кривая 1) виброскорости  $A_{vy}$  и коэффициента шлифования  $G$  (кривая 2) от величины подачи круга  $v_n$  при постоянных скорости резания  $v_k$  и частоте вращения  $n_k$  показывает, что с увеличением подачи круга возрастает демпфирование вынужденных колебаний силами резания, при этом амплитуда виброскорости  $A_{vy}$  уменьшается, а коэффициент шлифования  $G$  повышается. При оптимальной подаче, равной  $v_n = 0,0134$  м/с, коэффициент шлифования  $G$  достигает максимума, затем при ее увеличении уменьшается [2].

Коэффициент шлифования имеет максимальное значение при оптимальной подаче  $v_n = 0,0134$  м/с в связи с тем, что предельно-допустимая амплитуда виброскорости для данной подачи имеет максимальную величину [3].

Для увеличения коэффициента шлифования при резрезании заготовок различных диаметров кругами различной зернистости необходимо работать на оптимальных подачах круга, которые зависят от длины дуги контакта круга с заготовкой, зернистости круга и также его виброскорости [3].

Анализ зависимости (рис. 4, кривая 1) виброскорости  $A_{vy}$  и коэффициента шлифования  $G$  (кривая 2) от скорости резания  $v_k$  при постоянных скорости подачи  $v_n$  и частоте вращения круга  $n_k$  показывает, что с повышением скорости резания  $v_k$  возрастают амплитуда виброскорости круга  $A_{vy}$  и величина коэффициента шлифования  $G$ .

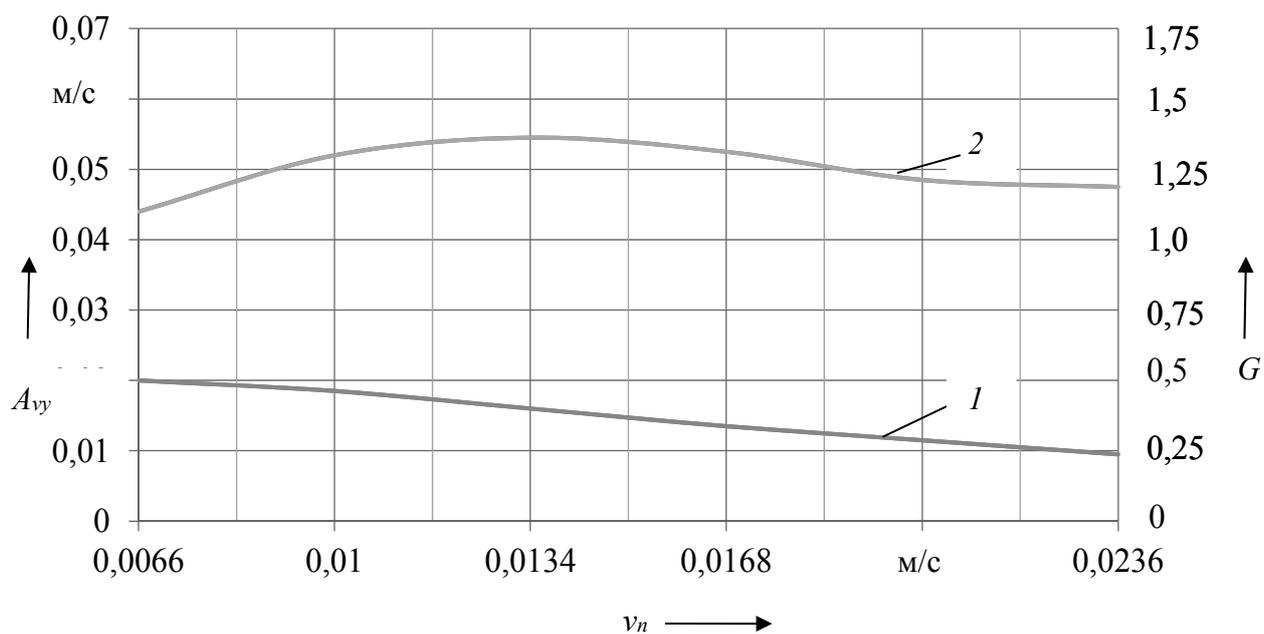


Рис. 3. Зависимость амплитуды виброскорости круга  $A_{vy}$  (1), коэффициента шлифования  $G$  (2) от подачи круга  $v_n$  при резании полосы шириной  $b_s = 0,06$  м из стали 35 со скоростью резания  $v_k = 80$  м/с без охлаждения

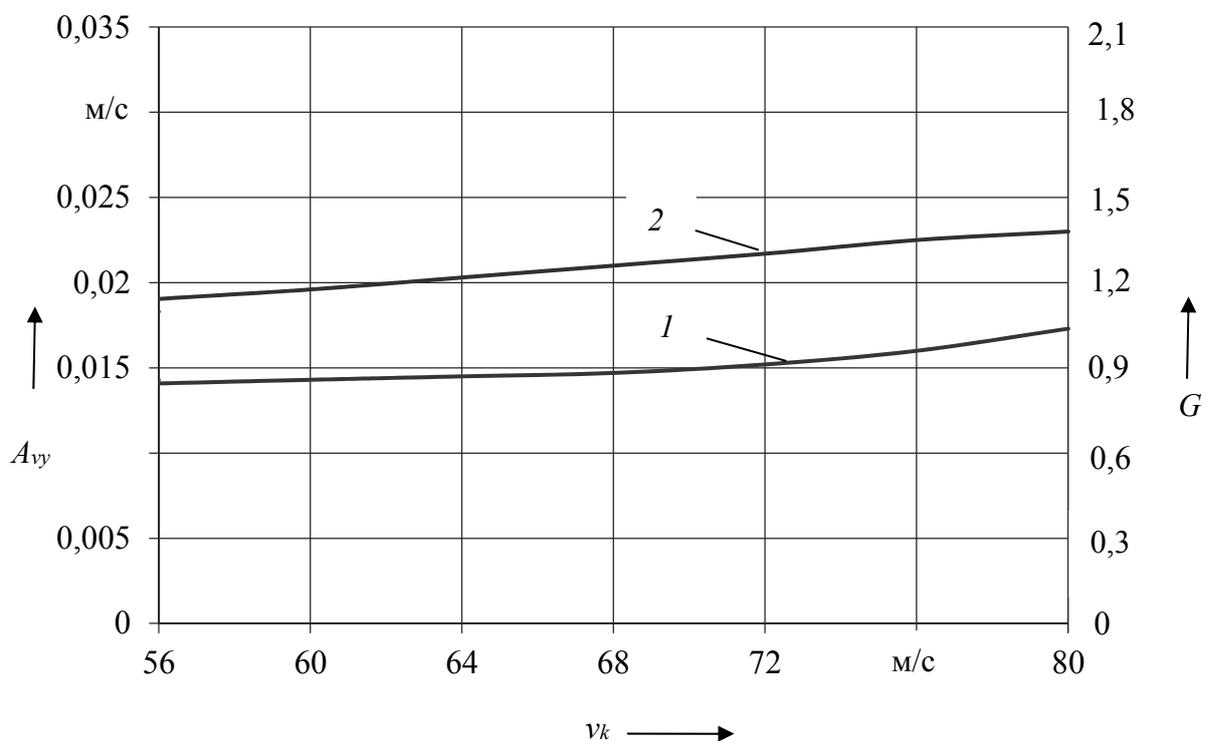


Рис. 4. Зависимость амплитуды виброскорости круга  $A_{vy}$  (1), коэффициента шлифования  $G$  (2) от скорости резания  $v_k$  при резании полосы шириной  $b_s = 0,06$  м из стали 35 со скоростью подачи  $v_n = 0,0134$  м/с, частотой вращения круга  $n_k = 64$  с<sup>-1</sup> и без охлаждения

Повышение коэффициента шлифования  $G$  с ростом скорости резания  $v_k$  происходит за счет более быстрого увеличения предельно-допустимой виброскорости по сравнению с виброскоростью круга, а также за счет увеличения оптимальной подачи круга с ростом скорости резания [3].

Таким образом, возрастание скорости резания требует повышения виброустойчивости гидромеханической системы станка, что должно привести к ещё большему увеличению коэффициента шлифования.

Анализ зависимости (рис. 5, кривая 1) виброскорости  $A_{vy}$  и коэффициента шлифования  $G$  от длины дуги контакта круга с заготовкой  $b_3$  при постоянных скорости подачи  $v_n$ , скорости резания  $v_k$  и частоте вращения круга  $n_k$  показывает, что с увеличением длины дуги контакта  $b_3$  возрастает амплитуда виброскорости круга  $A_{vy}$  и уменьшается коэффициент шлифования  $G$ .

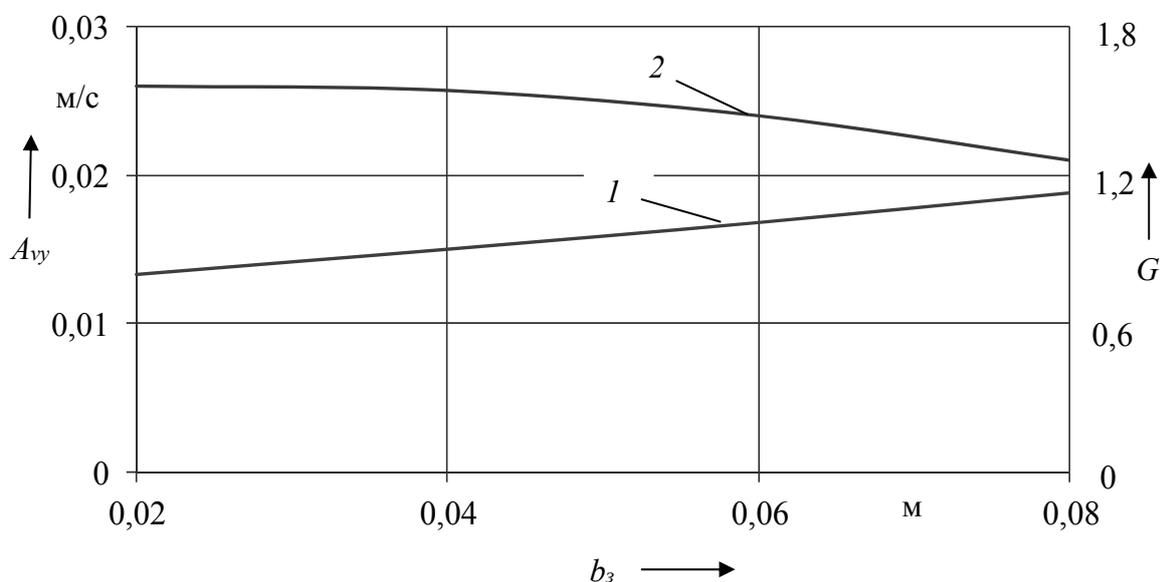


Рис. 5. Зависимость амплитуды виброскорости круга  $A_{vy}$  (1), коэффициента шлифования  $G$  (2) от ширины разрезаемой полосы  $b_3$  из стали 35 со скоростью подачи  $v_n = 0,0134$  м/с, частотой вращения круга  $n_k = 64$  с<sup>-1</sup>, скоростью резания  $v_k = 80$  м/с и без охлаждения

Уменьшение коэффициента шлифования (рис. 5, кривая 2) связано с превышением предельно-допустимой виброскорости с ростом длины дуги контакта круга с заготовкой, что приводит к более интенсивному самозатачиванию круга и снижению демпфирующих способностей процесса резания [3].

С уменьшением длины дуги контакта возрастает оптимальная подача, при которой коэффициент шлифования будет максимальным. При разрезании

круглых заготовок оптимальная подача круга выбирается для максимальной дуги контакта и всегда будет меньше для меньших длин дуги контакта при врезании круга и на выходе из заготовки, что может вызвать некоторое увеличение износа круга.

Можно предположить, что рост скорости подачи круга на входе и выходе круга из круглой заготовки может привести к снижению виброскорости круга из-за увеличения демпфирования

силами резания и некоторому уменьшению износа круга, а также к повышению производительности, что требует экспериментальной проверки.

### **Заключение**

1. Виброскоростью колебаний призм по осям  $y$  и  $z$  на износ абразивно-отрезных кругов можно пренебречь в связи с малым влиянием на изменение средней толщины срезаемой стружки.

2. Вынужденные колебания шпинделя при абразивной разрезке недостаточно демпфируются силами резания по сравнению, например, с точением, что вызвано интенсивным режимом самозаточивания, в связи с чем уменьшение интенсивности колебаний возможно в основном за счет увеличения виброустойчивости упругой гидромеханической системы станка.

3. С увеличением частоты вращения круга при постоянной скорости резания

растет его виброскорость, что приводит к увеличению износа круга и уменьшению коэффициента шлифования.

4. С увеличением подачи круга возрастает демпфирование вынужденных колебаний силами резания, снижается виброскорость круга. Коэффициент шлифования имеет максимальную величину при оптимальной подаче круга и уменьшается на других подачах, отличающихся от оптимальной.

5. С увеличением скорости резания уменьшается демпфирование вынужденных колебаний силами резания, возрастают виброскорость круга и коэффициент шлифования. Рост скорости резания требует повышения виброустойчивости упругой гидромеханической системы станка.

6. С увеличением длины дуги контакта круга с заготовкой возрастает виброскорость круга и уменьшается коэффициент шлифования.

### **СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ**

1. **Кечек, М. А.** Исследование процесса разрезания металла абразивными кругами : автореф. дис. ... канд. техн. наук / М. А. Кечек. – Ростов-на-Дону, 1966. – 17 с.
2. **Старовойтов, Н. А.** Математическое моделирование процесса износа абразивно-отрезных кругов при гармонических колебаниях / Н. А. Старовойтов // *Материалы, технологии, инструменты*. – 2015. – Т. 20, № 2. – С. 41–45.
3. **Старовойтов, Н. А.** Определение допустимого уровня виброскорости колебаний абразивно-отрезного круга / Н. А. Старовойтов / *Вестн. ГГТУ им. П. О. Сухого*. – 2016. – № 4. – С. 46–50.
4. **Кедров, С. С.** Колебания металлорежущих станков / С. С. Кедров. – Москва : Машиностроение, 1978. – 199 с.
5. **Кудинов, В. А.** Динамика станков / В. А. Кудинов. – Москва : Машиностроение, 1967. – 300 с.
6. **Мартынов, Б. П.** Исследование колебаний и волнистости обрабатываемых деталей при внутреннем шлифовании с целью повышения точности и производительности обработки / Б. П. Мартынов, Т. С. Воробьева // *Производительная обработка материалов*. – Воронеж : Воронеж. политехн. ин-т, 1973. – Вып. 1. – С. 168–181.
7. **Никулин, Б. И.** Устойчивость динамической системы шлифования / Б. И. Никулин, В. П. Рогачев // *Изв. вузов. Машиностроение*. – 1975. – № 2. – С. 143–146.
8. **Кудинов, В. А.** Динамические частотные характеристики процесса шлифования / В. А. Кудинов, В. М. Гришин // *Станки и инструменты*. – 1972. – № 1. – С. 7–9.

*Статья сдана в редакцию 21 декабря 2017 года*

**Николай Андреевич Старовойтов**, доц., Гомельский государственный технический университет им. П. О. Сухого. Тел.: 8-0293-50-45-65.

**Евгений Николаевич Демиденко**, ст. преподаватель, Гомельский государственный технический университет им. П. О. Сухого. Тел.: 8-0447-78-65-15.

**Станислав Иосифович Красюк**, ст. преподаватель, Гомельский государственный технический университет им. П. О. Сухого. Тел.: 8-0296-51-71-34.

**Nikolai Andreyevich Starovoytov**, Associate Prof., Sukhoi State Technical University of Gomel. Phone: 8-0293-50-45-65.

**Evgeny Nikolayevich Demidenko**, senior lecturer, Sukhoi State Technical University of Gomel. Phone: 8-0447-78-65-15.

**Stanislav Iosifovich Krasyyuk**, senior lecturer, Sukhoi State Technical University of Gomel. Phone: 8-0296-51-71-34.

---

УДК 629.113

*В. П. Тарасик, В. С. Савицкий, О. В. Пузанова*

## ХАРАКТЕРИСТИКИ УПРАВЛЕНИЯ АВТОМАТИЧЕСКОЙ ТРАНСМИССИЕЙ С ПЛАНЕТАРНОЙ КОРОБКОЙ ПЕРЕДАЧ

---

UDC 629.113

*V. P. Tarasik, V. S. Savitsky, O. V. Puzanova*

## CONTROL OF AUTOMATIC TRANSMISSION WITH PLANETARY GEARBOX

---

### **Аннотация**

Приведены результаты исследований переходных процессов в трансмиссии карьерного самосвала при переключении ступеней. Получены графики зависимостей принятых критериев оценки качества переходных процессов от параметров управления фрикционами. Произведено сравнение двух способов управления фрикционами – с отрицательным и нулевым перекрытием ступеней.

### **Ключевые слова:**

карьерный самосвал, гидромеханическая передача, механизм управления фрикционами, параметры механизма, критерии качества переходных процессов.

### **Abstract**

The paper presents the results of studies of transient processes in the transmission of a quarry dump truck during gear shifting. The diagrams were obtained which show the relationship between the accepted criteria to assess the quality of transient processes and the parameters to control friction clutch couplings. A comparison was made between two techniques for controlling friction clutch couplings, i.e. with negative and zero overlapping of steps.

### **Key words:**

quarry dump truck, hydromechanical transmission, control mechanism for friction clutch coupling, mechanism parameters, quality criteria for transient processes.

---

На карьерном самосвале БелАЗ-7555Н грузоподъемностью 60 т применяется гидромеханическая передача (ГМП), состоящая из гидродинамического трансформатора (ГДТ) и шестиступенчатой планетарной коробки передач (ПКП), переключение ступеней в которой осуществляется посредством многодисковых фрикционных муфт и тормозов, снабжённых гидроприводом управления.

Кинематическая схема планетарной коробки передач (ПКП) (рис. 1) имеет три степени свободы. В состав ПКП входят двухступенчатый делитель и базовая трехступенчатая коробка передач,

позволяющие получить шесть передач переднего хода. В данной ГМП использован гидротрансформатор ЛГ-470ПП. На самосвале установлен двигатель CUMMINS модели КТТА 19-С максимальной мощностью 522 кВт при номинальной частоте вращения коленчатого вала 2100 об/мин. В качестве системы управления проектируемой ГМП применена мехатронная система автоматического управления (МСАУ), разработанная ранее и используемая на карьерных самосвалах БелАЗ с серийной ГМП. Описание этой МСАУ изложено в [2].

Определение параметров характеристик управления фрикционами пред-

ложено произвести на основе математического моделирования переходных процессов в трансмиссии. Для получе-

ния математической модели составлена динамическая модель трансмиссии, представленная на рис. 2.

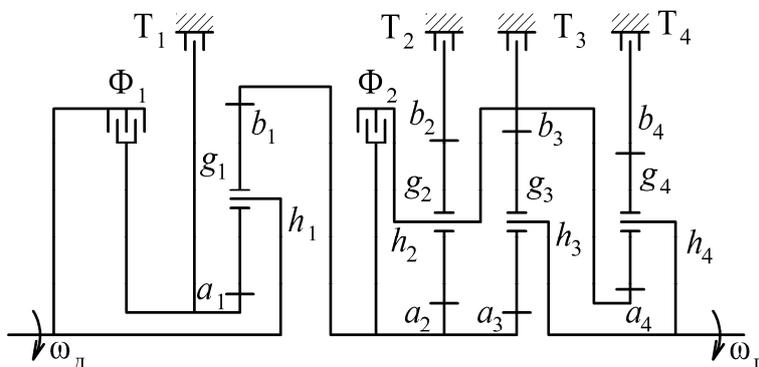


Рис. 1. Кинематическая схема ПКП

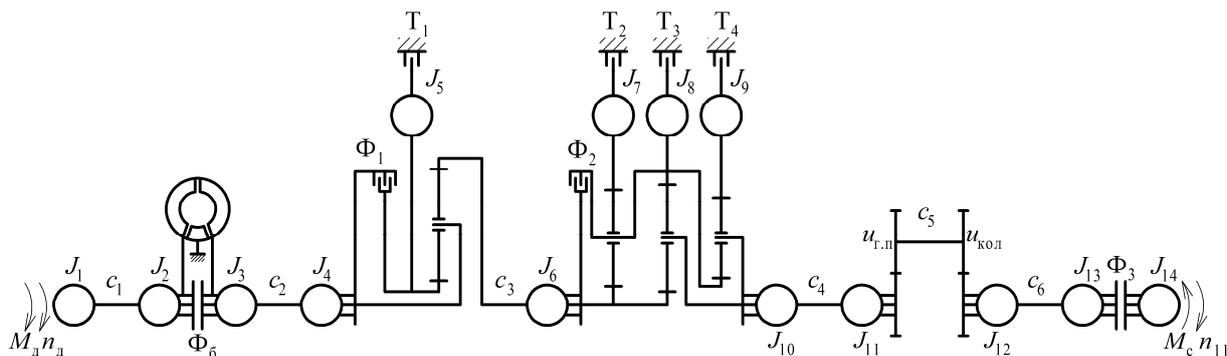


Рис. 2. Динамическая модель трансмиссии самосвала

Моменты инерции сосредоточенных масс в динамической модели обозначены  $J_i$ . Взаимодействие инерционных элементов осуществляется посредством упругих, диссипативных, трансформаторных и фрикционных элементов.

При разработке динамической модели выделено 14 инерционных элементов и определены их параметры – моменты инерции. Они отображают инерционные свойства следующих элементов:

- $J_1$  – момент инерции двигателя;
- $J_2$  – момент инерции насосного колеса гидротрансформатора (ГДТ);
- $J_3$  – момент инерции турбины ГДТ;
- $J_4 \dots J_{10}$  – моменты инерции зве-

ньев ПКП;

$J_{11}$  – момент инерции главной передачи и дифференциала;

$J_{12}$  – момент инерции колесной передачи;

$J_{13}$  – момент инерции ведущих колес;

$J_{14}$  – момент инерции, учитывающий инерционные свойства поступательно движущейся массы автомобиля, а также момент инерции ведомых колес.

Параметром упругого элемента является коэффициент жесткости. В динамической модели обозначены коэффициенты жесткостей  $c_j$  следующих элементов:

$c_1$  – коэффициент жесткости карданной передачи между двигателем и ГМП;

$c_2$  – коэффициент жесткости турбинного вала ГМП;

$c_3$  – коэффициент жесткости входного вала базовой коробки передач;

$c_4$  – коэффициент жесткости выходного вала ГМП и карданной передачи между ГМП и главной передачей;

$c_5$  – коэффициент жесткости полуосей;

$c_6$  – коэффициент жесткости шин ведущих колес.

Параметром диссипативного элемента является коэффициент сопротивления (демпфирования)  $\mu_j$ . Значение  $\mu_j$  определяется на основе априорной информации об относительных коэффициентах затухания колебаний  $\gamma_j$ . Поскольку диссипативные элементы в механической системе всегда сопутствуют упругим элементам, то обозначения индексов

и наименования параметров  $\gamma_j$  и  $\mu_j$  аналогичны таковым для  $c_j$ .

Для сосредоточенных масс  $J_4 \dots J_{10}$  были определены соответствующие им моменты инерции по следующей формуле:

$$J_k = \sum_{i=1}^m J_i, \quad (1)$$

где  $J_k$  – момент инерции  $k$ -го инерционного элемента,  $\text{кг}\cdot\text{м}^2$ ;  $J_i$  – момент инерции детали, входящей в  $k$ -й инерционный элемент,  $\text{кг}\cdot\text{м}^2$ ;  $m$  – число деталей, входящих в  $k$ -й инерционный элемент.

Параметры инерционных, упругих и диссипативных элементов динамической модели гидромеханической трансмиссии приведены в табл. 1 и 2.

Табл. 1. Параметры инерционных элементов динамической модели

Параметр	Значение, $\text{кг}\cdot\text{м}^2$	Параметр	Значение, $\text{кг}\cdot\text{м}^2$
$J_1$	3,34	$J_8$	2,451
$J_2$	3,055	$J_9$	1,020
$J_3$	0,381	$J_{10}$	1,765
$J_4$	2,236	$J_{11}$	1,073
$J_5$	0,717	$J_{12}$	136,953
$J_6$	2,527	$J_{13}$	2403,61
$J_7$	0,428	$J_{14}$	41912/97131*
<i>Примечание</i> – * – в числителе – для снаряженного автомобиля; в знаменателе – для автомобиля с полной нагрузкой			

Табл. 2. Параметры упругих и диссипативных элементов динамической модели

Параметры модели			
Коэффициент жесткости, Н·м/рад		Коэффициент демпфирования, Н·м·с/рад	
Параметр	Значение	Параметр	Значение
$c_1$	51981,21	$\mu_1$	86,3979
$c_2$	319423	$\mu_2$	58,9559
$c_3$	566229	$\mu_3$	418,1362
$c_4$	261067,6	$\mu_4$	86,79
$c_5$	396380,9	$\mu_5$	417,9487
$c_6$	6520000	$\mu_6$	29861

Построение математической модели трансмиссии осуществлено структурно-матричным методом [3]. В общем

виде уравнения математической модели, согласно этому методу, имеют следующий вид:

$$\left. \begin{aligned} \frac{d\omega_i}{dt} &= \frac{\sum_{l=1}^L I_{vil} M_{vil} + \sum_{j=1}^N I_{yij} M_{yij} T_{yij} + \sum_{k=1}^K I_{dik} M_{dik} T_{dik} + \sum_{q=1}^Q I_{fiq} M_{fiq} (1-L_q) \operatorname{sign} \left( \sum_{i=1}^n -I_{fiq} \omega_i \right)}{J_i (1-L_q) + \sum_{i=1}^n |I_{fiq}| J_i L_q}; \\ \frac{dM_{yj}}{dt} &= -c_j \sum_{i=1}^n I_{yij} \omega_i S_{yij}; \quad j = \overline{1, N}; \quad i = \overline{1, n}; \end{aligned} \right\} (2)$$

$$M_{dk} = -\mu_k \sum_{i=1}^n I_{dik} \omega_i S_{dik}; \quad k = \overline{1, K}, \quad (3)$$

где  $\omega_i$  – угловая скорость  $i$ -й массы;  $J_i$  – момент инерции  $i$ -й массы;  $M_{vil}$  – момент  $l$ -го внешнего воздействия на  $i$ -ю массу;  $M_{yij}$  – момент  $j$ -го упругого элемента, действующий на  $i$ -ю массу;  $M_{dik}$  – момент  $k$ -го диссипативного элемента, действующий на  $i$ -ю массу;  $T_{yij}$  – параметр, характеризующий преобразование момента  $j$ -го упругого элемента трансформаторным элементом, расположенным между данным упругим элементом и  $i$ -й массой;  $S_{yij}$  – кинематический параметр того же трансформаторного элемента;  $c_j$  – коэффициент жесткости

$j$ -го упругого элемента;  $M_{fiq}$  – момент  $q$ -го фрикциона, связанного с  $i$ -й массой;  $L_q$  – дискретная функция состояния  $q$ -го фрикциона;  $\mu_k$  – коэффициент демпфирования  $k$ -го диссипативного элемента;  $n$  – количество сосредоточенных масс;  $L$  – количество внешних воздействий;  $N$  – количество упругих элементов;  $K$  – количество диссипативных элементов;  $Q$  – количество фрикционов;  $I_{vil}$ ,  $I_{yij}$ ,  $I_{dik}$ ,  $I_{fiq}$  – инциденторы – дискретные функции, имеющие значения 0, -1, +1.

При воздействии  $l$ -го внешнего момента  $M_{vil}$  на  $i$ -ю массу  $I_{vil} = \pm 1$  (знак «плюс», если направления векто-

ров  $M_{bil}$  и  $\omega_i$  совпадают, а знак «минус», если противоположны), а при отсутствии воздействия  $I_{bil} = 0$ . Инциденты  $I_{yij}$ ,  $I_{dik}$  и  $I_{fiq}$  аналогично описывают связи соответственно упругих и диссипативных элементов и фрикционных с массами: если элемент на выходе массы, то знак «минус», а если на входе, то знак «плюс».

В динамических моделях механических систем каждый упругий элемент сопровождается параллельным диссипативным элементом, поэтому  $k = j$ ;  $I_{dik} = I_{yij}$ ;  $T_{dik} = T_{yij}$ ;  $S_{dik} = S_{yij}$ .

В динамической модели учтено шесть упругих элементов: параметр  $c_1$  отображает упругие свойства карданной передачи между двигателем и ГМП; параметр  $c_2$  – турбинного вала ГДТ;  $c_3$  – коробки передач;  $c_4$  – карданной передачи между ГМП и главной передачей;  $c_5$  – полуосей;  $c_6$  – шин ведущих колес.

Функция состояния  $q$ -го фрикциона определяется по формуле

$$L_q = \begin{cases} 1 & \text{при } \left| \sum_{i=1}^n I_{fiq} \omega_i \right| \leq \Delta \omega_q; \\ 0 & \text{при } \left| \sum_{i=1}^n I_{fiq} \omega_i \right| > \Delta \omega_q, \end{cases} \quad (4)$$

где  $\Delta \omega_q$  – допустимая относительная скорость скольжения дисков  $q$ -го фрикциона, при которой можно считать его замкнутым.

В режиме скольжения фрикционных дисков (буксование фрикциона)  $L_q = 0$ , поэтому на  $i$ -ю массу будет действовать момент трения  $q$ -го фрикциона  $M_{fiq}$ , а в знаменателе первого дифференциального уравнения системы (1) второе слагаемое знаменателя окажется равным нулю. В замкнутом состоянии фрикциона  $L_q = 1$ , поэтому мо-

мент  $q$ -го фрикциона не действует на  $i$ -ю массу. При этом в первом уравнении системы (2) первое слагаемое знаменателя равно нулю, а массы, расположенные на входе и выходе данного фрикциона, объединяются.

При разомкнутом фрикционе блокировки гидротрансформатора  $\Phi_{бл}$  на связанные с ним массы вместо момента трения этого фрикциона действуют моменты насосного  $M_H$  и турбинного  $M_T$  колес, а при буксующем фрикционе их значения складываются с моментом трения фрикциона блокировки  $M_{ф.бл}$ .

Таким образом, система дифференциальных уравнений (2) в приведенном виде представляет собой универсальный алгоритм математического описания физических свойств ступенчатой трансмиссии любой самоходной машины, передачи в которой переключаются фрикционными элементами.

Выполнялось моделирование движения самосвала в условиях полигона ОАО «Белорусский автомобильный завод». Использование в качестве модели маршрутов движения на полигоне обеспечивает возможность последующего сравнения расчетных и экспериментальных значений параметров оценки переходных процессов.

При моделировании принимались два испытательных маршрута движения:

– трогание с места и разгон самосвала на горизонтальном участке длиной 380 м;

– трогание с места и движение на подъем на участке длиной 180 м при угле  $h = 0,08$ .

Имитировалось движение самосвала с полной нагрузкой, полная его масса принята  $m_a = 104000$  кг.

Самосвал трогался с места на первой ступени ПКП. При этом предполагалось, что фрикцион делителя  $\Phi_1$  включен предварительно на нейтрали, а трогание осуществляется включением фрикциона  $T_3$ . Педаль акселератора при

трогании с места фиксировалась в положении  $\gamma_a = 20\%$ , что соответствует начальной частоте вращения вала двигателя (частоте холостого хода)  $n_{\text{хх}} = 908,3$  об/мин. Это положение  $\gamma_a$  удерживалось постоянным в течение 1,5 с для того, чтобы обеспечить полное завершение процесса буксования фрикциона Тз. Затем в течение 1 с положение педали акселератора увеличивалось по линейной характеристике до значения  $\gamma_a = 100\%$ , после чего продолжалось движение самосвала до момента переключения на следующую передачу.

Переключение передач осуществлялось при трех вариантах взаимодействия с системой управления двигателем:

- без воздействий на программу управления двигателем при  $\gamma_a = 100\%$ ;
- с уменьшением вращающего момента двигателя на 20 %;
- с уменьшением настройки скоростного режима двигателя на величину, определяемую снижением координаты  $\gamma_a$  на 16 %.

Первый вариант управления в дальнейшем будем называть «без управления двигателем»; второй – «управление моментом двигателя»; третий – «управление скоростным режимом».

Моменты формирования команд на автоматическое переключение передач определялись в соответствии с алгоритмом мехатронной системы управления. Блокирование гидротрансформатора на второй передаче производилось по программе алгоритма, а на остальных передачах выполнялось сразу же непосредственно после включения очередной передачи. На горизонтальном участке полигона самосвал успевал осуществлять переключения с 1-й по 6-ю передачу с блокировкой гидротрансформатора на 2–6 передачах, а на подъеме – с 1-й по 3-ю передачу с блокированием ГДТ на 2 и 3 передачах.

Управление фрикционами при переключении передач выполнялось в

двух вариантах:

- с отрицательным перекрытием характеристик давления выключаемого и включаемого фрикционов;
- с нулевым перекрытием характеристик.

Время отрицательного перекрытия принималось равным 0,07 с. Выключение фрикциона блокировки гидротрансформатора при переключениях передач во всех опытах осуществлялось одновременно с выключением фрикциона предыдущей передачи.

На рис. 3–6 показаны графики, иллюстрирующие протекание основных параметров, характеризующих процесс функционирования механизмов трансмиссии и режимов их работы, в том числе режима работы двигателя, фрикционов коробки передач и режимов движения самосвала в условиях модельных маршрутов. Приведенные графики соответствуют троганию самосвала с места на уклоне  $h = 0,08$  и последующему разгону.

На рис. 3, а представлены графики, отражающие изменение вращающих моментов двигателя  $M_d$ , насосного колеса  $M_n$  и турбины  $M_T$  гидротрансформатора, а на рис. 3, б – изменение частоты вращения вала двигателя  $n_d$  и турбины гидротрансформатора  $n_T$  при управлении фрикционами с отрицательным перекрытием. На рис. 4, а, б приведены такие же графики, полученные при управлении фрикционами с нулевым перекрытием.

Момент времени  $t = 0,4$  с соответствует началу подъема давления в гидроцилиндре фрикциона Тз включения первой ступени. В процессе включения фрикциона частота вращения турбины  $n_T$  быстро падает до стопового режима.

Отрицательное значение  $n_T$  обусловлено упругими свойствами вала турбины, а также тем, что при моделировании не имитировалось торможение самосвала, в результате он откатывался

назад. В момент времени  $t = 1,5$  с осуществлялось увеличение нажатия на педаль акселератора, и вращающие момен-

ты двигателя  $M_D$ , насосного колеса  $M_H$  и турбины  $M_T$  гидротрансформатора быстро возрастали.

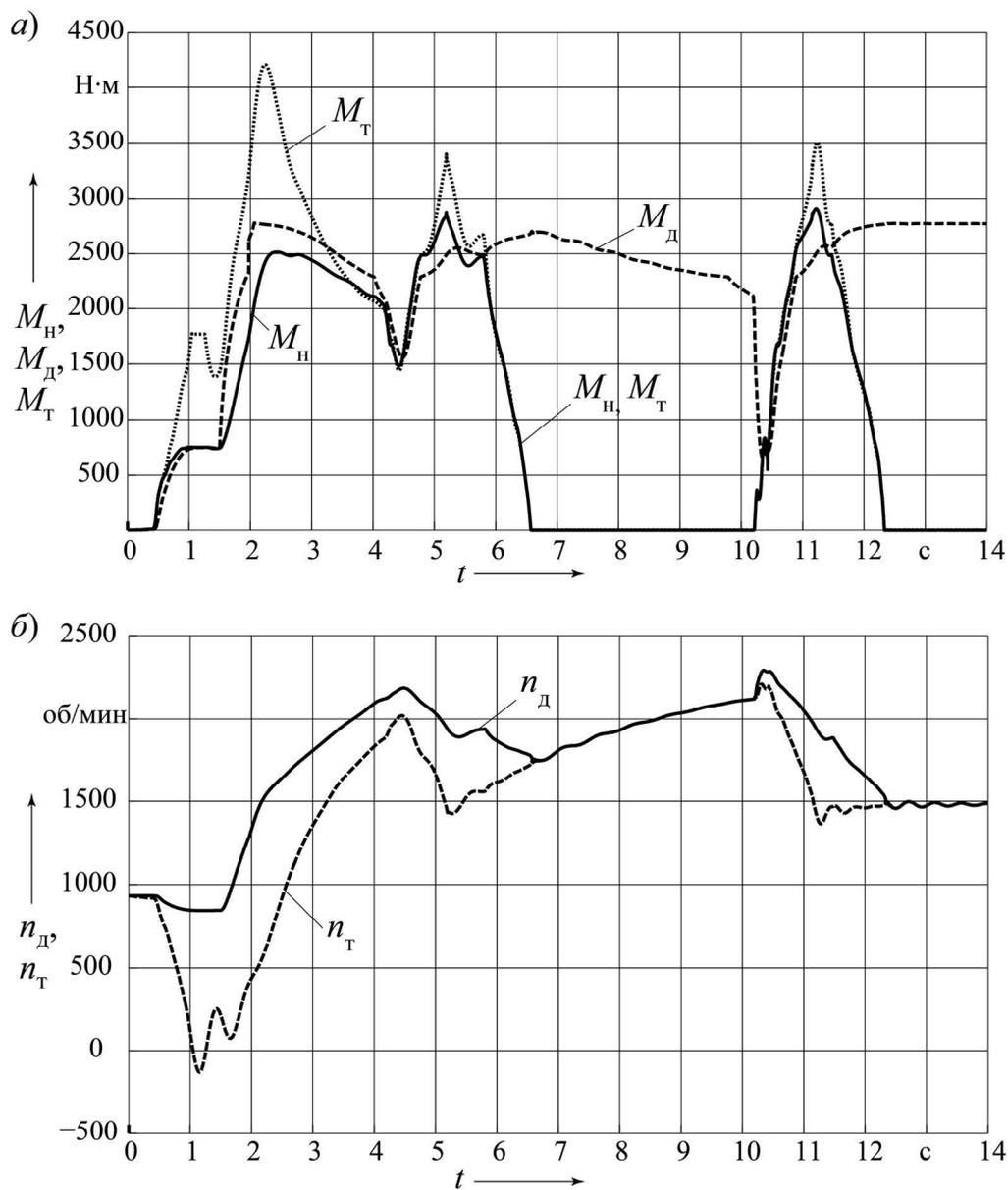


Рис. 3. Графики изменения моментов двигателя и ГДТ (а) и частоты вращения их валов (б)

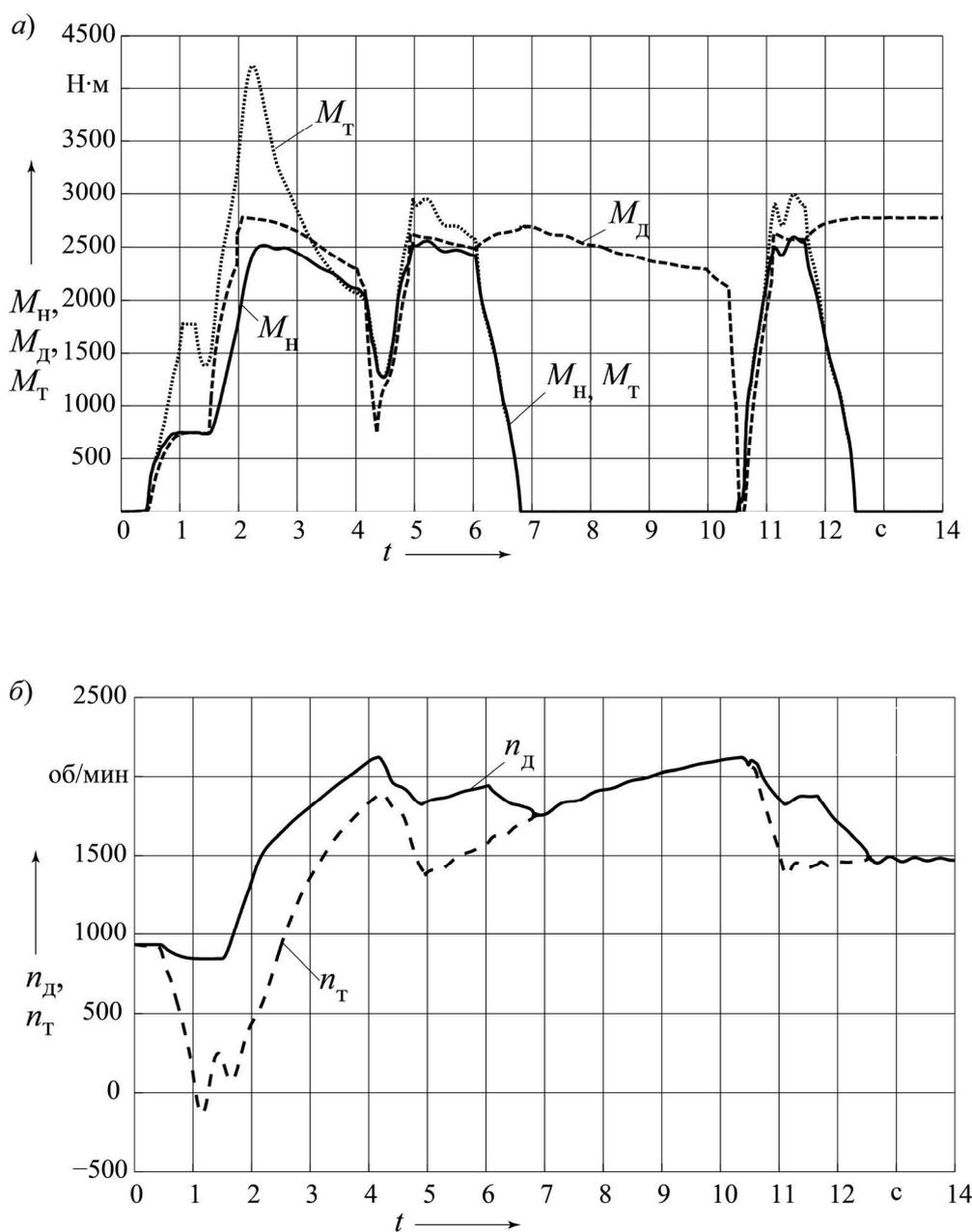


Рис. 4. Графики изменения моментов двигателя и ГДТ (а) и частоты вращения их валов (б)

Процесс трогания самосвала с места во всех опытах выполнялся по одному и тому же алгоритму, поэтому начальное протекание процессов на всех графиках на интервале времени  $t=0...4$  с абсолютно одинаковое. В момент времени  $t=4,4$  с происходит переключение передач  $1 \rightarrow 2$ , а при  $t=6,6$  с блокируется гидротрансформа-

тор, при этом  $n_T = n_D$ ,  $M_H = M_T = 0$ , т. е. воздействие  $M_H$  и  $M_T$  на движение масс трансмиссии исключается, а вместо них подключается момент двигателя  $M_D$ .

Сравнивая графики, представленные на рис. 3 и 4, можно видеть, что в случае отрицательного перекрытия при управлении фрикционными вращающийся

момент на турбине в переходном процессе получается выше, чем при нулевом перекрытии, следовательно, и нагрузка в трансмиссии будет выше.

Рассмотрим графики, приведенные на рис. 5 и 6, на которых отображено изменение моментов в упругих элементах трансмиссии:

- момент на карданном валу между двигателем и ГМП  $M_{y1}$ ;
- момент на валу турбины гидротрансформатора  $M_{y2}$ ;
- момент на валу ПКП (между де-

лителем и БКП)  $M_{y3}$ ;

– момент на карданном валу между ГМП и главной передачей  $M_{y4}$ .

Графики на рис. 5 соответствуют управлению фрикционными с отрицательным перекрытием, а на рис. 6 – с нулевым. Сравнение этих графиков показывает, что в первом случае (см. рис. 5) вращающие моменты на турбине  $M_{y2}$  и на карданном валу  $M_{y4}$  значительно выше, чем во втором (см. рис. 6).

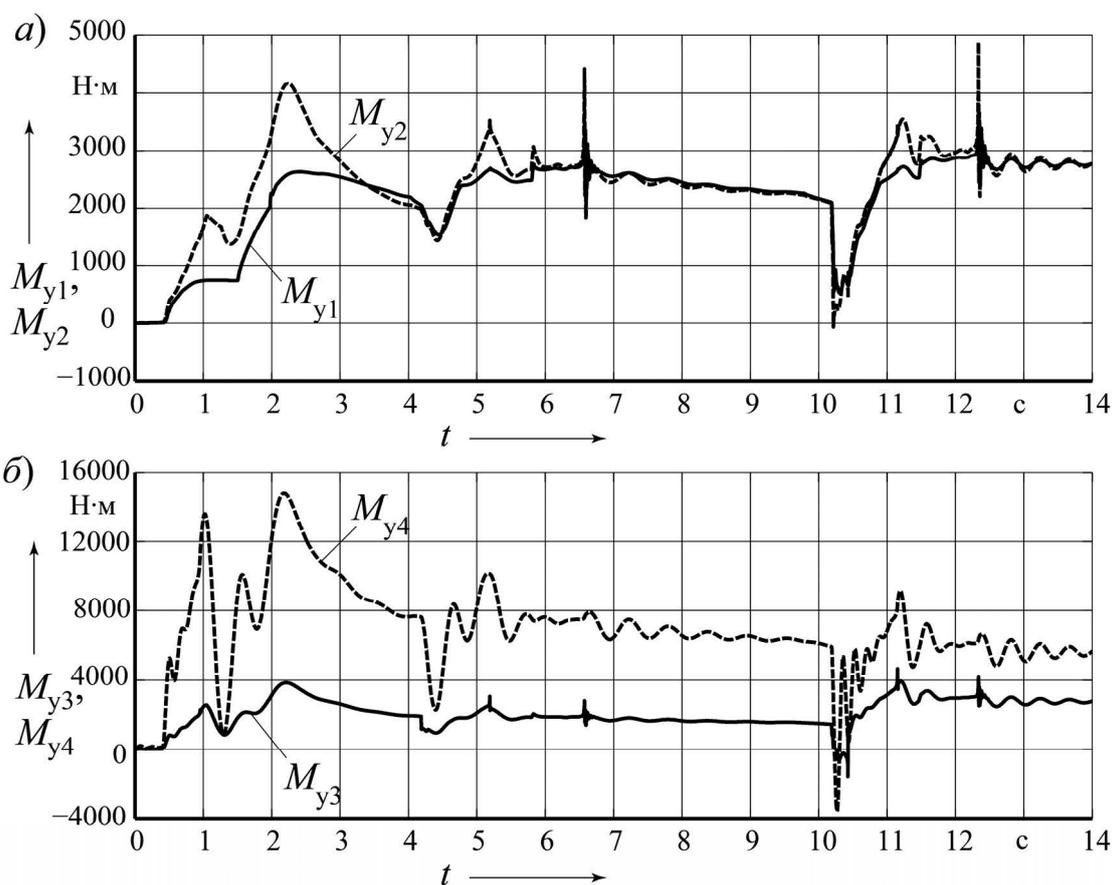


Рис. 5. Графики изменения моментов на валах трансмиссии при управлении фрикционными с отрицательным перекрытием

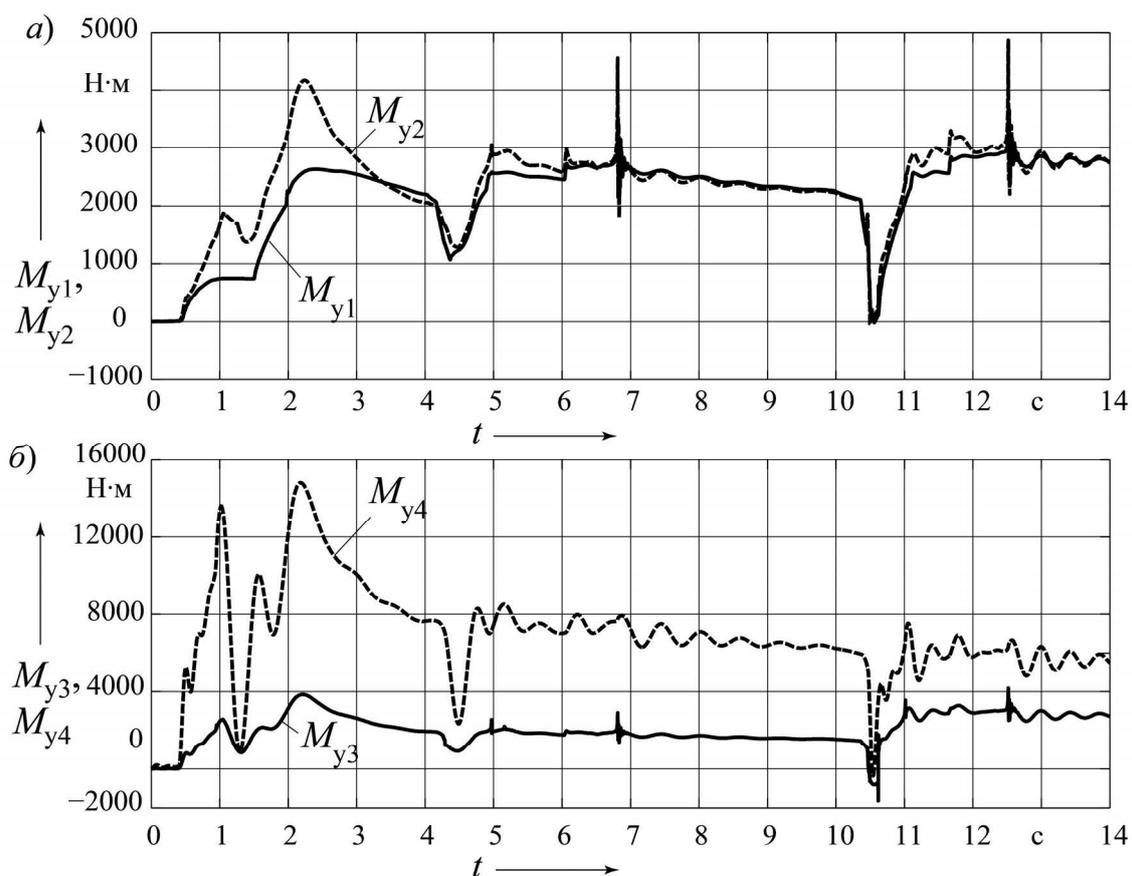


Рис. 6. Графики изменения моментов на валах трансмиссии при управлении фрикционными с нулевым перекрытием

Переключение  $2 \rightarrow 3$  осуществляется одновременным управлением четырьмя фрикционными: фрикционы  $T_1$  и  $T_3$  выключаются, а вместо них включаются фрикционы  $\Phi_1$  и  $T_2$  (соответствует моменту времени  $t_{2 \rightarrow 3} = 10,2$  с на рис. 5 и  $t_{2 \rightarrow 3} = 10,6$  с на рис. 6). Видно, что одновременное переключение четырех фрикционов приводит к разрыву потока мощности, о чем свидетельствует падение моментов в упругих элементах трансмиссии практически до нуля. Такой характер изменения моментов в варианте на рис. 5 возникает в связи с отрицательным перекрытием управления фрикционными, когда снимается нагрузка с двигателя и его момент падает до нуля (см. рис. 3, б), а для варианта на рис. 6 он обусловлен появле-

нием циркуляции мощности.

При блокировании гидротрансформатора наблюдаются значительные всплески моментов на валу турбины  $M_{y2}$  (см. рис. 5, а и 6, а). На выходной карданный вал они не проходят (момент  $M_{y4}$ ), т. к. поглощаются инерционными элементами ПКП, увеличивая их кинетическую энергию. На валу ПКП всплески моментов  $M_{y3}$  незначительны, что объясняется той же причиной, что и для  $M_{y4}$ .

Согласно полученным результатам проведенных исследований величина перекрытия характеристик управления фрикционными заметно влияет на значение коэффициента динамичности и показатели теплонапряженности фрикци-

онных дисков. При нулевом перекрытии значения коэффициента динамичности и удельной работы трения существенно уменьшаются по сравнению с отрицательным перекрытием. На снижение ра-

боты буксования фрикционов наибольшее влияние оказывает характер управления двигателем в процессе переключения передач.

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Тарасик, В. П.** Выбор кинематической схемы планетарной коробки передач карьерного самосвала / В. П. Тарасик, В. С. Савицкий // Вестн. Белорус.-Рос. ун-та. – 2013. – № 3 (40). – С. 57–66.
2. Мехатронная система автоматического управления гидромеханической передачей мобильных машин / В. П. Тарасик, Н. Н. Горбатенко, Р. В. Плякин, В. С. Савицкий // Вестн. Белорус.-Рос. ун-та. – 2015. – № 2 (47). – С. 68–80.
3. **Тарасик, В. П.** Математическое моделирование технических систем : учебник для вузов / В. П. Тарасик. – Минск : Дизайн ПРО, 2004. – 640 с.

*Статья сдана в редакцию 2 декабря 2017 года*

**Владимир Петрович Тарасик**, д-р техн. наук, проф., Белорусско-Российский университет.  
E-mail: avtobru@gmail.com.

**Виктор Сергеевич Савицкий**, ассистент, Белорусско-Российский университет.  
E-mail: avtobru@gmail.com.

**Ольга Владимировна Пузанова**, доц., Белорусско-Российский университет.

**Vladimir Petrovich Tarasik**, DSc (Engineering), Prof., Belarusian-Russian University.  
E-mail: avtobru@gmail.com.

**Viktor Sergeevich Savitsky**, assistant lecturer, Belarusian-Russian University. E-mail: avtobru@gmail.com.

**Olga Vladimirovna Puzanova**, PhD (Engineering), Associate Prof., Belarusian-Russian University.

---

УДК 621.791.763.26

*С. М. Фурманов, А. Ю. Поляков, Д. Н. Юманов, А. Н. Кухарев*

## О ФАЗОВОМ РЕГУЛИРОВАНИИ МОЩНОСТИ ТЕПЛОВЛОЖЕНИЯ В МЕЖЭЛЕКТРОДНУЮ ЗОНУ ПРИ КОНТАКТНОЙ СВАРКЕ

---

UDC 621.791.763.26

*S. M. Furmanov, A. Y. Polyakov, D. N. Yumanov, A. N. Kukharev*

## ON PHASE CONTROL OF HEAT INPUT IN THE INTERELECTRODE SPACE DURING RESISTANCE WELDING

---

### Аннотация

Разработан математический аппарат, позволяющий с помощью высокопроизводительных вычислительных средств осуществлять фазовое регулирование действующего значения мощности тепловложения в межэлектродную зону при контактной сварке путем изменения длительности открытого состояния одного из включенных встречно-параллельно тиристоров в течение полупериода сетевого напряжения. Предложена методика расчета коэффициента регулирования мощности тепловложения на сварочном участке «электрод-электрод» в последующем периоде сетевого напряжения на основании расчета действующих значений вторичного тока и напряжения на электродах, активного сопротивления участка «электрод-электрод» и коэффициента мощности  $\cos\varphi$  контактной сварочной машины в течение предыдущего периода.

### Ключевые слова:

контактная точечная и рельефная сварка, фазовое управление действующим значением мощности тепловложения, коэффициент регулирования мощности тепловложения, параметры машины для контактной сварки, коэффициент мощности.

### Abstract

A mathematical tool was developed that allows the use of high-performance computing to perform phase control of the effective value of heat input in the interelectrode space in resistance welding process by means of changing the duration of the conducting state of one of inverse-parallel connected thyristors during one half-cycle of the mains voltage. A procedure is proposed for calculating the heat input control coefficient in the interelectrode space in the subsequent cycle of the mains voltage based on the calculation of effective values of the secondary current and the electrode voltage, the ohmic resistance in the interelectrode space, and the power factor  $\cos\varphi$  of the resistance welding machine during the previous cycle.

### Key words:

resistance spot and projection welding, phase control of effective value of heat input, heat input control coefficient, resistance welding machine parameters, power factor.

---

В большинстве случаев системы автоматического управления процессом контактной точечной и рельефной сварки являются стабилизирующими, при этом стабилизируемым параметром выступает действующее значение сварочного тока. Однако практический интерес имеют регистрация и измерение мощности, выделяющейся в свариваемом соединении. Для измерения этого

параметра недостаточно только информации о сварочном токе, необходимо знать, каково значение сопротивления участка «электрод-электрод» и каково падение напряжения на этом участке. Мощность тепловложения в свариваемые детали достаточно полно характеризует протекание процесса сварки и позволяет прогнозировать качество выполняемого соединения.

При активном контроле процесс контактной рельефной сварки прекращается по достижении определенным параметром изначально заданного значения. Таким параметром может быть, например, количество вложенной энергии в зону сварки [1] или достигнутое перемещение подвижного электрода.

В корректирующих системах процесс управления осуществляется таким образом, чтобы изменение во времени контролируемого параметра соответствовало некоторой «идеальной» кривой, которую снимают в эталонных условиях сварки. При этом наиболее эффективными будут те системы, которые адаптируются к различным ситуациям и способны изменять параметры закона управления в ходе процесса [2].

В качестве такой корректирующей системы авторами предложена система автоматического регулирования мощности тепловложения в межэлектродную зону при контактной точечной и рельефной сварке (рис. 1). Измеренная с помощью блока вычислений БВ, датчика тока ДТ и датчика напряжения ДН

мощность  $P_{ЭЭ,ИЗМ}$  сравнивается с заданной  $P'_{ЭЭ,ЗАД}$ , по результатам сравнения производится коррекция воздействия на тиристорный контактор КТ через фазосдвигающее устройство ФСУ. Датчик перемещения подвижного электрода ДП служит для измерения деформации рельефа при рельефной сварке или для определения величины внедрения электродов в детали при точечной сварке, что является необходимым для определения момента выключения сварочного тока. Датчик ДП с помощью преобразователя сигнала перемещения ПСП воздействует на заданное значение мощности тепловложения  $P_{ЭЭ,ЗАД}$  через коэффициент  $K_{ДП}$  датчика перемещения. Значение угла управления тиристорами  $\alpha$  корректируется в каждом периоде сетевого напряжения с учетом заданной циклограммы мощности  $P_{ЭЭ}$  и энергии  $Q_{ЭЭ}$  тепловложения. Значение энергии тепловложения  $Q_{ЭЭ,ИЗМ}$  определяется также с помощью блока вычислений БВ.

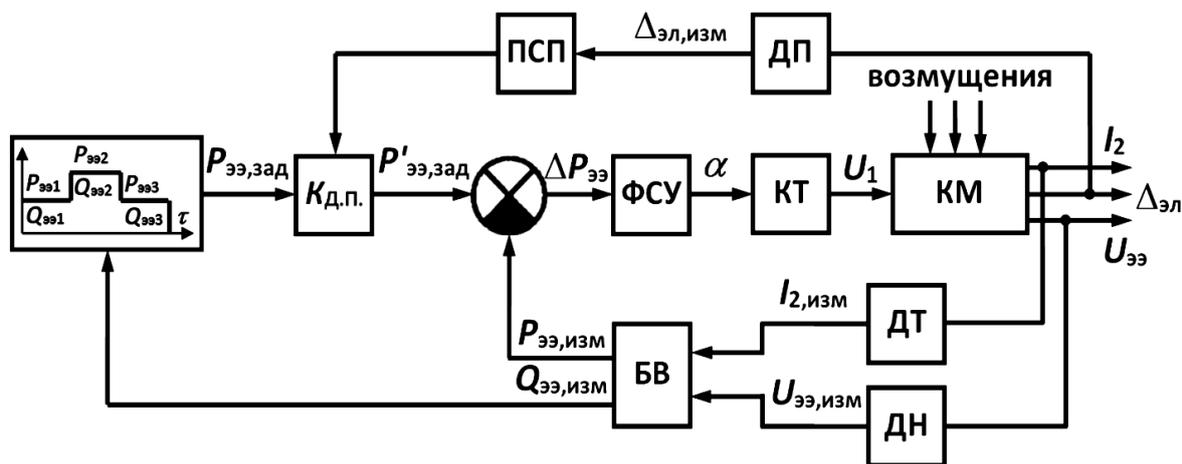


Рис. 1. Система автоматического регулирования мощности тепловложения в межэлектродную зону при контактной сварке

Фазовое регулирование переменного напряжения при контактной сварке базируется на управлении действующим значением переменного напряже-

ния на нагрузке путем изменения длительности открытого состояния одного из включенных встречно-параллельно тиристоров в течение полупериода

частоты сети (рис. 2, а).

Для вычисления тепловыделения на сварочном участке «электрод-электрод» необходимо иметь информацию о действующем значении вторичного тока  $I_2$  и сопротивлении  $R_{ЭЭ}$  участка «электрод-электрод». Полное сопротивление  $Z_2$  контактной машины, являющееся суммой активного и индуктивного

сопротивлений вторичного контура  $R_2$  и  $X_2$  и приведенных к вторичному витку активного и индуктивного сопротивлений первичной обмотки  $R'_1$  и  $X'_1$ , определяет ток  $i_2$  во вторичном контуре в соответствии с известной схемой замещения сварочного трансформатора (рис. 2, б) [2, 3].

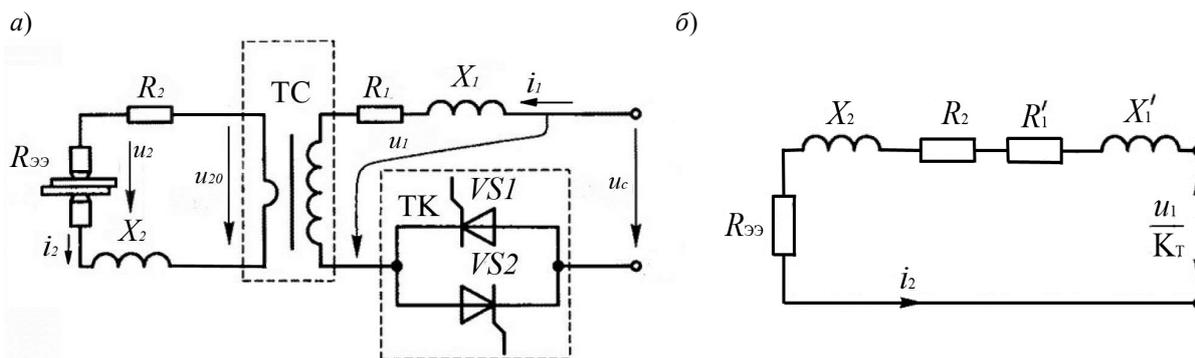


Рис. 2. Электрическая схема контактной сварочной машины (а) и схема её замещения (б)

Фазовое управление действующим значением мощности тепловложения в межэлектродную зону при контактной сварке должно опираться на математический аппарат, позволяющий с помощью высокопроизводительных вычислительных средств осуществлять расчет параметров регулирования (угла  $\alpha$  открытия тиристорov, времени  $t_{св}$  протекания сварочного тока) на основании измерения параметров машины для контактной сварки (сетевое напряжение  $u_c$ , коэффициента трансформации  $K_T$  на выбранной ступени, активного и индуктивного сопротивлений сварочного контура  $R_{2К} = R'_1 + R_2$  и  $X_{2К} = X'_1 + X_2$  (см. рис. 2, б), активного сопротивления  $R_{ЭЭ}$  сварочного участка) и параметров режима сварки (тока сварки  $I_2$ , длительности включенного состояния тиристорov  $\lambda$ , напряжения на электродах  $U_2$ , мощности  $P_2$  и энергии  $Q_{ЭЭ}$  тепловложения).

Для упрощения расчетов за начало отсчета времени  $t = 0$  принимаем мо-

мент включения тиристорov контактора (рис. 3). Тогда напряжение  $u_1$ , подаваемое на первичную обмотку сварочного трансформатора (см. рис. 2, а), будет задаваться как

$$u_1(t) \approx u_c(t) \text{ при } 0 \leq \omega t \leq \lambda. \quad (1)$$

При этом нужно учитывать, что напряжение  $u_1$  будет несколько ниже напряжения сети  $u_c$  в связи с падением напряжения на входных сетевых кабелях и на тиристорном контакторе. Поэтому напряжение  $u_1$  будем измерять непосредственно на входных клеммах первичной обмотки трансформатора.

На выводы схемы замещения контактной машины в режиме холостого хода подается переменное синусоидальное напряжение  $u_{20}$ , равное ЭДС вторичной обмотки трансформатора  $e_2$  (см. рис. 2, б):

$$u_{20} = e_2 = u_1 / K_T. \quad (2)$$

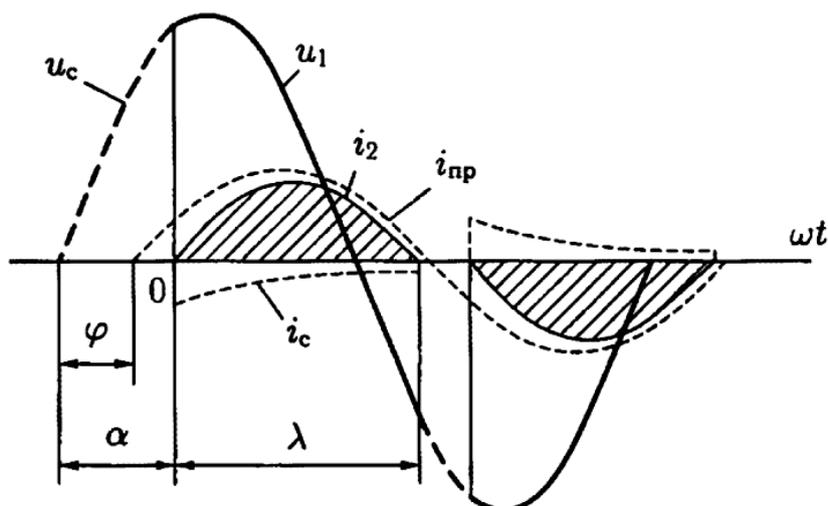


Рис. 3. Временные диаграммы тиристорного преобразователя переменного напряжения с индуктивностью в цепи нагрузки

Коэффициент регулирования действующего значения напряжения холостого хода определяется по формуле

$$k_U = \frac{U_{20}}{U_{20П}} = \sqrt{\frac{2\lambda + \sin(2\alpha) - \sin(2\alpha + 2\lambda)}{2\pi}}, \quad (3)$$

где  $U_{20}$  – действующее значение напряжения холостого хода на вторичной обмотке трансформатора;  $U_{20П}$  – действующее значение напряжения холостого хода на вторичной обмотке трансформатора при его полнофазном включении [4].

При сварке полное сопротивление  $Z_2$  сварочного контура контактной машины включает в себя также электрическое сопротивление деталей  $R_{ЭЭ}$  (см. рис. 3):

$$Z_2 = \sqrt{(R_{2К} + R_{ЭЭ})^2 + X_{2К}^2}. \quad (4)$$

После замыкания педали сварочной машины реальный ток  $i_2$  во вторичном контуре будет складываться из принужденного  $i_{np}$  и свободного  $i_c$  токов,  $i_2 = i_{np} + i_c$  (см. рис. 3) [2–5]. Принужденный ток  $i_{np}$  – это установившийся полнофазный ток. Свободный ток  $i_c$

обусловлен изменением энергии магнитного поля индуктивного элемента. Действующее значение полнофазного сварочного тока  $I_{2П}$  рассчитывается в зависимости от полнофазного напряжения холостого хода  $U_{20П}$  сварочного трансформатора:

$$I_{2П} = U_{20П} / Z_2. \quad (5)$$

Момент естественного прекращения протекания тока ( $i_2 = 0$ ) и продолжительность  $\lambda$  его включения определяются равенством абсолютных величин токов  $i_{np}$  и  $i_c$  (см. рис. 3). При этом длительность включения тиристорov находят как первый ненулевой корень уравнения  $i_2(\omega t) = 0$ , т. е.

$$\begin{aligned} \sin(\lambda + \alpha - \varphi) / \sin(\alpha - \varphi) &= \\ &= \exp(-\lambda \cdot \operatorname{ctg} \varphi), \end{aligned} \quad (6)$$

где  $\alpha, \lambda, \varphi$  – углы в радианах.

При включении контактной сварочной машины через тиристорный контактор с углом включения тиристорov  $\alpha > \varphi$  (см. рис. 4) действующие значения реального тока  $I_2$  и полнофазного тока  $I_{2П}$  связаны между собой через коэффициент  $k_I$  регулирования

сварочного тока [2–5]

$$k_1 = \frac{I_2}{I_{2П}} = \sqrt{\frac{\lambda}{\pi} - \frac{\sin\lambda}{\pi \cos\varphi}} \cdot \cos(2\alpha + \varphi + \lambda). \quad (7)$$

Значение коэффициента мощности  $\cos\varphi$  изменяется при варьировании активного и индуктивного сопротивлений сварочного контура  $R_{2К}$  и  $X_{2К}$  и активного сопротивления  $R_{ЭЭ}$  участка «электрод-электрод». Поэтому при построении систем автоматического управления требуется отслеживать изменение  $\cos\varphi$  в реальном времени с помощью высокопроизводительных вычислительных средств.

Для построения системы автоматического регулирования процесса контактной сварки необходимо знать зависимости мощности, потребляемой машиной из сети, от сварочного тока и сопротивлений деталей. Коэффициент  $k_S$  регулирования полной мощности, потребляемой сварочной машиной из сети, можно определить из (3) и (7) по сле-

дующему выражению:

$$k_S = k_U \cdot k_1 = \frac{U_{20}}{U_{20П}} \cdot \frac{I_2}{I_{2П}} = \sqrt{\frac{2\lambda + \sin(2\alpha) - \sin(2\alpha + 2\lambda)}{2\pi}} \times \sqrt{\frac{\lambda}{\pi} - \frac{\sin\lambda}{\pi \cos\varphi}} \cdot \cos(2\alpha + \varphi + \lambda). \quad (8)$$

Расчеты по формуле (8) представляют собой зависимость коэффициента  $k_S$  от параметров фазового регулирования  $\alpha$  при заданном  $\cos\varphi$  (табл. 1, рис. 4).

Функция  $k_S = f(\alpha)$  может быть аппроксимирована нелинейной зависимостью

$$k_S = f(\alpha) = A_3 \cdot \alpha^3 + A_2 \cdot \alpha^2 + A_1 \cdot \alpha + A_0, \quad (9)$$

где  $A_0, A_1, A_2, A_3$  – коэффициенты, зависящие от коэффициента мощности  $\cos\varphi$ .

Табл. 1. Значения коэффициента  $k_S$  регулирования полной мощности в зависимости от параметров фазового регулирования  $\alpha$  при заданном  $\cos\varphi$

cosφ	Коэффициент регулирования полной мощности $k_S$						
	Угол открытия тиристорov α, град						
	60	70	80	90	100	110	120
0,2	–	–	0,962	0,729	0,520	0,344	0,208
0,3	–	–	0,845	0,646	0,465	0,311	0,190
0,4	–	0,937	0,757	0,583	0,423	0,286	0,177
0,5	1,000	0,848	0,690	0,535	0,392	0,267	0,167
0,6	0,915	0,781	0,639	0,499	0,367	0,252	0,159
0,7	0,851	0,730	0,601	0,471	0,350	0,243	0,154
0,8	0,805	0,694	0,574	0,454	0,339	0,237	0,153

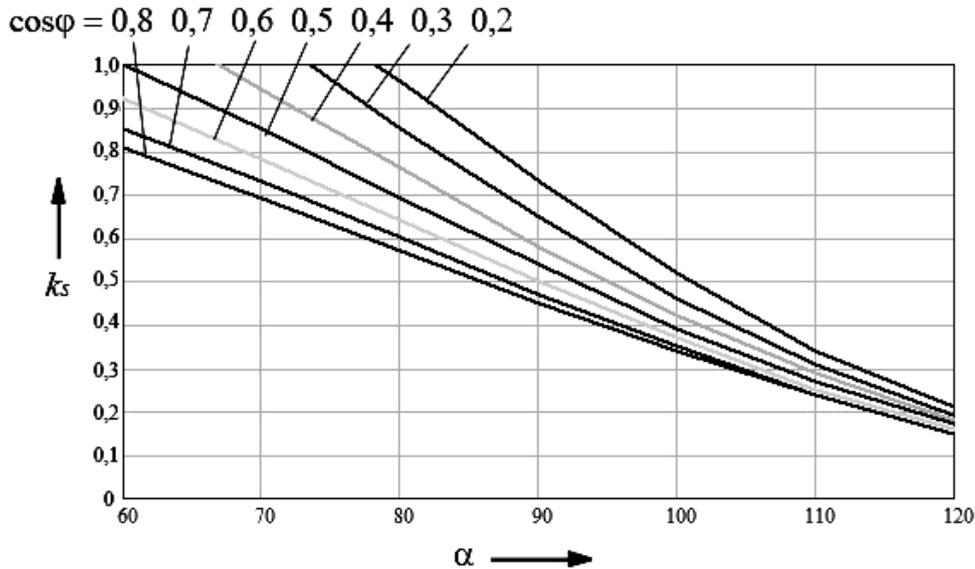


Рис. 4. Зависимость коэффициента  $k_s$  регулирования полной мощности от параметров фазового регулирования  $\alpha$  при заданном  $\cos\varphi$

Использование сварочной машины по установленной мощности и ее производительность зависят от настройки регулятора цикла сварки на коэффициент мощности  $\cos\varphi$  цепи нагрузки. В зависимости от типа машины, диапазонов свариваемых толщин и марок материалов  $\cos\varphi$  может составлять 0,2...0,8 [6]. Кроме того, стабильный и рациональный режим работы тиристорного контактора обеспечивается при выполнении условия  $\varphi + 5^\circ < \alpha < \varphi + 60^\circ$  [2, 4].

Определим значения коэффициентов  $A_0, A_1, A_2$  и  $A_3$  для заданных значений  $\cos\varphi = 0,2...0,8$ . Каждому значению  $\cos\varphi = [0,2; 0,3; 0,4; 0,5; 0,6; 0,7; 0,8]$  сопоставим систему нелинейных уравнений:

$$\begin{aligned} f(\alpha_3) &= A_3 \cdot \alpha_3^3 + A_2 \cdot \alpha_3^2 + A_1 \cdot \alpha_3 + A_0; \\ f(\alpha_2) &= A_3 \cdot \alpha_2^3 + A_2 \cdot \alpha_2^2 + A_1 \cdot \alpha_2 + A_0; \\ f(\alpha_1) &= A_3 \cdot \alpha_1^3 + A_2 \cdot \alpha_1^2 + A_1 \cdot \alpha_1 + A_0; \\ f(\alpha_0) &= A_3 \cdot \alpha_0^3 + A_2 \cdot \alpha_0^2 + A_1 \cdot \alpha_0 + A_0. \end{aligned} \quad (10)$$

Для заданного диапазона изменений угла регулирования  $\alpha = 60...120^\circ$  (см. табл. 1, рис. 4) определим узлы ин-

терполяции  $\alpha_3, \alpha_2, \alpha_1$  и  $\alpha_0$ , исходя из условия минимизации погрешности интерполяции [2, 7, 8]:

$$a_m = \frac{a+b}{2} + \frac{b-a}{2} \cos\left(\frac{2m+1}{2n+2}\pi\right), \quad (11)$$

где  $a, b$  – границы отрезка интерполяции  $[a; b] = [60^\circ; 120^\circ]$ ;  $n$  – максимальный номер узла интерполяции,  $n = 3$ ;  $m$  – номер узла интерполяции,  $m = 0, 1, 2, 3$ .

Результаты расчета по формуле (11) представлены в табл. 2. С учетом выбранных узлов интерполяции  $\alpha_3, \alpha_2, \alpha_1$  и  $\alpha_0$  решаем семь систем уравнений (10) и определяем значения коэффициентов  $A_3, A_2, A_1$  и  $A_0$ . Значения функций  $f(\alpha_3), f(\alpha_2), f(\alpha_1)$  и  $f(\alpha_0)$  вычисляем по формулам (6) и (8). Результаты расчета сводим в табл. 3.

Если представить значения коэффициентов  $A_3, A_2, A_1$  и  $A_0$  в виде графиков (показано на рис. 5 штриховыми линиями), то становится возможной аппроксимация этих графиков многочленами четвертой степени:

$$\begin{aligned}
 A_0 &= f_0(\cos\varphi) = B_4\cos^4\varphi + B_3\cos^3\varphi + B_2\cos^2\varphi + B_1\cos\varphi + B_0; \\
 A_1 &= f_1(\cos\varphi) = C_4\cos^4\varphi + C_3\cos^3\varphi + C_2\cos^2\varphi + C_1\cos\varphi + C_0; \\
 A_2 &= f_2(\cos\varphi) = D_4\cos^4\varphi + D_3\cos^3\varphi + D_2\cos^2\varphi + D_1\cos\varphi + D_0; \\
 A_3 &= f_3(\cos\varphi) = E_4\cos^4\varphi + E_3\cos^3\varphi + E_2\cos^2\varphi + E_1\cos\varphi + E_0.
 \end{aligned}
 \tag{12}$$

Табл. 2. Определение границ отрезка интерполяции [a, b] и узлов интерполяции  $\alpha_3, \alpha_2, \alpha_1, \alpha_0$  для заданных значений  $\cos\varphi$

$\cos\varphi$	a, град	b, град	$\alpha_3$ , град	$\alpha_2$ , град	$\alpha_1$ , град	$\alpha_0$ , град
0,2...0,8	60	120	117,72	101,48	78,52	62,28

Табл. 3. Вычисление семейства аппроксимирующих функций для коэффициента регулирования полной мощности  $k_{Sn} = f(\alpha)$

$\cos\varphi$	$\alpha_3$ , рад	$\alpha_2$ , рад	$\alpha_1$ , рад	$\alpha_0$ , рад	$f(\alpha_3)$	$f(\alpha_2)$	$f(\alpha_1)$	$f(\alpha_0)$	$A_3$	$A_2$	$A_1$	$A_0$
0,2	2,055	1,771	1,37	1,087	0,236	0,491	0,999	1,398	0,340	-1,230	0,064	2,344
0,3	2,055	1,771	1,37	1,087	0,215	0,441	0,876	1,211	0,286	-1,066	0,134	1,958
0,4	2,055	1,771	1,37	1,087	0,2	0,401	0,783	1,072	0,266	-1,023	0,284	1,631
0,5	2,055	1,771	1,37	1,087	0,187	0,372	0,714	0,966	0,247	-0,990	0,417	1,364
0,6	2,055	1,771	1,37	1,087	0,179	0,349	0,66	0,886	0,232	-0,948	0,474	1,192
0,7	2,055	1,771	1,37	1,087	0,173	0,333	0,62	0,825	0,217	-0,903	0,510	1,060
0,8	2,055	1,771	1,37	1,087	0,17	0,323	0,592	0,781	0,204	-0,866	0,533	0,963

На отрезке  $\cos\varphi = 0,2...0,8$  узлы интерполяции зададим, исходя из условия минимизации погрешности интерполяции [2, 7, 8]:

$$a_m = \frac{a+b}{2} + \frac{b-a}{2} \cos\left(\frac{2m+1}{2n+2}\pi\right), \tag{13}$$

где  $a, b$  – границы отрезка интерполяции  $[a; b] = [0,2; 0,8]$ ;  $n$  – максимальный номер узла интерполяции,  $n = 4$ ;  $m$  – номер узла интерполяции,  $m = 0, 1, 2, 3, 4$ .

Решая уравнение (13) для  $m = 0, 1, 2, 3, 4$ , получим  $\cos\varphi = 0,79; 0,68; 0,50; 0,32; 0,21$ . С учетом выбранных узлов интерполяции из (12) получим четыре системы уравнений для получения искоемых коэффициентов  $B_0-B_4, C_0-C_4, D_0-D_4$  и  $E_0-E_4$ . Результаты расчетов представлены в табл. 4. Графики аппроксимирующих функций коэффициентов  $A_0 = f_0(\cos\varphi), A_1 = f_1(\cos\varphi), A_2 = f_2(\cos\varphi), A_3 = f_3(\cos\varphi)$  показаны на рис. 5 сплошными линиями.

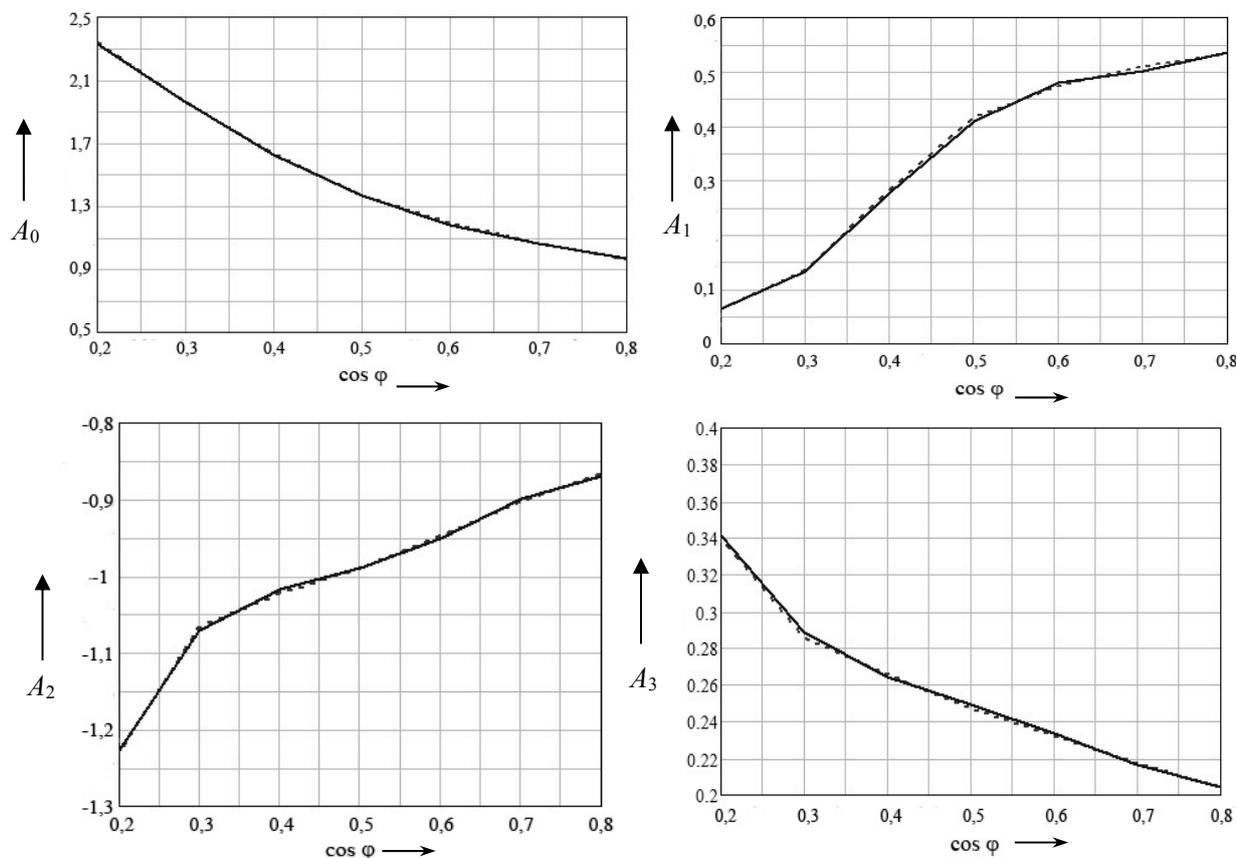


Рис. 5. Графики функций коэффициентов  $A_0 = f_0(\cos\varphi)$ ,  $A_1 = f_1(\cos\varphi)$ ,  $A_2 = f_2(\cos\varphi)$ ,  $A_3 = f_3(\cos\varphi)$ : ---- - по расчетным значениям (табл. 3); — по аппроксимирующей зависимости

Табл. 4. Расчет искомых коэффициентов  $B_0-B_3$ ,  $C_0-C_3$ ,  $D_0-D_3$  и  $E_0-E_3$

Значение функций $A_0-A_3$	Узел интерполяции $\cos\varphi$					Значение коэффициента				
	0,79	0,68	0,5	0,32	0,1	$B_4$	$B_3$	$B_2$	$B_1$	$B_0$
$A_0$	0,975	1,08	1,364	1,89	2,29	-10,482	20,631	-11,149	-1,322	2,889
						$C_4$	$C_3$	$C_2$	$C_1$	$C_0$
$A_1$	0,53	0,50	0,41	0,16	0,065	21,885	-46,53	33,79	-8,801	0,811
						$D_4$	$D_3$	$D_2$	$D_1$	$D_0$
$A_2$	-0,87	-0,91	-0,99	-1,055	-1,205	-15,402	34,185	-27,444	9,8	-2,339
						$E_4$	$E_3$	$E_2$	$E_1$	$E_0$
$A_3$	0,205	0,22	0,249	0,282	0,334	3,521	-8,013	6,685	-2,577	0,648

Таким образом, получаем систему уравнений для расчета приближенного

значения коэффициента  $k_S$  регулирования полной мощности:

$$k_{S,A} = f(\alpha, \cos\varphi) = A_3 \cdot \alpha^3 + A_2 \cdot \alpha^2 + A_1 \cdot \alpha + A_0;$$

$$\begin{aligned} A_0 = f_0(\cos\varphi) &= -10,842\cos^4\varphi + 20,631\cos^3\varphi - 11,149\cos^2\varphi - 1,322\cos\varphi + 2,889; \\ A_1 = f_1(\cos\varphi) &= 21,885\cos^4\varphi - 46,53\cos^3\varphi + 33,79\cos^2\varphi - 8,801\cos\varphi + 0,811; \\ A_2 = f_2(\cos\varphi) &= -15,402\cos^4\varphi + 34,185\cos^3\varphi - 27,444\cos^2\varphi + 9,8\cos\varphi - 2,339; \\ A_3 = f_3(\cos\varphi) &= 3,521\cos^4\varphi - 8,013\cos^3\varphi + 6,685\cos^2\varphi - 2,577\cos\varphi + 0,648. \end{aligned} \quad (14)$$

Относительная погрешность вычислений определялась как

$$\omega\% = \frac{k_{S,A}(\alpha, \cos\varphi) - k_S(\alpha, \cos\varphi)}{k_S(\alpha, \cos\varphi)} 100\%, \quad (15)$$

где коэффициент  $k_{S,A}(\alpha, \cos\varphi)$  вычислялся по аппроксимирующей зависимости (14), а  $k_S(\alpha, \cos\varphi)$  – по формуле (8) [2].

Для области определения коэффициента  $\cos\varphi = 0,2 \dots 0,8$  и угла регулирования  $\alpha = 60 \dots 120^\circ$  относительная погрешность аппроксимации по формуле (15)

составляет не более 3,3 % (табл. 5).

Коэффициент регулирования мощности тепловложения в межэлектродную зону приблизительно равен коэффициенту регулирования мощности, потребляемой сварочной машиной из сети:  $k_P \approx k_S$ .

В корректирующей системе автоматического регулирования мощности тепловложения выбор угла  $\alpha_{n+1}$  открытия тиристорov в  $(n + 1)$ -м периоде зависит от измеренных параметров в  $n$ -м периоде (рис. 6).

Табл. 5. Относительная погрешность аппроксимации  $\omega\%$  коэффициента  $k_S$

cosφ	Относительная погрешность аппроксимации ω%						
	Угол открытия тиристорov α, град						
	60	70	80	90	100	110	120
0,2	–	–	0,842	0,998	0,702	0,336	3,3
0,3	–	–	0,013	0,152	0,276	0,539	2,636
0,4	–	0,307	0,134	0,011	0,223	0,188	2,374
0,5	0,601	0,739	0,626	0,634	0,391	0,012	2,565
0,6	0,705	0,876	0,805	0,736	0,402	0,214	3,043
0,7	0,288	0,413	0,46	0,281	0,07	0,541	3,143
0,8	0,471	0,456	0,478	0,475	0,462	0,369	0,946

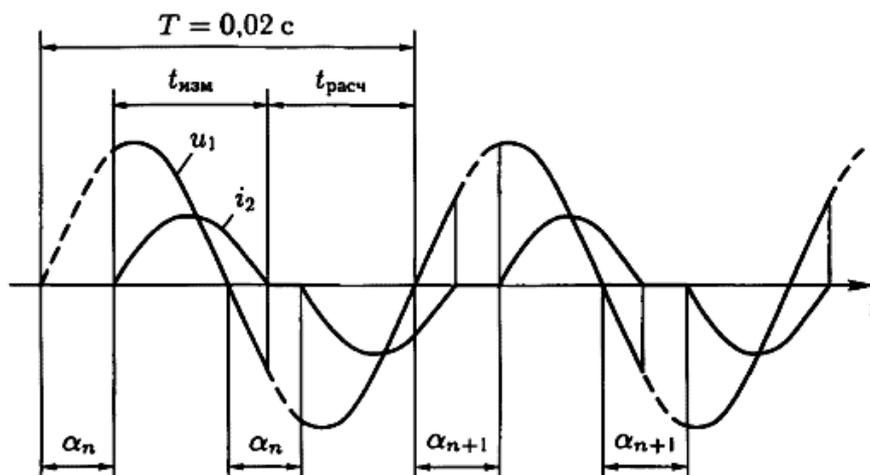


Рис. 6. Время измерения параметров  $t_{изм}$  и время расчета  $t_{расч}$  корректирующего воздействия при автоматическом регулировании процесса контактной сварки

Перед началом сварки необходимо определить коэффициент трансформации установленной ступени трансформатора, действующее значение напряжения холостого хода на вторичной обмотке трансформатора при его полнофазном включении  $U_{20П}$ , активное  $R_{2К}$  и индуктивное  $X_{2К}$  сопротивление сварочной машины в режиме короткого замыкания. Кроме того, задается требуемая мощность тепловложения  $P_{2ЗAD}$ , которую должна обеспечить машина в  $(n + 1)$ -м периоде.

Время  $t_{изм}$  измерения выходных параметров процесса контактной рельефной сварки совпадает со временем включенного состояния тиристора  $\lambda_n$  в  $n$ -м периоде. В начале сварки ток должен устанавливаться минимальным при максимальном угле регулирования тиристорov  $\alpha_n = \alpha_{max}$ . Заданная задержка включения тиристорov  $\alpha_n$  вводится в положительном и отрицательном полупериодах. За время  $t_{изм}$  происходит измерение параметров, характеризующих процесс сварки: времени включенного состояния тиристора  $\lambda_n$ , действующих значений сварочного тока  $I_2$ , напряжения на электродах  $U_2$  и напряжения  $U_1$ , подаваемого на первичную обмотку

сварочного трансформатора.

В течение оставшегося до конца  $n$ -го периода времени  $t_{расч}$  производится вычисление задержки включения тиристорov  $\alpha_{n+1}$  для  $(n + 1)$ -го периода. Для этого последовательно вычисляется ряд параметров.

1. Мощность  $P_2 = U_2 \cdot I_2$  и энергия тепловложения  $Q_{ЭЭ} = P_2 \cdot T$  за период  $T$ .

2. Сопротивление участка «электрод-электрод»  $R_{ЭЭ} = U_2 / I_2$ .

3. Коэффициент мощности сварочной машины  $\cos\varphi_n$  в зависимости от длительности включенного состояния тиристорov  $\lambda_n$  и угла включения  $\alpha_n$  по формуле (6).

4. Коэффициент регулирования сварочного тока  $k_1$  для заданного угла включения тиристорov  $\alpha_n$  по формуле (7) в зависимости от  $\lambda_n$  и  $\cos\varphi_n$  и ток полнофазного включения  $I_{2П} = I_2 / k_1$ .

5. Мощность тепловложения при полнофазном включении с учетом сопротивления  $R_{ЭЭ}$ , рассчитанного в п. 2,  $P_{2П} = I_{2П}^2 \cdot R_{ЭЭ}$ .

6. Требуемый коэффициент регулирования мощности тепловложения в межэлектродную зону в  $(n + 1)$ -м периоде  $k_{P_{n+1}} = P_{2ЗAD} / P_{2П}$ , равный коэффициенту регулирования мощности, по-

требуемой сварочной машиной из сети,  
 $k_{P_{n+1}} \approx k_{S_{n+1}}$ .

7. При известном коэффициенте  $k_{S_{n+1}}$  производится вычисление задержки включения тиристоров  $\alpha_{n+1}$  для  $(n + 1)$ -го периода по формулам (14). С учетом коэффициента мощности  $\cos\varphi_n$  (п. 3) вычисляются коэффициенты  $A_0 = f_0(\cos\varphi_n)$ ,  $A_1 = f_1(\cos\varphi_n)$ ,  $A_2 = f_2(\cos\varphi_n)$ ,  $A_3 = f_3(\cos\varphi_n)$  и затем составляется кубическое уравнение, которое нужно решить относительно  $\alpha_{n+1}$ :

$$A_3 \cdot \alpha_{n+1}^3 + A_2 \cdot \alpha_{n+1}^2 + A_1 \cdot \alpha_{n+1} + A_0 - k_{S,n+1} = 0. \quad (16)$$

Таким образом, разработанная авторами корректирующая система автоматического управления процессом контактной сварки позволяет вычислять коэффициент регулирования мощности тепловложения в межэлектродную зону в последующем периоде сетевого напряжения на основании измерения параметров машины для контактной сварки и параметров режима сварки в течение предыдущего периода.

## Выводы

1. Разработана корректирующая система автоматического управления процессом контактной сварки, базирующаяся на фазовом регулировании действующего значения мощности тепловложения в межэлектродную зону путем изменения длительности открытого состояния одного из включенных встречно-параллельно тиристоров в течение полупериода сетевого напряжения.

2. В теории обосновано, что мощность тепловложения в свариваемые детали на участке «электрод-электрод» достаточно полно характеризует протекание процесса сварки и позволяет прогнозировать качество выполняемого соединения.

3. Вычисление коэффициента регулирования мощности тепловложения в межэлектродную зону в последующем периоде сетевого напряжения осуществляется на основании измерения параметров машины для контактной сварки и параметров режима сварки в течение предыдущего периода.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Поляков, А. Ю. Система автоматического управления процессом контактной рельефной сварки / А. Ю. Поляков, С. М. Фурманов, Т. И. Бендик // Вестн. Белорус.-Рос. ун-та. – 2013. – № 4. – С. 75–84.
2. Климов, А. С. Контактная сварка. Вопросы управления и повышения стабильности качества / А. С. Климов. – Москва : ФИЗМАТЛИТ, 2011. – 216 с.
3. Рыськова, З. А. Трансформаторы для электрической контактной сварки / З. А. Рыськова, П. Д. Федоров, В. И. Жемерева. – Ленинград : Энергоатомиздат, 1990. – 423 с.
4. Глебов, Л. В. Устройство и эксплуатация контактных машин / Л. В. Глебов, Ю. И. Филиппов, П. Л. Чулошников. – Ленинград : Энергоатомиздат, 1987. – 312 с.
5. Патон, Б. Е. Электрооборудование для контактной сварки. Элементы теории / Б. Е. Патон, В. К. Лебедев. – Москва : Машиностроение, 1969. – 440 с.
6. Оборудование для контактной сварки : справочное пособие / Под ред. В. В. Смирнова. – Санкт-Петербург : Энергоатомиздат, Санкт-Петербургское отделение, 2000. – 848 с.
7. Амосов, А. Л. Вычислительные методы для инженеров : учебное пособие / А. Л. Амосов, Ю. Л. Дубинский, Н. В. Копченкова. – Москва : Высшая школа, 1994. – 544 с.
8. Вержбицкий, В. М. Основы численных методов : учебник для вузов / В. М. Вержбицкий. – Москва : Высшая школа, 2002. – 840 с.

Статья сдана в редакцию 6 декабря 2017 года

**Сергей Михайлович Фурманов**, канд. техн. наук, доц., Белорусско-Российский университет.  
E-mail: furm@mail.ru.

**Андрей Юрьевич Поляков**, канд. техн. наук, Белорусско-Российский университет.  
E-mail: mortis2008@mail.ru.

**Дмитрий Николаевич Юманов**, аспирант, Белорусско-Российский университет.  
E-mail: oitsp.dmitriy.y@gmail.com.

**Андрей Николаевич Кухарев**, студент, Белорусско-Российский университет. Тел.: 8-029-544-90-67.

**Sergey Mikhailovich Furmanov**, PhD (Engineering), Associate Prof., Belarusian-Russian University.  
E-mail: furm@mail.ru.

**Andrey Yuryevich Polyakov**, PhD (Engineering), senior lecturer, Belarusian-Russian University.  
E-mail: mortis2008@mail.ru.

**Dmitry Nikolayevich Yumanov**, PhD student, Belarusian-Russian University. E-mail: oitsp.dmitriy.y@gmail.com.

**Andrey Nikolayevich Kukharev**, student, Belarusian-Russian University. Phone: +375 29-544-90-67.

---

УДК 620.172.251.22.001.57

*А. В. Шмелев, А. В. Омелюсик, А. Г. Кононов*

**ИДЕНТИФИКАЦИЯ ПАРАМЕТРОВ ПОЛИЛИНЕЙНОЙ МОДЕЛИ УПРУГО-ПЛАСТИЧЕСКОГО ДЕФОРМИРОВАНИЯ СТАЛИ EN 1.4003 ДЛЯ РАСЧЕТНОЙ ОЦЕНКИ ПРОЧНОСТИ И ЖЕСТКОСТИ ВЫСОКОНАГРУЖЕННЫХ КОНСТРУКЦИЙ МЕТОДОМ КОНЕЧНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ**

---

UDC 620.172.251.22.001.57

*A. V. Shmeliyov, A. V. Omelusik, A. G. Kononov*

**IDENTIFICATION OF THE PARAMETERS OF PIECEWISE LINEAR MODEL OF ELASTIC-PLASTIC DEFORMATION OF STEEL EN 1.4003 FOR CALCULATING THE STRENGTH AND HARDNESS OF HEAVY LOADED CONSTRUCTIONS BY THE FINITE ELEMENT METHOD**

---

**Аннотация**

Проведены экспериментальные исследования механических характеристик материала сталь EN 1.4003, применяемого в конструкции городского автобуса средней вместимости. На базе результатов испытаний выполнена идентификация основных параметров полилинейной модели материала, используемой в программном комплексе LS-DYNA при численном моделировании процессов деформирования и разрушения конструкций. Произведено сопоставление результатов натурного и виртуального вариантов механических испытаний. Результаты сопоставления показали удовлетворительное соответствие.

**Ключевые слова:**

компьютерное моделирование, испытание на растяжение, модель материала, механические характеристики, МКЭ, LS-DYNA.

**Abstract**

Experimental studies of the mechanical characteristics of the steel EN 1.4003, applied in the design of the city bus of medium capacity were conducted. Based on the results of the tests, the identification of the main parameters of the MPLP (024) material model used in the LS-DYNA software for numerical modeling of deformation and structural destruction processes was performed. The results of the full-scale and virtual versions of mechanical tests were compared. The results of the comparison showed satisfactory agreement.

**Key words:**

computer modeling, tensile tests, material model, mechanical properties, FEA, LS-DYNA.

---

**Введение**

При разработке и совершенствовании несущих конструкций машин по критериям прочности и жесткости широкое применение на практике получили программные средства компьютерного моделирования процессов, основанные на методе конечных элементов,

как в неявной, так и явной постановке. При решении задач в явной постановке речь идет, как правило, о моделировании быстропротекающих динамических процессов или же так называемых краш-тестов. Важным условием достоверного виртуального воспроизведения подобных динамических процессов является определение и использование в исследу-

емой модели конструкции свойств материалов, учитывающих основные особенности процесса их упруго-пластического деформирования, вплоть до наступления разрушения. С этой целью разрабатываются соответствующие модели материалов, описывающие на базе математических зависимостей упруго-пластическое поведение материала с учетом его упрочнения при приложении внешнего силового воздействия. Такие модели материалов включают в себя параметры, которые необходимо идентифицировать на основе результатов экспериментальных данных [1, 2].

Одной из актуальных машиностроительных задач является обеспечение прочности каркасов пассажирских транспортных средств. Правилами ЕЭК ООН № 66 описывается режим испытаний таких конструкций, который включает опрокидывание полнокомплектного транспортного средства с высоты 0,8 м. Вследствие динамического нагружения происходит пластическое деформирование элементов конструкции каркаса, представленных, как правило, металлическими балками прямоугольного сечения. По результатам испытаний на основании измерений величины перемещения элементов каркаса делается заключение о соответствии его конструкции нормативным требованиям. При этом нормативом допускается замена натуральных испытаний виртуальными при выполнении ряда условий, оговоренных в документе.

Таким образом, актуальной является задача идентификации параметров моделей металлических материалов, используемых в описании свойств материала в конструкции модели каркаса. Это позволит повысить достоверность проведения расчетных исследований конструкций с учетом экспериментально определенных характеристик материалов.

### **Экспериментальные исследования механических характеристик материалов**

Механические испытания плоских стальных образцов на растяжение проводились на универсальной испытательной гидравлической машине INSTRON Satec 300LX (рис. 1), в которой реализовано автоматизированное управление процессом испытаний от ЭВМ.

Погрешность измерения нагрузки составляет не более 0,5 % от измеряемого значения. Для регистрации деформаций использовался экстензометр INSTRON 2630-107 GL25MM, погрешность измерения которого не превышает 0,1 %.

Испытания образцов на растяжение проводились в соответствии с требованиями ГОСТ 1497–84. Форма и размеры головок и переходных частей плоских образцов определялись по ГОСТ 1497–84. Способ крепления на гидравлической машине INSTRON Satec 300LX предупреждает проскальзывание образцов в захватах, смятие рабочих поверхностей, деформацию головок и разрушение образца в местах перехода от рабочей части к головкам и в головках. Схема установки исследуемого образца в захваты испытательной машины представлена на рис. 2.

В качестве стандартного программного обеспечения для обработки данных, получаемых в процессе испытаний, использовалась программа BluehillLite.

Испытаниям подвергались плоские образцы материала сталь EN 1.4003, полученные из балок профилей сечениями  $80 \times 40 \times 3$  и  $50 \times 40 \times 2$  мм (рис. 3).

Размеры поперечных сечений образцов составляют  $20 \times 3$  и  $20 \times 2$  мм для балок сечениями  $80 \times 40 \times 3$  и  $50 \times 40 \times 2$  мм соответственно. Химический состав исследуемой стали представлен в табл. 1.

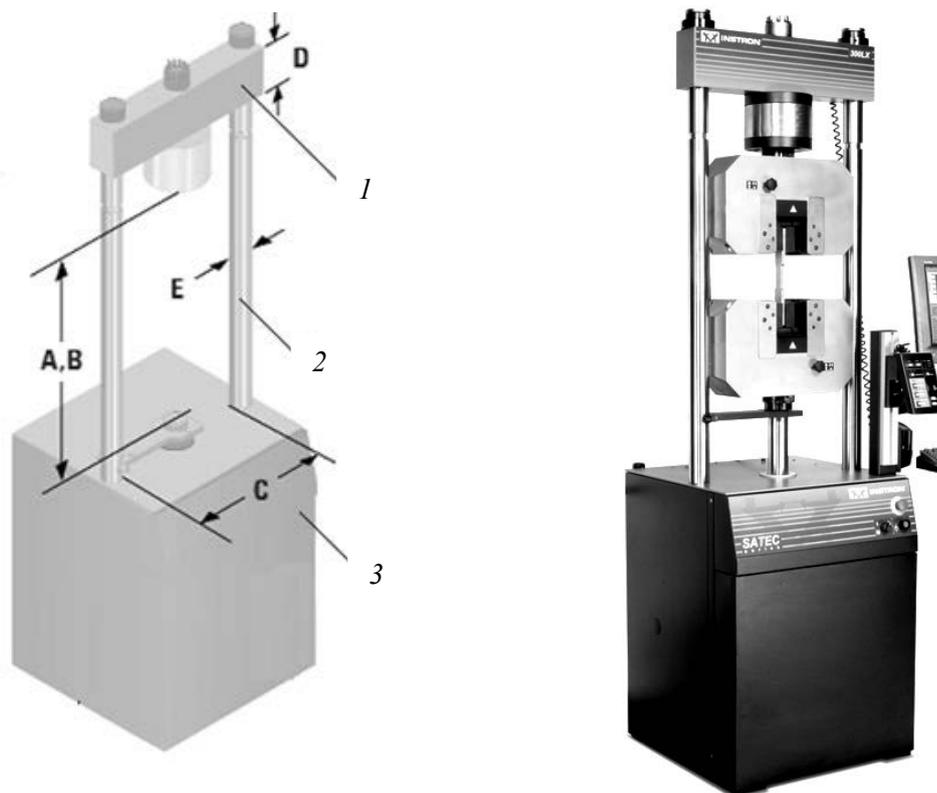


Рис. 1. Универсальная гидравлическая испытательная машина INSTRON Satec 300LX: 1 – траверса; 2 – направляющая колонна; 3 – рабочий стол

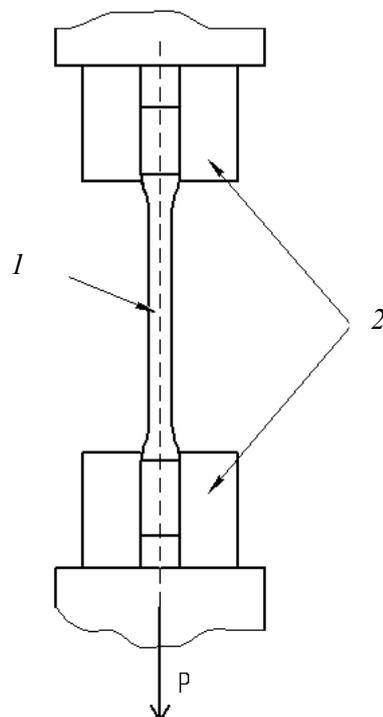


Рис. 2. Образец 1, установленный в захваты 2

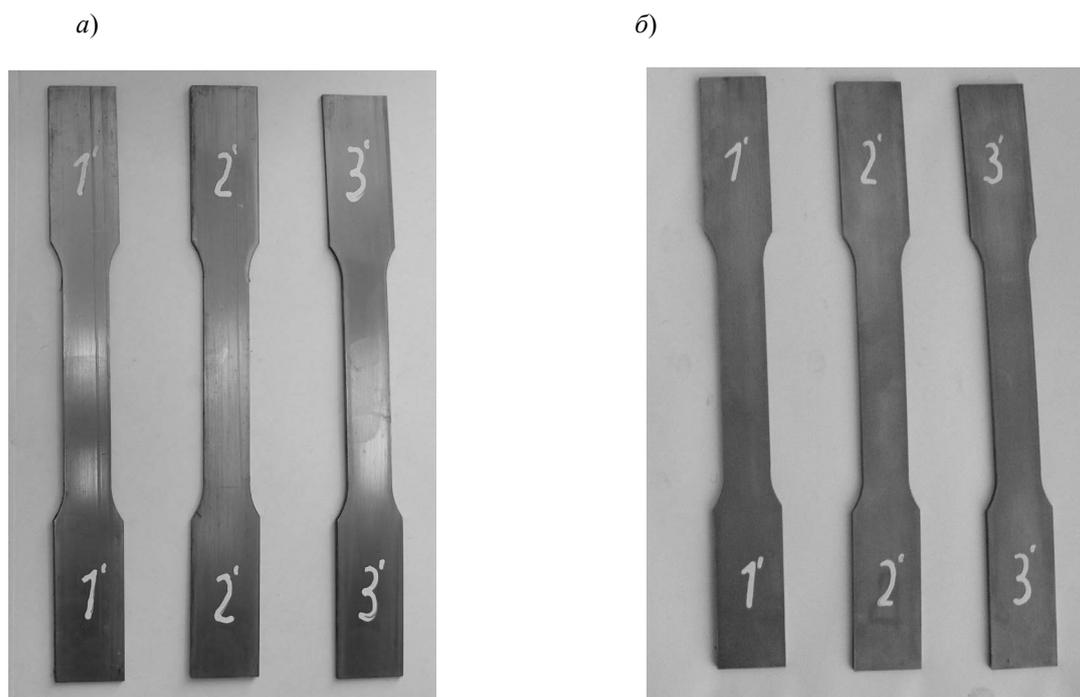


Рис. 3. Образцы материала сталь EN 1.4003: *a* – из балок сечением  $50 \times 40 \times 2$  мм; *б* – из балок сечением  $80 \times 40 \times 3$  мм

Табл. 1. Химический состав стали EN 1.4003

Химический элемент	C	Mn	P	Ni	Cr	Si	S	N
Содержание, %	0,03	1,50	0,04	0,3...1,0	10,5...12,5	1,00	0,015	0,03

Согласно сертификату завода-изготовителя материал имеет следующие механические характеристики: предел текучести  $\sigma_{0,2}$  не менее 400 МПа; предел прочности  $\sigma_b$  не менее 450 МПа; удлинение при разрыве не менее 10 %.

Исследуемые образцы каждой партии испытывались до разрушения. Механические характеристики, такие как предел текучести  $\sigma_{0,2}$ , МПа, предел прочности  $\sigma_b$ , МПа, и относительное удлинение  $\delta$ , %, плоских стальных образцов определялись в автоматизированном режиме с использованием программного обеспечения BluehillLite после завершения испытаний. На рис. 4 представлены образцы после испытаний.

Результаты испытаний в виде диаграмм деформирования отображены на рис. 5 и 6. Номер кривой на диаграмме

соответствует номеру испытанного образца.

Среднее значение полученных механических характеристик материалов определялось по формуле

$$\tilde{x} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n x_i,$$

где  $n$  – количество измерений;  $x_i$  – величина отдельного измерения.

Для определения истинных значений измеренных величин необходимо найти среднеквадратичное отклонение по формуле

$$S = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (x_i - \tilde{x})^2}{n-1}}.$$

Результаты обработки установленных механических характеристик

испытанных материалов приведены в табл. 2 и 3.

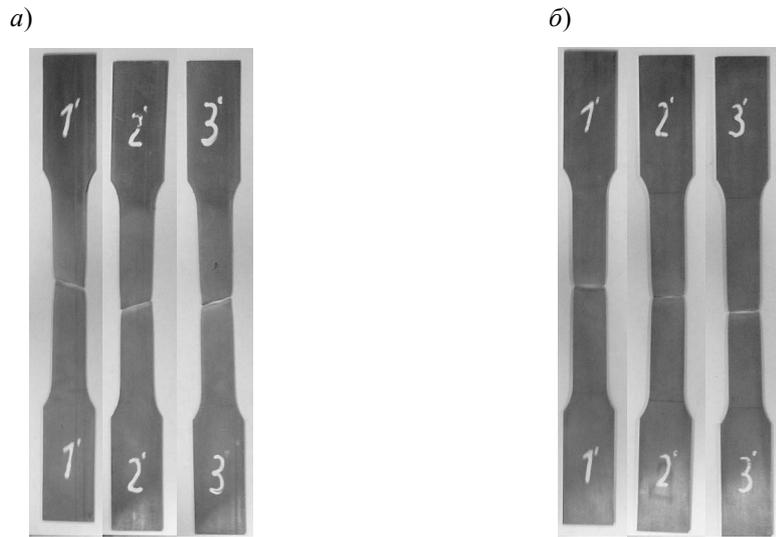


Рис. 4. Образцы после испытаний: а – из балок сечением  $50 \times 40 \times 2$  мм; б – из балок сечением  $80 \times 40 \times 3$  мм

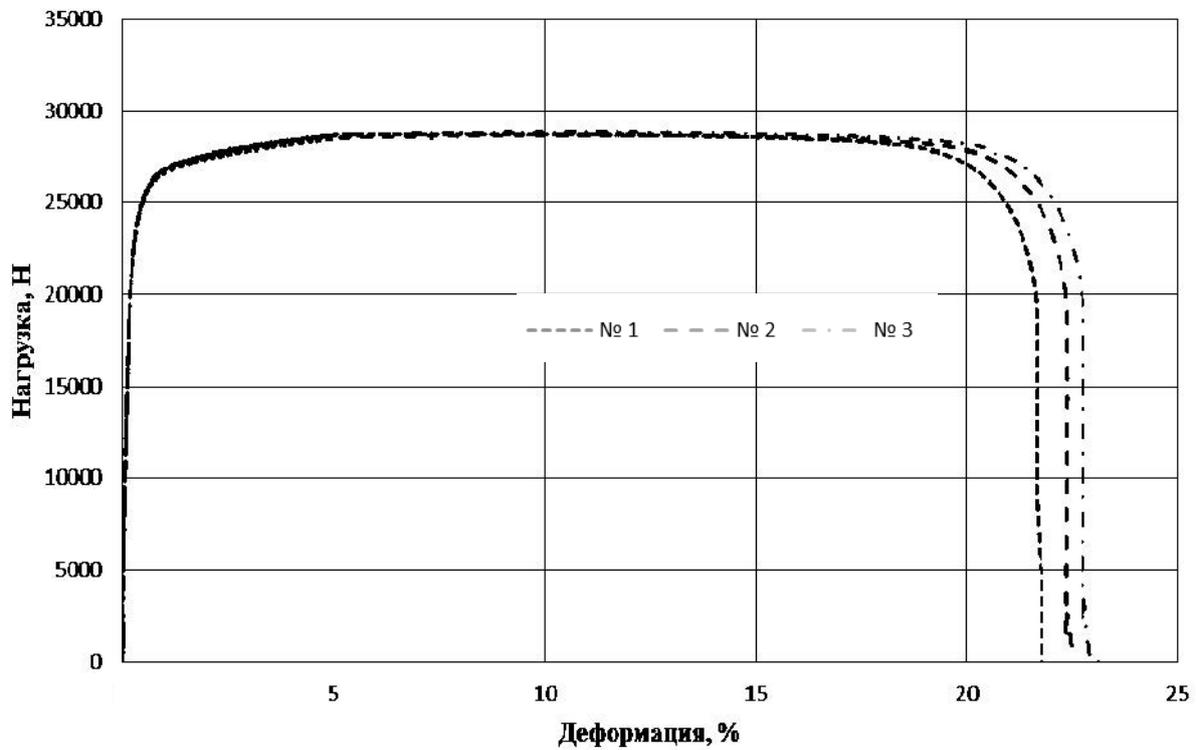


Рис. 5. Результаты испытаний образцов материала сталь EN 1.4003 из балок сечением  $80 \times 40 \times 3$  мм

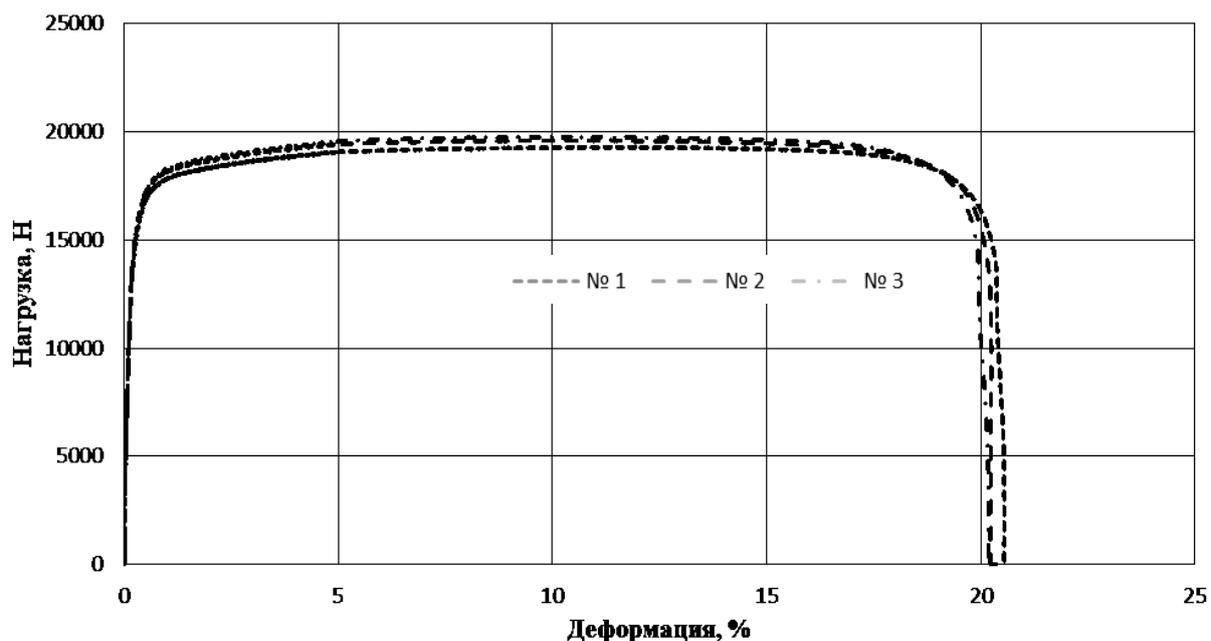


Рис. 6. Результаты испытаний образцов материала сталь EN 1.4003 из балок сечением 50 × 40 × 2 мм

Табл. 2. Результаты обработки измеренных значений механических характеристик материала сталь EN 1.4003 из балок сечением 80 × 40 × 3 мм

Номер образца	Модуль Юнга, МПа	Предел текучести 0,2 %, МПа	Предел прочности, МПа	Деформация при пределе прочности, %	Удлинение при разрыве, %
1	211504	433	459	11,8	21,6
2	212177	427	459	11,2	22,4
3	214010	419	462	13,0	22,8
$\bar{x}$	212564	426	460	12,0	22,3
S	1297,0	7,0	1,7	0,9	0,6

Табл. 3. Результаты обработки измеренных значений механических характеристик материала сталь EN 1.4003 из балок сечением 50 × 40 × 2 мм

Номер образца	Модуль Юнга, МПа	Предел текучести 0,2 %, МПа	Предел прочности, МПа	Деформация при пределе прочности, %	Удлинение при разрыве, %
1	213800	461	486	11,9	20,5
2	211432	456	492	11,4	20,2
3	210937	452	497	10,6	20,1
$\bar{x}$	212056	456	492	11,3	20,3
S	1530,2	4,5	5,5	0,7	0,2

Таким образом, по результатам эксперимента были получены значения условной деформации и условных напряжений. Механические характеристики балок сечением  $50 \times 40 \times 2$  мм оказались выше, чем у балок сечением  $80 \times 40 \times 3$  мм. Возможно, это связано с разными партиями поставки, из которых были получены балки, либо с особенностями технологии изготовления балок различного сечения. Так как согласно сертификату завода-изготовителя предел текучести стали EN 1.4003 составляет не менее 400 МПа, а предел прочности не менее 450 МПа, то результаты испытаний можно считать достоверными и использовать для дальнейших исследований.

Несущими балками каркаса автобуса являются балки сечением  $80 \times 40 \times 3$  мм, поэтому идентификацию параметров следует выполнять для материала сталь EN 1.4003 по результатам испытаний образцов, полученных из балок данного сечения.

### **Идентификация параметров полилинейных моделей материалов каркаса автобуса**

При моделировании пластического деформирования в программном комплексе LS-DYNA, реализующем метод конечных элементов, задаются истинные значения напряжений и остаточных пластических деформаций. Поэтому при обработке экспериментальных данных необходимо перейти от условных деформаций и напряжений к истинным. В результате пересчета следует учитывать факт локального образования шейки, активное формирование которой происходит на участке от предела прочности до момента разрушения. В этих целях предлагается использовать методику [3], где параметры для полилинейной модели материала идентифицируются по трем характерным точкам.

1. Упругий участок диаграммы.

Параметром является точка предела текучести:

$$\varepsilon_1 = \delta_T; \quad \sigma_1 = \sigma_T. \quad (1)$$

2. Участок пластического упрочнения. Параметром является точка, значение которой соответствует временному сопротивлению и началу образования шейки. Для данного параметра определяются истинные значения напряжения и деформации:

$$\sigma_2 = \sigma_B(1 + \delta_B); \quad \varepsilon_2 = \ln(1 + \delta_B) - \frac{\sigma_2}{E}, \quad (2)$$

где  $\sigma_B$  – временное сопротивление, полученное в эксперименте;  $E$  – модуль Юнга, полученный в эксперименте;  $\delta_B$  – условные деформации образца, соответствующие временному сопротивлению, полученные в эксперименте.

3. Участок образования шейки. Шейка образуется вплоть до разрушения образца, поэтому искомым параметром для этой стадии процесса деформирования будет являться точка со значением, соответствующим моменту разрушения:

$$\sigma_3 = \left[ \frac{\sigma_k}{\sqrt{1 + \frac{R}{h}} \ln \left( \frac{\sqrt{1 + \frac{R}{h}} + 1}{\sqrt{1 + \frac{R}{h}} - 1} \right) - 1} \right];$$

$$\varepsilon_3 = \ln \left( \frac{1}{1 - \psi} \right) - \frac{\sigma_3}{E}, \quad (3)$$

где  $\sigma_k$  – среднее нормальное напряжение в наименьшем сечении образца при разрушении;  $h$  – половина ширины в наименьшем поперечном сечении шейки;  $R$  – радиус кривизны контура шейки в точке наименьшего поперечного сечения;  $\psi$  – относительное сужение образца.

Среднее нормальное напряжение в момент разрыва образца можно найти по формуле

$$\sigma_{\kappa} = \frac{P_{\max}}{A_u},$$

где  $P_{\max}$  – нагрузка в момент разрушения;  $A_u$  – площадь наименьшего сечения образца в момент разрушения.

Радиус кривизны контура шейки в точке наименьшего поперечного сечения  $R$  может быть определен графическим способом. Контрастное фотоизображение образца после испытаний импортируется в графический редактор, позволяющий получить измерения соответствующих параметров. По фотоизображению определяются относительные геометрические параметры образца. Абсолютная величина одного из параметров (ширина наименьшего поперечного сечения шейки) находится путем прямого измерения при помощи измерительного инструмента (например, штангенциркуля), а неизвестный параметр – на основании составленной пропорциональной зависимости.

Для создания сглаженной кривой растяжения на участке от предела текучести до временного сопротивления определяются промежуточные точки. Согласно [3] для этого предлагается использовать следующую формулу при  $\delta_0 = \delta_T$ :

$$\delta_i = \frac{\delta_B - \delta_T}{n + 1} + \delta_{i-1}, \quad (4)$$

где  $\delta_i$  – значение деформации  $i$ -го промежуточного параметра;  $\delta_{i-1}$  – значение деформации промежуточного параметра, предшествующего  $i$ -му;  $n$  – количество промежуточных параметров.

Значения напряжений можно найти по экспериментальной диаграмме растяжения.

На рис. 7 представлена схематизация действий, задаваемых зависимостью (4). Обозначение  $a$  указывает на одинаковую разность между соседними величинами деформаций.

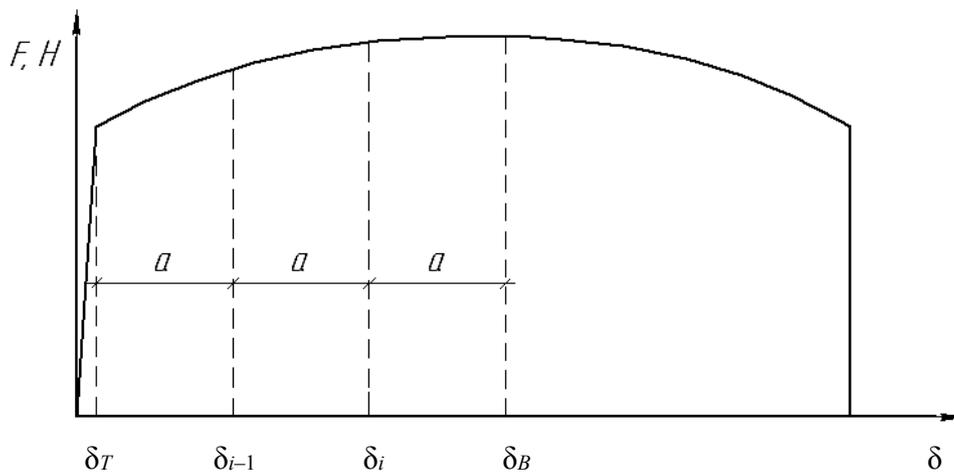


Рис. 7. Схема определения промежуточных параметров

Пересчет инженерных значений в истинные проводится по формулам (2). Формула (4) обеспечивает равноудаленность промежуточных параметров друг от друга на кривой растяжения, тем самым способствуя повышению точности

результатов расчета.

Параметры моделей материалов можно найти по зависимостям (1)–(4) вышеизложенной методики. На рис. 8 отображена процедура определения относительного значения радиуса кри-

визны контура шейки. Так как в данном случае линия разрыва образца проходит под углом к перпендикуляру продоль-

ной оси образца, то замер радиуса проводится с обеих сторон на явно выраженной зоне сужения.

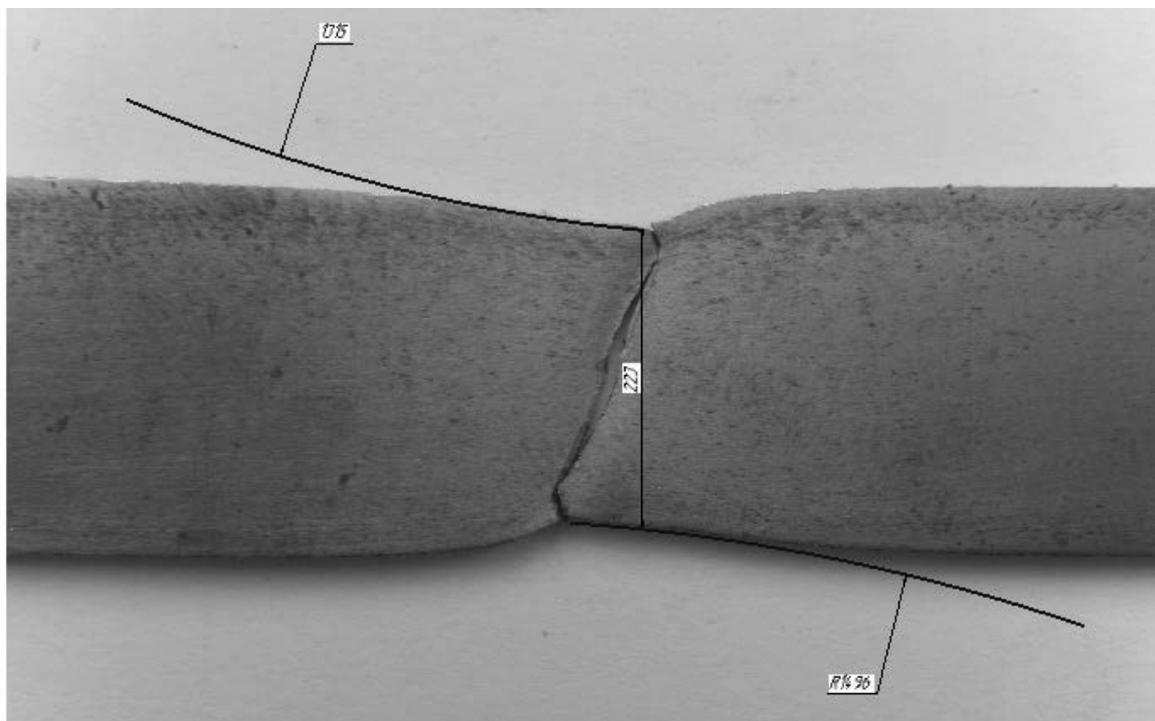


Рис. 8. Графическое определение радиуса кривизны контура шейки образца материала сталь EN 1.4003

Абсолютное среднее значение определено с помощью составленной пропорциональной зависимости.

Для материала сталь EN 1.4003

$$\frac{2h}{223} = \frac{R}{\left(\frac{1315+1496}{2}\right)};$$

$$R = \frac{900,5}{173} \cdot 2h = 5,205 \cdot 2h,$$

где  $2h$  – ширина образца в зоне шейки после испытаний.

Результаты идентификации представлены в табл. 4.

Табл. 4. Идентифицированные параметры модели материала сталь EN 1.4003

Номер точки	1	2	3	4	5	6	7	8*
$\epsilon_i$	0	0,030	0,051	0,071	0,091	0,111	0,718	0,8
$\sigma_i$ , МПа	426	462	482	493	504	515	837	837

*Примечание* – \* – восьмая точка задавалась для возможности продолжения решения по достижению предельной деформации

В программном комплексе конечно-элементного анализа ANSYS LS-DYNA PC (R800) была разработана твердотельная конечно-элементная модель образца материала, геометрические размеры ко-

торого соответствуют номинальным размерам образца. На рис. 9 приведена твердотельная конечно-элементная модель образца материала сталь EN 1.4003.



Рис. 9. Конечно-элементная модель образца материала сталь EN 1.4003

Разработанная в геометрическом редакторе ANSYS модель образца является составной. Конечно-элементная сетка на захватных участках и рабочей части генерировалась гексогональными элементами в размере 1 мм. Сетка на переходных участках с закруглениями имеет преимущественно гексогональные элементы с тетрагональными в проблемных зонах. Далее конечно-элементная модель образца из модуля ANSYS Explicit Dynamics (LS-DYNA Export) в формате *k*-файла передавалась в программу пре/постпроцессор LS-PrePost, где ей задавались свойства материала, расчетные параметры, прикладывались граничные условия и нагрузки, соответствующие экспериментальным.

Оценка достоверности определения параметров модели материала выполняется по соответствию зависимости нагрузки, возникающей в результате реактивного действия, от относительной

деформации образца, т. е. осуществляется переход к условным характеристикам материала, регистрируемым в ходе эксперимента. Так как полученные посредством расчета усилия соответствуют номинальным размерам образца, то их необходимо умножить на коэффициент площади поперечного сечения  $k_A$ , определяемый по формуле

$$k_A = \frac{A_{cp}}{A_{ном}}$$

где  $A_{cp}$  – средняя площадь поперечных сечений образцов;  $A_{ном}$  – номинальная площадь сечения, принятая в расчете.

Среднюю площадь поперечных сечений  $A_{cp}$  можно найти по выражению

$$A_{cp} = \frac{A_1 + A_2 + \dots + A_n}{A_n},$$

где  $A_i$  – действительная площадь поперечного сечения  $i$ -го образца до испытаний;  $n$  – количество образцов.

На рис. 10 приведено графическое

сопоставление экспериментальных и расчетных данных для твердотельной модели образца.

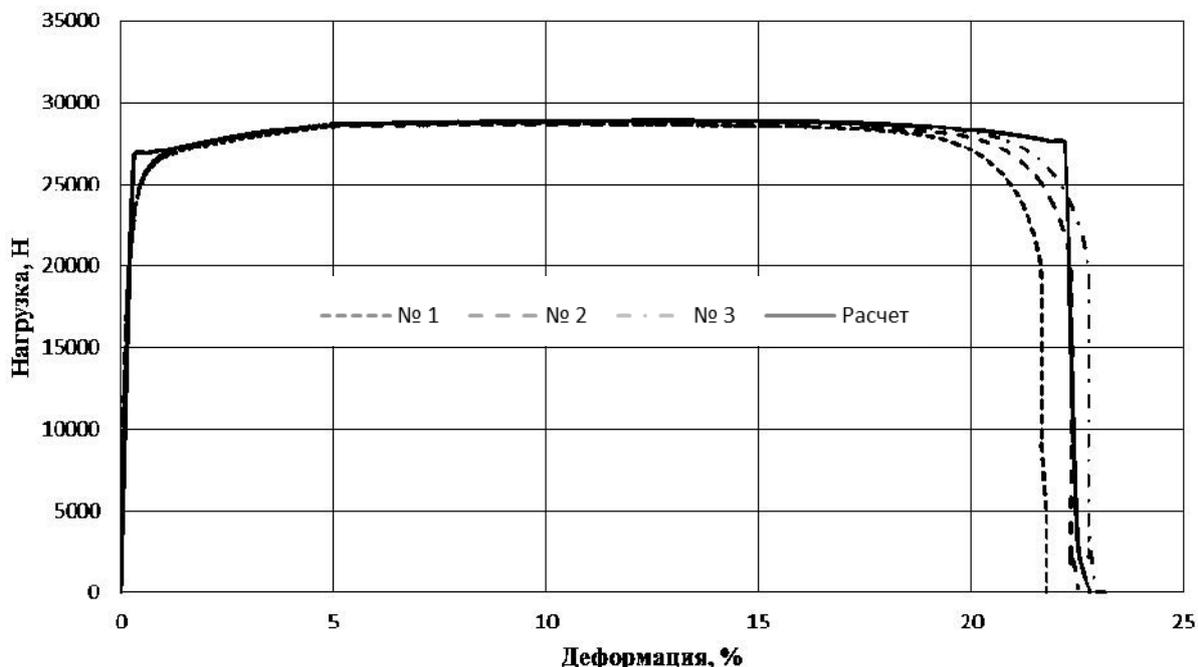


Рис. 10. Диаграммы растяжения образцов материала сталь EN 1.4003

Так как в расчете принимались средние значения механических характеристик материала, то сопоставление расчетной и экспериментальных диаграмм деформирования выполнялось по удлинению образца в момент разрушения, как имеющего наибольший относительный разброс по результатам эксперимента. Для исследуемого материала погрешность по данному критерию составила 0,4 %.

Следует отметить, что погрешность по оценке значения предела прочности находится в пределах 1 МПа, а расчетная кривая деформирования проходит по середине образованной группы экспериментальных кривых. Эти факты подтверждают принятые средние значения механических характеристик и высокую точность расчета.

### Заключение

С помощью универсальной гидравлической испытательной машины INSTRON Satec 300LX и программного обеспечения BluehillLite проведены экспериментальные исследования механических характеристик образцов материала сталь EN 1.4003, применяемого в конструкции городского автобуса средней вместимости.

На основе результатов испытаний идентифицированы параметры модели материала сталь EN 1.4003. Полученные параметры модели данного материала приведены в табл. 5.

Проведена верификация полученных моделей в программном комплексе ANSYS LS-DYNA. Погрешность по относительному удлинению в момент разрыва для данной марки стали составила 0,4 %.

Табл. 5. Идентифицированные параметры полилинейной модели материала сталь EN 1.4003

Номер точки	1	2	3	4	5	6	7	8
$\varepsilon_i$	0	0,030	0,051	0,071	0,091	0,111	0,718	0,8
$\sigma_i$ , МПа	426	462	482	493	504	515	837	837

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Вашурин, А. С.** Разработка методики и оценка пассивной безопасности кузовов из многослойных панелей вахтовых автобусов : дис. ... канд. техн. наук : 05.05.03 / А. С. Вашурин. – Н. Новгород, 2014. – 225 л.
2. **Рогов, П. С.** Разработка методики обеспечения пассивной безопасности кузовов автобусов в условиях опрокидывания при проектировании : дис. ... канд. техн. наук : 05.05.03 / П. С. Рогов. – Н. Новгород, 2015. – 189 л.
3. Определение параметров полилинейной модели материала и моделирование пластического деформирования балочных конструкций машин / А. В. Омелюсик, А. В. Шмелев, А. Г. Кононов, А. В. Рубцов // Механика машин, механизмов и материалов. – 2017. – № 2. – С. 19–27.

*Статья сдана в редакцию 27 декабря 2017 года*

**Алексей Васильевич Шмелев**, канд. техн. наук, Объединенный институт машиностроения НАН Беларуси. E-mail: shmeliiov.alexei@gmail.com.

**Алексей Валерьевич Омелюсик**, мл. науч. сотрудник, Объединенный институт машиностроения НАН Беларуси. E-mail: alexlifting@mail.ru.

**Александр Геннадьевич Кононов**, канд. физ.-мат. наук, Объединенный институт машиностроения НАН Беларуси. E-mail: a\_g\_kononov@mail.ru.

**Aleksey Vasilyevich Shmeliiov**, PhD (Engineering), Joint Institute of Mechanical Engineering of the National Academy of Sciences of Belarus. E-mail: shmeliiov.alexei@gmail.com.

**Aleksey Valeryevich Omelusik**, junior researcher, Joint Institute of Mechanical Engineering of the National Academy of Sciences of Belarus. E-mail: alexlifting@mail.ru.

**Aleksandr Gennadyevich Kononov**, PhD (Physics & Mathematics), Joint Institute of Mechanical Engineering of the National Academy of Sciences of Belarus. E-mail: a\_g\_kononov@mail.ru.

## ПРИБОРОСТРОЕНИЕ

УДК 534.86

*В. И. Борисов, С. С. Сергеев, В. А. Новиков, Е. Н. Прокопенко*

### АКУСТИЧЕСКОЕ ПОЛЕ ИЗЛУЧЕНИЯ АКТИВНЫХ КОНЦЕНТРАТОРОВ НА ОСНОВЕ ПЬЕЗОПЛАСТИН В ВИДЕ ПОВЕРХНОСТЕЙ ВТОРОГО ПОРЯДКА

UDC 534.86

*V. I. Borisov, S. S. Sergeev, V. A. Novikov, E. N. Prokopenko*

### ACOUSTIC FIELD OF RADIATION OF ACTIVE CONCENTRATORS BASED ON PIEZOELECTRIC PLATES IN THE FORM OF SURFACES OF SECOND ORDER

#### Аннотация

Методом численного анализа рассчитано акустическое поле излучения фокусирующих акустических преобразователей на основе круглых пьезопластин в виде сегментов поверхностей сферы, параболоида, гиперboloида и эллипсоида вращения. Показано, что наиболее эффективным концентратором акустической энергии в фокусе является пьезопластина в виде параболоида вращения. Акустические поля пьезопреобразователей на основе параболоидных и сферических пьезопластин имеют схожие закономерности, заметно отличающиеся от закономерностей акустических полей, формируемых пьезопластинами в виде эллипсоида и гиперboloида вращений, которые излучают почти идентичные акустические поля.

#### Ключевые слова:

акустическое поле, активный концентратор, пьезопластина, сфера, акустическая ось, параболоид вращения, гиперboloид вращения, эллипсоид вращения, ближняя зона, дальняя зона, акустическая волна, акустическое давление, фокальная плоскость, фокус.

#### Abstract

Numerical analysis was used to calculate the acoustic field of radiation of focusing acoustic transducers based on circular piezoelectric plates in the form of segments of surfaces of a sphere, a paraboloid, a hyperboloid and an ellipsoid of revolution. It is shown that the piezoceramic plate in the form of a paraboloid of revolution is the most efficient concentrator of acoustic energy in the focus. The acoustic field of transducers based on paraboloid and spherical piezoceramic plates have similar structures, which differ markedly from the acoustic fields formed by piezoceramic plates in the form of an ellipsoid and a hyperboloid of rotation, which emit virtually identical acoustic fields.

#### Key words:

acoustic field, active concentrator, piezoelectric plate, sphere, acoustic axis, paraboloid of revolution, hyperboloid of rotation, ellipsoid of rotation, near zone, far zone, acoustic wave, acoustic pressure focal plane, focus.

Фокусирующие пьезопреобразователи (ПЭП) применяются для повышения чувствительности и разрешающей способности неразрушающего акустического контроля. Так как акустическое поле ПЭП формируется в результате

интерференции когерентных акустических волн, то, кроме основных максимумов, оно содержит ряд дополнительных, которые могут влиять на эффективность работы ПЭП.

Аналитическое решение при рас-

чете акустического поля фокусирующих ПЭП удастся получить лишь для точек, расположенных на акустической оси пьезопластины в виде участка сферической поверхности (активного концентратора) [1, 2]. В [3, 4] численным методом проведен анализ особенностей акустического поля излучения прямоугольных и круглых плоских пьезопластин.

В предлагаемой работе приведены результаты анализа акустического поля излучения активных концентраторов на основе пьезопластин в виде сферы, параболоида, гиперболоида и эллипсоида вращения для непрерывного режима возбуждения акустических волн. Расчет акустического поля проводился способом, изложенным в [3].

Расчетная схема ПЭП в виде вогнутой пьезопластины круглой формы площадью  $S$  приведена на рис. 1.

Результирующая величина давления в точке  $A$  с координатами  $X, Y, z$  будет пропорциональна следующему интегралу:

$$P(X, Y, z) = \int_S \frac{P_0}{R} \cos \varphi (\cos(\omega t - kR)) dS = \\ = \int_S \frac{P_0}{R} \cos \varphi \left( \cos \left( \omega t - \frac{2\pi}{\lambda} R \right) \right) dS, \quad (1)$$

где  $R$  – расстояние от точечного излучателя площадью  $dS$ , расположенного в точке с координатами  $x, y, z_0$ , до точки  $A$ ;  $k$  – модуль волнового вектора (волновое число),  $k = \frac{2\pi}{\lambda}$ ;  $\lambda$  – длина волны в материале среды, где распространяется акустическая волна.

В выражении (1) считаем, что от элементарного излучателя площадью  $dS$  излучается сферическая акустическая волна, что соответствует физической действительности, если размер площадки значительно меньше расстояния от площадки до рассматриваемой точки. Для более реального представления вклада волны, излучаемой элементар-

ным излучателем в рассматриваемой точке пространства  $A$ , вводится коэффициент  $\cos \varphi$ , который учитывает наклон элементарной площадки к направлению на рассматриваемую точку [2]. Этот коэффициент можно рассчитать по формуле для косинуса угла между двумя векторами  $\vec{R}_1$  и  $\vec{R}$  [5].

Каноническое уравнение окружности радиусом  $R_0$ , образующей рассматриваемую сферическую поверхность путем ее вращения вокруг оси  $z$ , в приведенной на рис. 1 системе координат имеет вид:

$$(z - R_0)^2 + x^2 = R_0^2. \quad (2)$$

Считаем, что параболоид, определяющий форму параболоидного пьезопреобразователя, образован вращением параболы вокруг оси  $z$ , уравнение которой можно записать в виде

$$2pz = x^2, \quad (3)$$

где  $p$  – параметр параболы, определяющий ее кривизну.

Пьезопластина в виде участка гиперболоида вращения образуется вращением вокруг оси  $z$  гиперболы, каноническое уравнение которой в приведенной на рис. 1 системе координат имеет вид:

$$\frac{(z + a)^2}{a^2} = \frac{x^2}{b^2} + 1, \quad (4)$$

где  $a, b$  – параметры гиперболы, определяющие его кривизну.

Пьезопластина в виде участка эллипсоида вращения образуется вращением эллипса вокруг оси  $z$ , каноническое уравнение которого в приведенной на рис. 1 системе координат записывается как

$$\frac{(z - a)^2}{a^2} = -\frac{x^2}{b^2} + 1, \quad (5)$$

где  $a, b$  – параметры эллипса, опреде-

ляющие ее кривизну.

Схема расчета акустического поля

излучения для всех видов рассматриваемых пьезопластин одинакова.

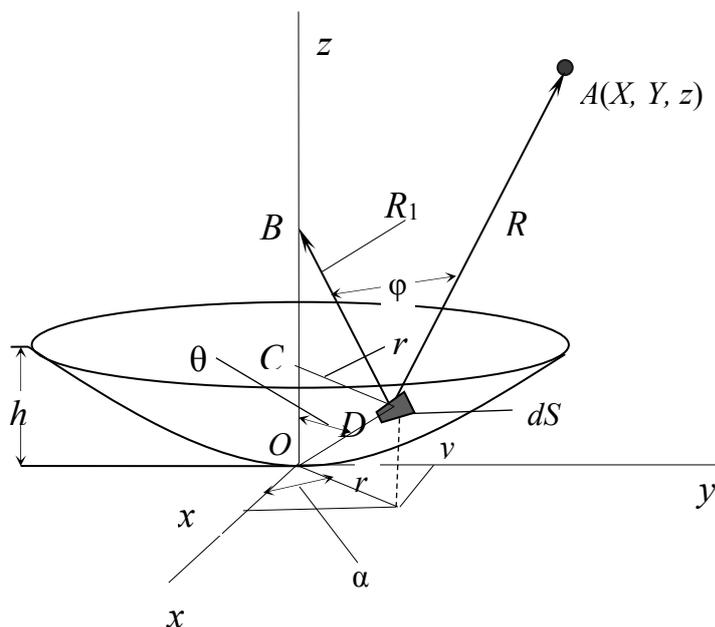


Рис. 1. Схема для расчета акустического поля активного концентратора

В соответствии с рис. 1 для пьезопластин рассматриваемых форм векторы, которые описывают параметры рас-

четной схемы акустического поля в декартовой системе координат, выражаются следующим образом:

$$\vec{R}_1 = -x\vec{i} - y\vec{j} + (OB - CO)\vec{k}; \quad (6)$$

$$\vec{R} = (X - x)\vec{i} + (Y - y)\vec{j} + (z - CO)\vec{k}. \quad (7)$$

Тогда

$$\cos \varphi = \frac{-(X - x)x - (Y - y)y + (OB - CO)(z - CO)}{R_1 \sqrt{(X - x)^2 + (Y - y)^2 + (z - CO)^2}}. \quad (8)$$

Расчет интеграла (1) осуществим путем численного интегрирования, про-

водя замену интеграла суммой.

$$\begin{aligned} P(X, Y, z) &= \int_s \frac{P_0}{R} \cos \varphi \left( \cos \left( \omega t - \frac{2\pi}{\lambda} R \right) \right) dS = \\ &= \sum_s \frac{P_0}{R} \cos \varphi \left( \cos \left( \omega t - \frac{2\pi}{\lambda} R \right) \right) \Delta S. \end{aligned} \quad (9)$$

Для вычисления этой суммы удобно применять сферическую систему координат, в которой площадь элементарной площадки на поверхности излучателя равна  $\Delta S = OD^2 \sin \theta d\theta d\alpha$ , где  $\theta$  – полярный угол, отсчитываемый от оси  $Oz$  до направления на рассматриваемую точку,  $\alpha$  – азимутальный угол, отсчитываемый от оси  $Ox$  до проекции отрезка  $CD$  на плоскость  $xoy$ . Вычисление этой суммы проводится следующим образом. Вся поверхность пьезопластины разбивается на  $N$  элементарных пло-

щадок площадью  $\Delta S = OD^2 \sin \theta \Delta \theta \Delta \alpha$ . Число элементарных площадок выбирается таким образом, чтобы расстояние от соседних площадок до рассматриваемой точки  $A$  было значительно меньше длины акустической волны в материале среды, в которой она распространяется.

После разделения временных и пространственных координат в соответствии с [3] для искомой суммы получим выражение

$$P(X, Y, z) = P_0 \Delta \theta \Delta \alpha \sqrt{\left( \sum_0^N \frac{OD^2 \sin \theta}{R} \cos \varphi \cos \frac{2\pi}{\lambda} R \right)^2 + \left( \sum_0^N \frac{OD^2 \sin \theta}{R} \cos \varphi \sin \frac{2\pi}{\lambda} R \right)^2}, \quad (10)$$

которое пропорционально величине акустического давления в точке  $A$ .

$$\sin \theta = \frac{CD}{OD}. \quad (11)$$

Выражение (10) позволяет определить амплитуду давления  $P$  (в относительных единицах) акустической волны, генерируемой пьезопластиной в виде поверхности вращения второго порядка в любой точке полупространства, если для каждой формы пьезопластины на основании канонических уравнений (2)–(5) записать выражения для отрезков  $R_1$ ,  $CO$ ,  $OD$ ,  $CD$ ,  $OB$ .

Например, на рис. 2 приведено распределение давления  $P$  на разном расстоянии  $z$  на оси круглых пьезопластин диаметром 10 мм в виде участка сферы радиусом кривизны 20 мм, участка параболоида вращения с  $p = 12,5$  мм, участка гиперболоида вращения с параметрами  $a = 32,5$  мм и  $b = 20$  мм, эллипсоида вращения с полуосями  $a = 31,5$  мм и  $b = 20$  мм. Все пьезопластины имеют стрелку прогиба  $h = 1$  мм. Расчеты проведены для непрерывного режима работы пьезопластин на резонансной частоте 5 МГц. Длина акустической волны считалась равной 0,3 мм, что соответствует нагружению

пьезопластин на воду.

Из приведенного (см. рис. 2) видно, что для всех типов пьезопластин наблюдается характерное деление акустического поля излучения на ближнюю зону, где наблюдается немонотонный характер давления акустических волн вдоль оси пьезопластины, и дальнюю зону с монотонным уменьшением давления при удалении от пьезопластины. Фокусное расстояние для пьезопластины в виде параболоида составляет 12,9 мм, в виде сферы – 18,6 мм; для гиперболоидной и эллипсоидной пластин фокусные расстояния почти одинаковы и примерно равны 47,6 мм. Видно, что наиболее резкая фокусировка наблюдается для пьезопластин в виде параболоида вращения и сферы. Так как в расчетах все пьезопластины разбиваются на одинаковое число элементарных площадок, то интенсивность акустической волны в фокальной точке для параболоидной пьезопластины больше по сравнению со сферической (см. рис. 2). Анализ распределения акустического давления в фокальных плоскостях для рассмотренных пьезопластин показал, что диаметр акустического пучка по уровню половинной амплитуды акустического давления в фокусе параболоидной пластины равен 0,5 мм, сфериче-

ской – 0,7 мм, гиперboloидной и эллипсоидной – 2 мм.

На рис. 3, где приведено распределение давления  $P$  на разном расстоянии  $z$  на оси круглых пьезопластин диамет-

ром 20 мм с вышеописанными параметрами, прослеживается характер изменения акустического поля излучения при изменении диаметра пьезопластины.

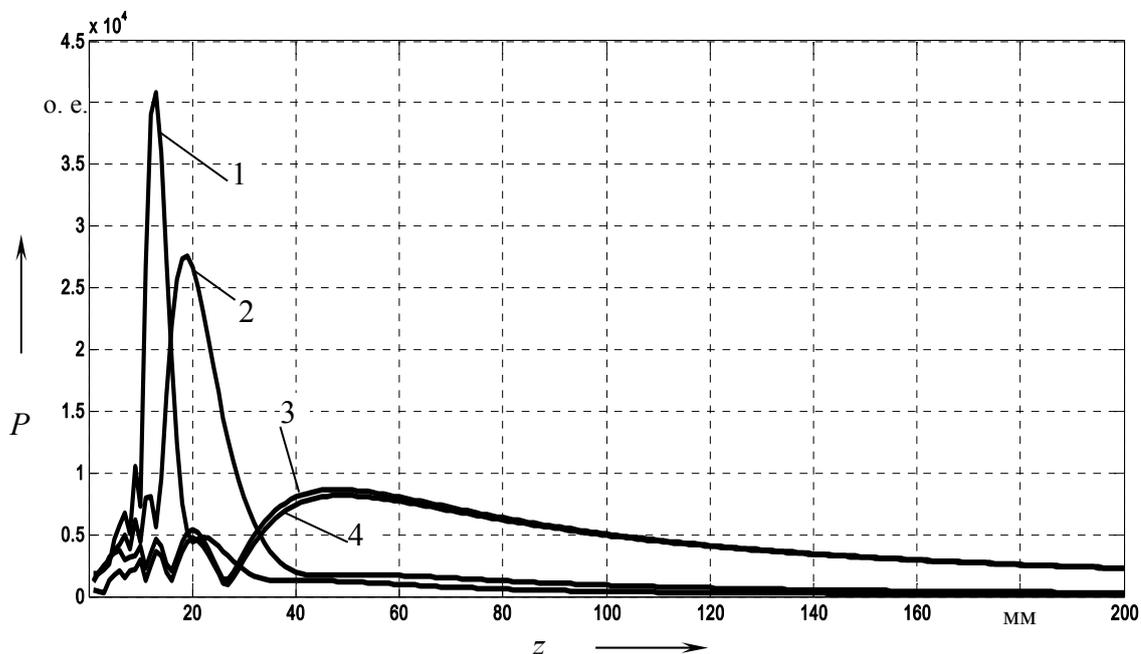


Рис. 2. Зависимость акустического давления вдоль оси круглых активных концентраторов с пьезопластинами диаметром 10 мм: 1 – пьезопластина в виде параболоида вращения; 2 – сферическая пьезопластина; 3 – пьезопластина в виде гиперboloида вращения; 4 – пластина в виде эллипсоида вращения

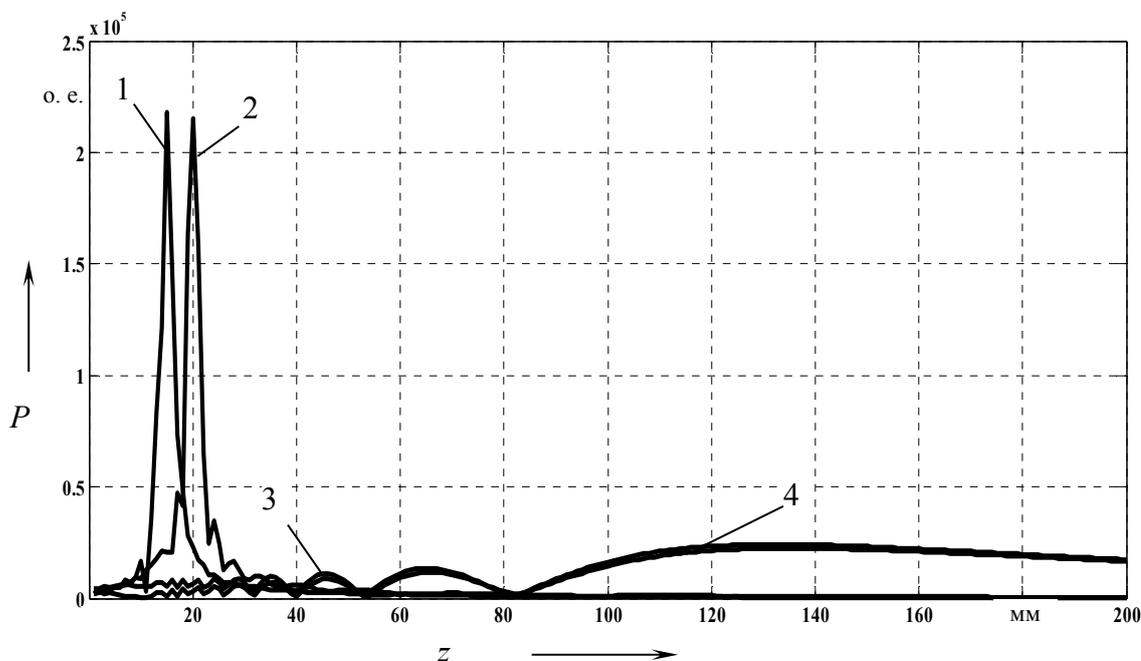


Рис. 3. Зависимость акустического давления вдоль оси круглых активных концентраторов с пьезопластинами диаметром 20 мм: 1 – пьезопластина в виде параболоида вращения; 2 – сферическая пьезопластина; 3 – пьезопластина в виде гиперboloида вращения; 4 – пластина в виде эллипсоида вращения

На рис. 3 видно изменение фокусного расстояния для разных пьезопластин. При этом для параболической и сферической пьезопластин оно увеличилось незначительно, а для гиперболической и эллипсоидной значительно. Так, для пьезопластины в виде параболического оно составляет 15 мм, в виде сферы – 20 мм; для гиперболической и эллипсоидной пластин фокусные расстояния почти одинаковы и примерно равны 130 мм. Увеличение диаметра пьезопластин приводит к изменению диаметра акустического пучка в фокальных плоскостях пьезопластин. Так, по уровню половинной амплитуды акустического давления в фокусе параболической пластины диаметр акустического пучка равен 0,26 мм, сферической – 0,37 мм,

гиперболической и эллипсоидной – 2,6 мм, т. е. для параболической и сферической пьезопластин фокусировка увеличилась, а для гиперболической и эллипсоидной – уменьшилась. Это связано с тем, что при увеличении диаметра пьезопластин до 20 мм стрелки прогиба для каждой пьезопластины уже имеют разное значение.

Характер изменения акустического поля излучения вдоль диаметра кругового сечения акустических пучков в плоскостях, перпендикулярных оси пьезопластин прослеживается на рис. 4 и 5. Нулевое значение горизонтальной координаты  $r$  (расстояние от оси пьезопластины) на этих рисунках соответствует центру акустического пучка, располагаемому на оси пьезопластины.

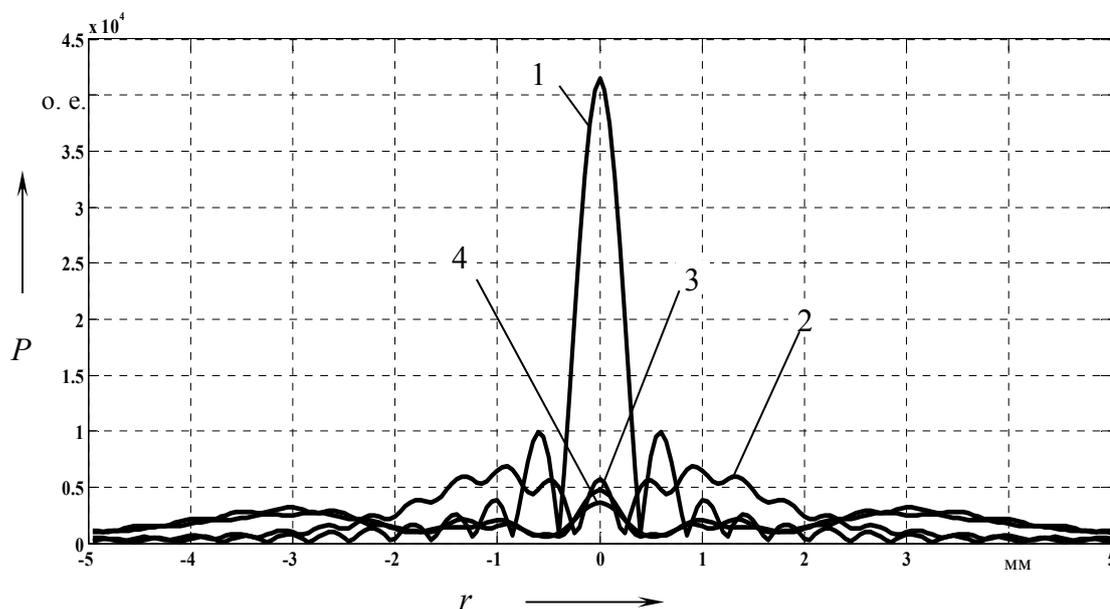


Рис. 4. Распределение акустического давления в поперечном сечении акустических пучков для круглых пьезопластин диаметром 10 мм в фокальной плоскости параболической пьезопластины: 1 – пьезопластина в виде параболического вращения; 2 – сферическая пьезопластина; 3 – пьезопластина в виде гиперболического вращения; 4 – пластина в виде эллипсоидного вращения

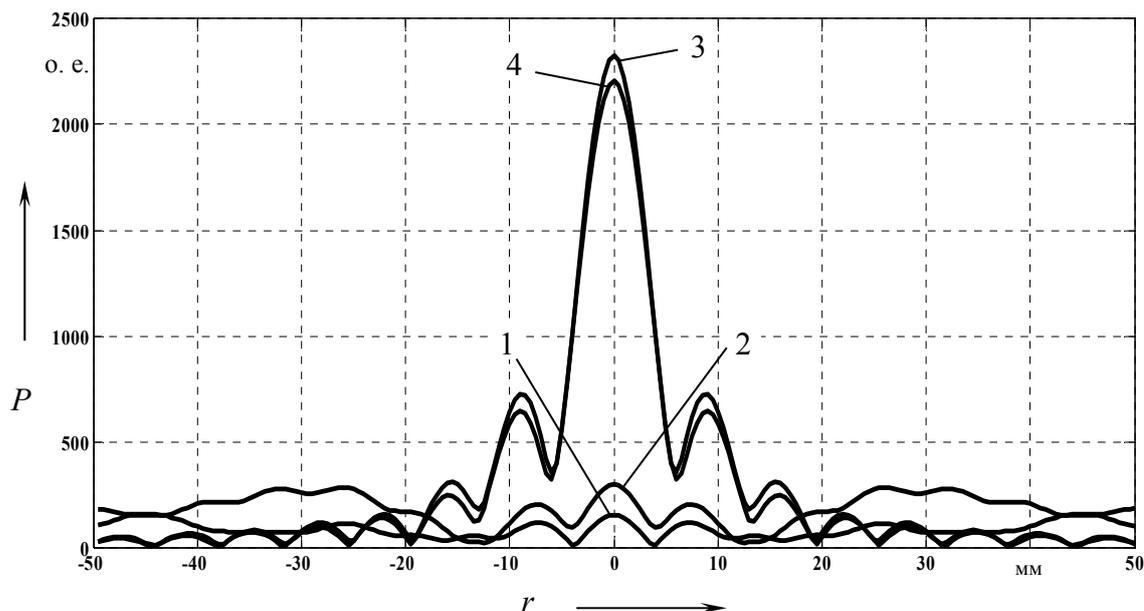


Рис. 5. Распределение акустического давления в поперечном сечении акустических пучков для круглых пьезопластин диаметром 10 мм в дальней зоне на расстоянии 200 мм от пьезопластин: 1 – пьезопластина в виде параболоида вращения; 2 – сферическая пьезопластина; 3 – пьезопластина в виде гиперboloида вращения; 4 – пластина в виде эллипсоида вращения

На рис. 4 приведено диаметральное распределение акустического давления круглых пьезопластин диаметром 10 мм в фокальной плоскости параболоидной пьезопластины. Как видно из рис. 4, акустическое поле для всех пьезопластин носит неоднородный осциллирующий характер в виде колец. При этом для параболоидной пьезопластины максимальное значение акустического давления реализуется на оси пьезопластины, для сферической – на расстоянии 0,9 мм от оси пьезопластины, для гиперboloидной и эллипсоидной – на расстоянии 3 мм от оси пьезопластины.

Проведенный анализ показал, что аналогичный характер носит акустическое поле излучения в фокальной плоскости других пьезопластин.

Характер акустического поля излучения фокусирующих пьезопреобразователей в дальней зоне можно оценить, рассмотрев рис. 5, на котором приведено диаметральное распределение акустического давления круглых пьезопластин диаметром 10 мм в плоскости, перпендикулярной оси пьезо-

пластин, на расстоянии  $z = 200$  мм от пьезопластин.

Из рис. 5 видно, что в дальней зоне энергия акустической волны рассеивается по широкой области вокруг оси пьезопластин в виде неоднородного акустического пучка с примерно равными максимумами. Для гиперboloидной и эллипсоидной пьезопластин на оси наблюдаются максимумы, величина которых превышает максимальные значения для параболоидной и сферической пластин, что обусловлено для этих пьезопластин близким расположением фокальных плоскостей.

Таким образом, проведенные исследования активных концентраторов в виде участков сферы, параболоида, гиперboloида и эллипсоида вращения показали, что наиболее эффективным концентратором акустической энергии в фокусе является пьезопластина в виде параболоида вращения. Проведенный сравнительный анализ позволил установить, что акустические поля излучения фокусирующих пьезопреобразователей на основе параболоидных и сфериче-

ских пьезопластин имеют схожие структуры, заметно отличающиеся от структур акустических полей, формируемых пьезопластинами в виде эллип-

соида и гиперболоида вращений, которые излучают почти идентичные акустические поля.

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Ермолов, И. Н.** Неразрушающий контроль : в 5 кн. Кн. 2. Акустические методы контроля : практическое пособие / И. Н. Ермолов, Н. П. Алешин, А. И. Потапов ; под ред. В. В. Сухорукова. – Москва : Высшая школа, 1991. – 283 с.
2. Ультразвуковые пьезопреобразователи для неразрушающего контроля / Под ред. И. Н. Ермолова. – Москва : Машиностроение, 1986. – 280 с.
3. **Борисов, В. И.** Тонкая структура акустического поля излучения прямоугольных пьезопластин / В. И. Борисов, С. С. Сергеев, А. С. Никитин // Вестн. Белорус.-Рос. ун-та. – 2014. – № 2. – С. 105–113.
4. **Борисов, В. И.** Тонкая структура акустического поля излучения пьезопреобразователей на основе круглых пьезопластин / В. И. Борисов, С. С. Сергеев, А. С. Никитин // Вестн. Белорус.-Рос. ун-та. – 2015. – № 4. – С. 102–108.
5. **Воднев, В. Т.** Основные математические формулы : справочник / В. Т. Воднев, А. Ф. Наумович, Н. Ф. Наумович. – Минск : Вышэйшая школа, 1988. – 69 с.

*Статья сдана в редакцию 3 января 2018 года*

**Василий Иванович Борисов**, д-р физ.-мат. наук, проф., Белорусско-Российский университет. Тел.: +375-299-73-56-21.

**Сергей Сергеевич Сергеев**, канд. техн. наук, доц., Белорусско-Российский университет. Тел.: +375-222-22-52-12.

**Владислав Анатольевич Новиков**, студент, Белорусско-Российский университет. Тел.: +375-222-52-12

**Елена Николаевна Прокопенко**, ст. преподаватель, Белорусско-Российский университет.

**Vasily Ivanovich Borisov**, DSc (Physics and Mathematics), Prof., Belarusian-Russian University. Phone: +375-222-52-12.

**Sergey Sergeyevich Sergeev**, PhD (Engineering), Associate Prof., Belarusian-Russian University. Phone: +375-222-22-52-12.

**Vladislav Anatolyevich Novikov**, student, Belarusian-Russian University. Phone: +375-222-52-12.

**Elena Nikolayevna Prokopenko**, senior lecturer, Belarusian-Russian University. Phone: +375-222-52-12.

## СТРОИТЕЛЬСТВО. АРХИТЕКТУРА

УДК 622.43.92

*И. В. Воевидко, В. В. Токарук*

### РАЗРАБОТКА КОМПОНОВОК НИЗА БУРИЛЬНОЙ КОЛОННЫ ДЛЯ БУРЕНИЯ УСЛОВНО-ВЕРТИКАЛЬНЫХ СКВАЖИН ДИАМЕТРОМ 660 ММ

UDC 622.43.92

*I. V. Voievidko, V. V. Tokaruk*

### DESIGN OF THE BOTTOM HOLE ASSEMBLY FOR DRILLING VERTICAL WELLS WITH 660 MM DIAMETER

#### **Аннотация**

Дано краткое описание методики проектирования и расчета ступенчатых компоновок низа бурильной колонны с учетом распределения осевой нагрузки между долотом и расширителем в процессе бурения, напряженно-деформированного состояния компоновки, влияния геологических факторов на интенсивность искривления ствола скважины. Представлен анализ выбора диаметра утяжелённых бурильных труб над расширителем с применением предложенной методики. Осуществлен расчет компоновок низа бурильной колонны при использовании разного количества опорно-центрирующих элементов над расширителем и долотом для различных геологических условий бурения.

#### **Ключевые слова:**

методика проектирования, распределение осевой нагрузки, два породоразрушающих элемента, расширитель, геологический фактор, искривления скважины, эксцентриситет.

#### **Abstract**

A brief description of the method of design and calculation of the bottom hole assembly (BHA) is presented which takes into account weight distribution between the bit and the hole opener during the drilling, the stress-strain state of BHA, and the influence of geological factors on the curvature intensity of the well. The selection of the diameter of the drill collar above the hole opener is analyzed by using the proposed method. The bottom hole assemblies are calculated for a different quantity of centralizing and supporting elements above the bit and the hole opener to be used under various geological conditions of drilling.

#### **Key words:**

method of calculation, weight distribution between the bit and the hole opener, two rock cutting elements, hole opener, geological factor, curvature intensity of the well, eccentricity.

В последние годы объемы бурения глубоких скважин увеличиваются, и значительная часть приходится на бурение стволов большого диаметра, которое целесообразно проводить с помощью ступенчатых компоновок низа бурильной

колонны, в состав которых входят долото и расширитель. Диаметр расширителя зависит от наружного диаметра обсадной колонны, спуск которой заложен в проект скважины на соответствующем интерва-

ле, и чаще всего находится в пределах 393,7...660 мм [1].

Как показывает опыт бурения скважин с двумя породоразрушающими элементами, расширение пилотного ствола происходит эксцентрично [2]. Это явление позволяет осуществлять управление направлением ствола скважины в процессе бурения, используя ограничитель величины эксцентриситета и устанавливая опорно-центрирующие элементы над расширителем и долотом.

Изложены результаты проектирования и анализа компоновок с двумя породоразрушающими элементами, которые могут быть использованы при бурении условно-вертикальных скважин в горных породах различной анизотропии.

Часто при строительстве глубоких скважин для бурения участков под направляющую обсадную колонну применяют расширитель диаметром 660 мм. Для выполнения условия эффективного разрушения породы с использованием двух породоразрушающих элементов [2] для этого диаметра расширителя стоит выбрать долото диаметром 393,7 мм, что обеспечит соотношение площадей разрушения, равное 2,81.

Для обеспечения устойчивости и прочности пилотного участка компоновки низа бурильной колонны, а также для возможности использования явления образования эксцентричного смещения расширителя для управления профилем скважины было принято решение установить над долотом утяжелённые бурильные трубы диаметром 229 мм. Поскольку для основного участка над расширителем следует применять утяжелённые бурильные трубы большего диаметра, то был проведен ряд расчетов, которые в первом приближении позволяют оценить поведение КНБК с использованием труб разного диаметра – 229, 254, 273, 299 мм. Был

осуществлен расчет «гладкой» компоновки: долото диаметром 393,7 мм + утяжелённые бурильные трубы диаметром 229 мм 5 м + расширитель диаметром 660 мм + утяжелённые бурильные трубы диаметрами 229, 254, 273, 299 мм при максимальном индексе анизотропии. Для этого была применена разработанная авторами методика, состоящая из шести этапов, которые циклически повторяют для уточнения изменения параметров с углублением.

На *первом этапе* рассчитывается распределение осевой нагрузки между долотом и расширителем. Нагрузка на долото определяется из следующей формулы:

$$P_{\delta} = \frac{P}{1 + n_p k_{\delta} a_i k_f}, \quad (1)$$

где  $n_p$  – показатель ресурса вооружения породоразрушающих инструментов;  $k_{\delta}$  – коэффициент динамики работы долота и расширителя;  $a_i$  – коэффициент кинематики породоразрушающих инструментов;  $k_f$  – коэффициент площади разрушения.

$$n_p = \frac{z_{\text{шд}} n_{\text{шд}}}{z_{\text{шр}} n_{\text{шр}}}, \quad (2)$$

где  $z_{\text{шд}}$ ,  $n_{\text{шд}}$ ,  $z_{\text{шр}}$ ,  $n_{\text{шр}}$  – количество зубцов и шарошек долота и расширителя соответственно.

$$a_i = \frac{i_{\delta}}{i_p}, \quad (3)$$

где  $i_{\delta}$ ,  $i_p$  – передающие отношения долота и расширителя.

$$k_f = \frac{F_p}{F_{\delta}}, \quad (4)$$

где  $F_p$ ,  $F_{\delta}$  – площадь разрушения породы расширителем и долотом.

$$k_{\delta} = \frac{k_{\delta\delta}}{k_{\delta p}}, \quad (5)$$

где  $k_{\delta\delta}$ ,  $k_{\delta p}$  – коэффициенты динамичности действия нагрузки (времени контакта зубца с породой).

Проанализировав уравнение (1), можно сделать вывод, что значительное влияние на распределение осевой нагрузки между долотом и расширителем имеют конструктивные особенности данных породоразрушающих элементов, т. е. количество и диаметр шарошек, количество зубцов на шарошке, что, собственно, и учитывается в пока-

зателе ресурса вооружения.

На *втором этапе*, применяя метод решения дифференциальных уравнений изогнутой оси компоновки, проводится расчет напряженно-деформированного состояния компоновки с двумя породоразрушающими элементами и, как результат, определяются технические отклоняющие силы на них [3].

На рис. 1 изображена схема компоновки низа буровой колонны с двумя породоразрушающими элементами, которая используется при проведении расчетов согласно данной методике.

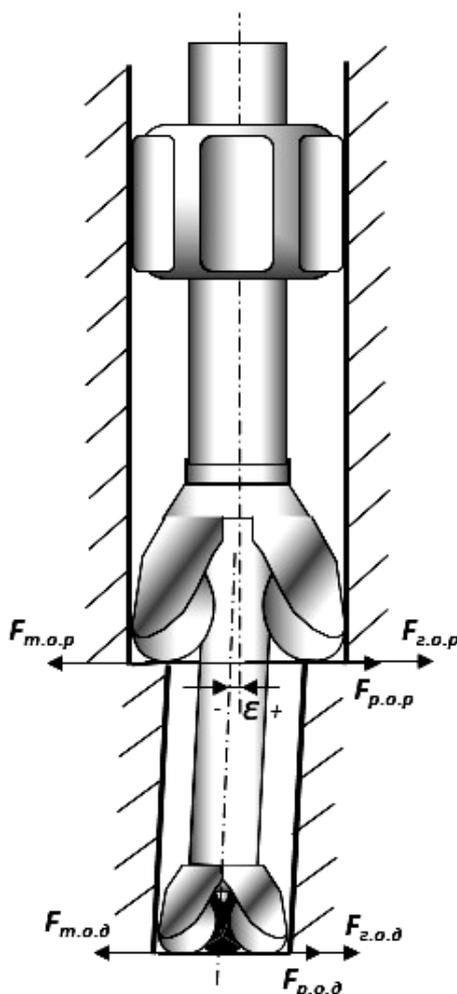


Рис. 1. Расчетная схема компоновки низа буровой колонны с двумя породоразрушающими элементами

На рис. 1 обозначены технические и геологические отклоняющие силы, действующие на долото и расширитель в процессе бурения, отмечено эксцентриситетное смещение основного ствола относительно пилотного и нанесены линии, изображающие направление пластов горной породы.

На *третьем этапе* рассчитываются геологические отклоняющие силы на породоразрушающих элементах, учитываемая твердость породы, буровой индекс анизотропии и угол падения пластов:

$$F_{z.o.d.} = 0,5\sigma_{z.n.} S_{k.d.} h \sin 2(\theta - \alpha); \quad (6)$$

$$F_{z.o.p.} = 0,5\sigma_{z.n.} S_{k.p.} h \sin 2(\theta - \alpha), \quad (7)$$

где  $\sigma_{z.n.}$  – твердость породы по штампу;  $S_{k.d.}$ ,  $S_{k.p.}$  – площадь контактной поверхности соответственно долота и расширителя с забоем;  $h$  – буровой индекс анизотропии горной породы;  $\theta$  – угол падения породы;  $\alpha$  – зенитный угол наклона скважины.

На *четвертом этапе* определяют результирующие отклоняющие силы на долоте и расширителе по разнице технической и геологической составляющих, действующих на соответствующий элемент. Указанные составляющие были получены в процессе расчета на втором и третьем этапах соответственно:

$$F_{p.o.} = F_{z.o.} - F_{m.o.}, \quad (8)$$

где  $F_{z.o.}$ ,  $F_{m.o.}$  – геологическая и техническая отклоняющие силы.

На *пятом этапе* рассчитывается эксцентриситет на расширителе путем определения боковых смещений на породоразрушающих элементах с учетом данных, полученных с помощью формулы (8) [4]:

$$h = \frac{V}{S} = \frac{0,5d_z L_{d.m.} i_{zu} i_{uu} F_{p.o.} K_{\Pi} n_{uu}}{R h_{o.n.}}, \quad (9)$$

где  $d_z$ ,  $L_{d.m.}$  – диаметр зубца и длина его траектории движения;  $i_{zu}$ ,  $i_{uu}$  – количество зубцов на периферийном венце шарошки и количество шарошек на породоразрушающем элементе;  $F_{p.o.}$  – результирующая отклоняющая сила;  $K_{\Pi}$  – угловой коэффициент, обратно пропорционален твердости породы по штампу;  $n_{uu}$  – количество оборотов шарошек;  $R$  – радиус породоразрушающего элемента;  $h_{o.n.}$  – высота опорной поверхности.

Величину эксцентриситета можно найти по следующей зависимости:

$$\varepsilon = h_p - h_d, \quad (10)$$

где  $h_d$ ,  $h_p$  – боковое смещение на долоте и расширителе соответственно.

На *шестом этапе* определяются интенсивность искривления скважины и ее направление [4]:

$$\frac{d\alpha}{dS} = \frac{2}{L} \Phi_{\alpha} = \frac{2}{L} (\beta_0 + k \frac{F_{omk}}{F_{oc}} \cos \rho + \frac{h}{2} \sin 2\omega \cos \sigma), \quad (11)$$

где  $L$  – длина направляющего участка от долота до первой точки контакта компоненты низа бурильной колонны со стенкой скважины;  $\beta_0$  – угол несоосности,

$\beta_0 = \frac{D_d - D_{oc}}{2L}$  (где  $D_d$ ,  $D_{oc}$  – диаметр долота и опорно-центрирующего элемента соответственно);  $k$  – коэффициент фрезерующей способности долота;

$F_{omk}$ ,  $F_{oc}$  – отклоняющая сила и осевая нагрузка на долото соответственно;  $h$  – буровой индекс анизотропии;  $\omega$  – угол встречи долота с плоскостью пласта геологической структуры;  $\sigma$  – угол между апсидальной плоскостью и плоскостью действия отклоняющего фактора анизотропии.

Проведя расчеты, получаем уточненные значения эксцентриситета и ин-

тенсивности искривления скважины, следовательно, и зенитного угла. При стартовом расчете компоновки низа буровой колонны допускаем, что величина эксцентриситета  $\varepsilon = 0$ . Для расчета следующего интервала используем значение последнего цикла расчета, что позволяет провести поинтервальное моделирование процесса углубления скважины и отследить изменение основных параметров (при выборе соот-

ветствующей средней механической скорости бурения в определенных породах, полученной путем анализа промышленных данных, используя количество оборотов буровой колонны за определенный период).

На рис. 2 изображены графические зависимости изменения зенитного угла с углублением для вышеуказанных компоновок.

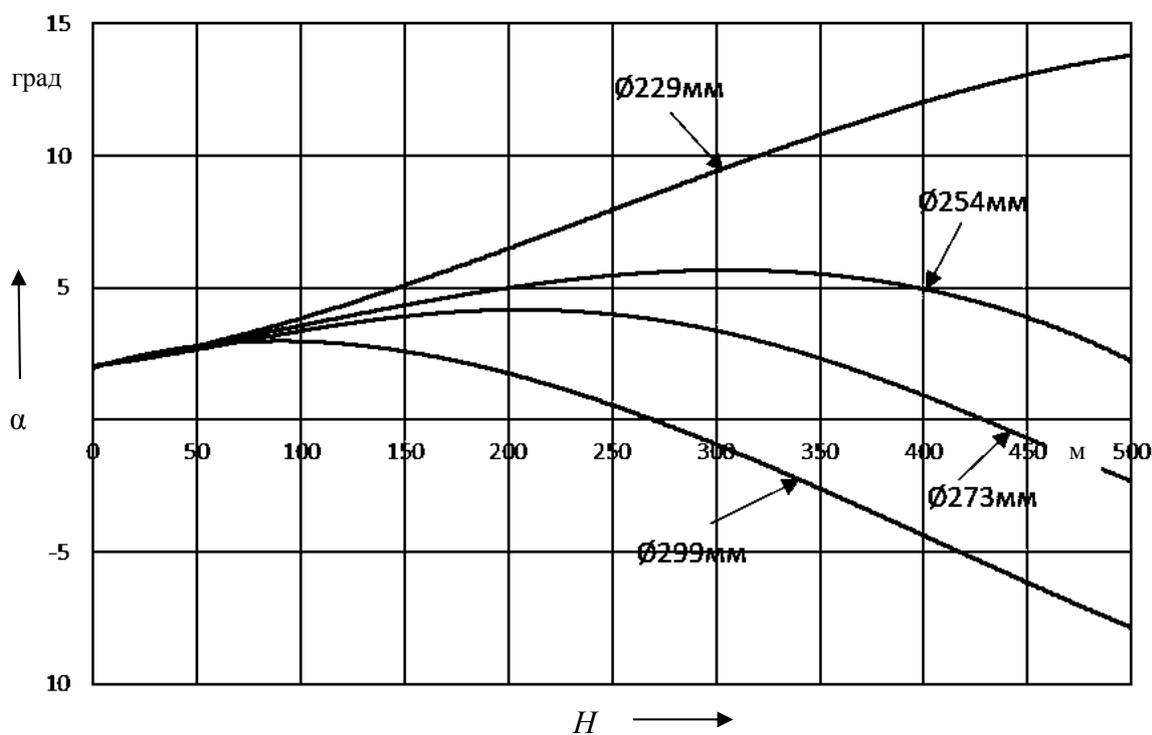


Рис. 2. Изменение зенитного угла  $\alpha$  с углублением скважины  $H$  для разного диаметра утяжелённых буровых труб над расширителем (начальный зенитный угол 2 град)

Проведя анализ графиков, можно сделать вывод, что для дальнейших расчетов следует использовать утяжелённые буровые трубы диаметром 254 мм, поскольку компоновки низа буровой колонны, в состав которых они включены, в наибольшей мере подходят для бурения условно-вертикальных скважин, т. к. на интервале бурения 500 м максимальное отклонение величины зенитного угла от начального составляет только 3 град. Компоновки с диаметром

утяжелённых буровых труб 229 мм над расширителем можно применять при бурении наклонно-направленных скважин, а именно при необходимости набора зенитного угла в направлении восстания пластов, а использование в компоновке низа буровой колонны утяжелённых буровых труб диаметрами 273 и 299 мм позволяет проводить скважины с набором зенитного угла в азимуте, противоположном первоначальному.

На рис. 3 изображены схемы четырех типов ступенчатых компоновок низа бурильной колонны, в состав кото-

рых входят долото, расширитель и разное количество опорно-центрирующих элементов.

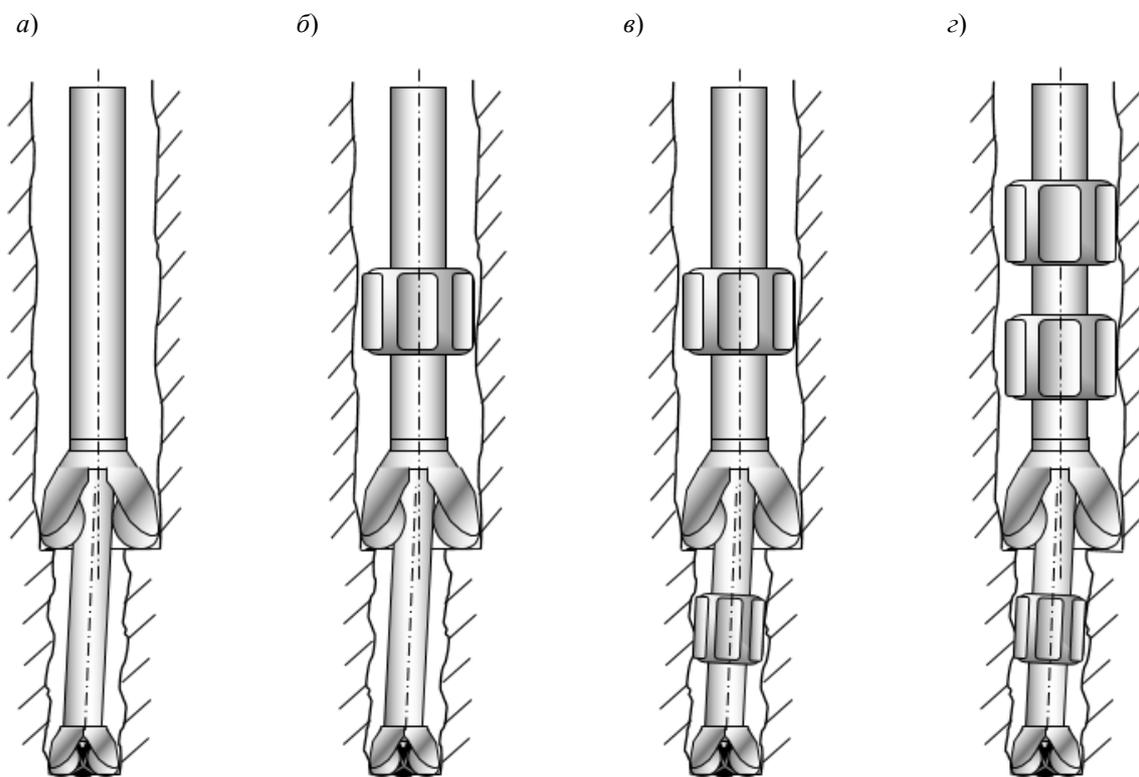


Рис. 3. Схемы компоновок низа бурильной колонны с двумя породоразрушающими элементами: *a* – без опорно-центрирующих элементов; *б* – с опорно-центрирующим элементом над расширителем; *в* – с опорно-центрирующими элементами над долотом и расширителем; *г* – с опорно-центрирующим элементом над долотом и двумя опорно-центрирующими элементами над расширителем

При выполнении расчета согласно описанной методике была проанализирована работа вышеуказанных типов компоновок низа бурильной колонны при различных геологических условиях, а именно при различных индексах анизотропии пласта:

- изотропные горные породы ( $h = 0$ );
- горные породы со средним индексом анизотропии ( $h = 0,0075$ );
- горные породы с максимальным индексом анизотропии ( $h = 0,015$ ).

На рис. 4 изображены графики изменения зенитного угла с углублением для компоновок с двумя породоразрушающими элементами и разным количеством опорно-центрирующих элемен-

тов (см. рис. 3), которые являются оптимальными для проведения условно-вертикальных скважин.

Для бурения условно-вертикальных скважин с помощью ступенчатых компоновок низа бурильной колонны с долотом диаметром 393,7 мм и расширителем диаметром 660 мм без опорно-центрирующих элементов (см. рис. 3, *a*) можно выделить следующие компоновки:

- долото диаметром 393,7 мм + утяжелённые бурильные трубы диаметром 229 мм 5 м + расширитель диаметром 660 мм + утяжелённые бурильные трубы диаметром 254 мм – для пород с индексом анизотропии 0,015;
- долото диаметром 393,7 мм + утяжелённые бурильные трубы диамет-

ром 229 мм 7 м + расширитель диаметром 660 мм + утяжелённые бурильные

трубы диаметром 254 мм – для пород с индексом анизотропии 0,015.

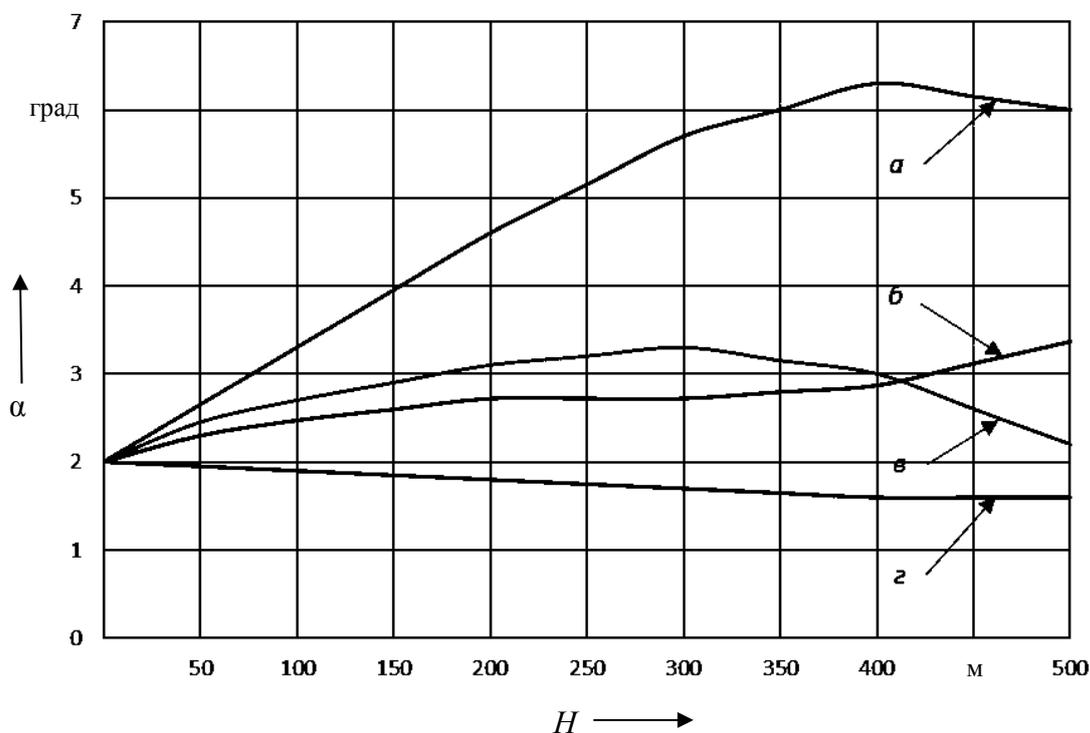


Рис. 4. Изменение зенитного угла  $\alpha$  с углублением скважины  $H$  (начальный зенитный угол 2 град):  $a$  – без опорно-центрирующих элементов,  $h = 0,015$ ;  $б$  – с опорно-центрирующим элементом над расширителем,  $h = 0,0075$ ;  $в$  – с опорно-центрирующими элементами над долотом и расширителем,  $h = 0$ ;  $z$  – с опорно-центрирующим элементом над долотом и двумя опорно-центрирующими элементами над расширителем,  $h = 0$

Использование данных компоновок низа бурильной колонны позволяет проводить скважину с изменением зенитного угла от 2 град на начальном этапе бурения до 2,3...6 град на глубине 500 м (см. рис. 4,  $a$ ).

Установление опорно-центрирующего элемента над расширителем дает возможность уменьшить техническую составляющую отклоняющей силы на расширителе, т. е. его дрейф в направлении восстания пластов будет более значительным по сравнению с гладкой компоновкой низа бурильной колонны, что приведет к образованию эксцентриситета в этом же направлении (см. рис. 1,  $\varepsilon$  «+»). Такие компоновки можно использовать для бурения скважин, геологический разрез которых составляют изотропные породы и породы со сред-

ним индексом анизотропии, поскольку в этом случае действие геологической составляющей отклоняющей силы на породоразрушающих элементах меньше и, соответственно, боковое смещение долота имеет большее влияние на величину интенсивности искривления. Можно выделить следующие компоновки низа бурильной колонны данного типа (см. рис. 3,  $б$ ):

- долото диаметром 393,7 мм + утяжелённые бурильные трубы диаметром 229 мм 5 м + расширитель диаметром 660 мм + утяжелённые бурильные трубы диаметром 254 мм 3 м + опорно-центрирующий элемент диаметром 660 мм + утяжелённые бурильные трубы диаметром 254 мм – для пород с индексом анизотропии 0,0075;

- долото диаметром 393,7 мм +

утяжелённые бурильные трубы диаметром 229 мм 5 м + расширитель диаметром 660 мм + утяжелённые бурильные трубы диаметром 254 мм 4 м + опорно-центрирующий элемент диаметром 660 мм + утяжелённые бурильные трубы диаметром 254 мм – для пород с индексом анизотропии 0,0075;

– долото диаметром 393,7 мм + утяжелённые бурильные трубы диаметром 229 мм 5 м + расширитель диаметром 660 мм + утяжелённые бурильные трубы диаметром 254 мм 5 м + опорно-центрирующий элемент диаметром 660 мм + утяжелённые бурильные трубы диаметром 254 мм – для изотропных пород.

Бурение с использованием вышеприведенных компоновок низа бурильной колонны позволяет проводить условно-вертикальные скважины с приростом зенитного угла 1,4...5,5 град на 500 м (см. рис. 4, б).

Бурение с применением двух опорно-центрирующих элементов – одного над долотом и одного над расширителем – дает возможность использовать явление образования эксцентриситета на расширителе в направлении восстановления пластов за счет опорно-центрирующего элемента над ним для увеличения технической составляющей отклоняющей силы на долоте за счет «эффекта рычага» путем установления опорно-центрирующего элемента между долотом и расширителем. Можно выделить следующие компоновки этого типа для бурения условно-вертикальных скважин (см. рис. 3, в): долото диаметром 393,7 мм + утяжелённые бурильные трубы диаметром 229 мм 1...4 м + опорно-центрирующий элемент диаметром 393,7 мм + утяжелённые бурильные трубы диаметром 229 мм 4...1 м + расширитель диаметром 660 мм + утяжелённые бурильные трубы диаметром 254 мм 3 м + опорно-центрирующий элемент диаметром 660 мм + утяжелённые бурильные трубы диаметром 254 мм – для изотропных пород.

Использование данных компоновок низа бурильной колонны позволяет проводить скважины с незначительным изменением зенитного угла в направлении падения пластов с интенсивностью от  $-0,1$  до  $-0,3$  град на 100 м (см. рис. 4, в).

Для уменьшения величины бокового смещения расширителя и, соответственно, увеличения эксцентриситета за счет смещения долота в противоположном направлении принято решение об установлении еще одного опорно-центрирующего элемента над расширителем на расстоянии 8 м. Для бурения условно-вертикальных скважин можно выделить следующие компоновки этого типа (см. рис. 3, г):

– долото диаметром 393,7 мм + утяжелённые бурильные трубы диаметром 229 мм 2...4 м + опорно-центрирующий элемент диаметром 393,7 мм + утяжелённые бурильные трубы диаметром 229 мм 4...2 м + расширитель диаметром 660 мм + утяжелённые бурильные трубы диаметром 254 мм 3 м + опорно-центрирующий элемент диаметром 660 мм + утяжелённые бурильные трубы диаметром 254 мм 5 м + опорно-центрирующий элемент диаметром 660 мм + утяжелённые бурильные трубы диаметром 254 мм – для горных пород с индексом анизотропии 0,0075;

– долото диаметром 393,7 мм + утяжелённые бурильные трубы диаметром 229 мм 4 м + опорно-центрирующий элемент диаметром 393,7 мм + утяжелённые бурильные трубы диаметром 229 мм 1 м + расширитель диаметром 660 мм + утяжелённые бурильные трубы диаметром 254 мм 3 м + опорно-центрирующий элемент диаметром 660 мм + утяжелённые бурильные трубы диаметром 254 мм 5 м + опорно-центрирующий элемент диаметром 660 мм + утяжелённые бурильные трубы диаметром 254 мм – для изотропных пород.

Использование данного типа

КНБК позволяет проводить скважины с изменением зенитного угла от 2 град в начале бурения до 1,5...6 град через 500 м (см. рис. 4, з).

Таким образом, расчеты, проведенные согласно описанной методике, подтверждают возможность бурения

условно-вертикальных стволов диаметром 660 мм с использованием двух породоразрушающих элементов. В зависимости от длины интервала бурения и конечного зенитного угла производится выбор соответствующей КНБК.

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Яремийчук, Р. С.** Бурение стволов большого диаметра / Р. С. Яремийчук, Л. А. Райхерт. – Москва : Недра, 1977. – 174 с.
2. **Фрыз, И. М.** Исследование эксцентричного расширения / И. М. Фрыз // Тр. ВНИИБТ. – Москва, 1985. – Вып. 61. – С. 196–202.
3. **Гречин, Е. Г.** Расчеты неориентируемых компоновок для бурения наклонных и горизонтальных скважин / Е. Г. Гречин, В. П. Овчинников, В. Г. Долгов. – Тюмень : Нефтегазовый ун-т, 2006. – 121 с.
4. **Воевидко, И. В.** Разработка научно-методических основ и технических средств для повышения точности проведения нефтегазовых скважин в заданном направлении : дис. ... д-ра техн. наук / И. В. Воевидко. – Ивано-Франковск, 2007. – 353 л.

*Статья сдана в редакцию 15 декабря 2017 года*

**Игорь Владимирович Воевидко**, д-р техн. наук, проф., Ивано-Франковский национальный технический университет нефти и газа. Тел.: +38-0342-72-71-37.

**Василий Васильевич Токарук**, аспирант, Ивано-Франковский национальный технический университет нефти и газа. Тел.: +38-099-485-44-91.

**Igor Vladimirovich Voievidko**, DSc (Engineering), Ivano-Frankovsk National Technical University of Oil and Gas. Phone: +38-0342-72-71-37.

**Vasyl Vasylievich Tokaruk**, PhD student, Ivano-Frankovsk National Technical University of Oil and Gas. Phone: +38-099-485-44-91.

---

УДК 624.042.1

*Г. Б. Филимонихин, Н. В. Пашинский*

## МЕТОД АДМИНИСТРАТИВНО-ТЕРРИТОРИАЛЬНОГО РАЙОНИРОВАНИЯ КЛИМАТИЧЕСКИХ НАГРУЗОК

---

UDC 624.042.1

*G. B. Filimonikhin, M. V. Pashynskyi*

## METHOD OF ADMINISTRATIVE TERRITORIAL ZONING OF CLIMATIC LOADS ON BUILDING CONSTRUCTIONS

---

### **Аннотация**

Обоснован метод административно-территориального районирования климатических нагрузок, состоящий в том, что для каждой административной области устанавливается единое характеристическое значение нагрузки как максимум по территории области с заданным уровнем обеспеченности. Преимущество данного подхода заключается в компактности норм нагрузок за счет отсутствия карт районирования, а также в простоте и безошибочности определения нагрузок исходя из принадлежности строительной площадки к некоторой административно-территориальной единице.

### **Ключевые слова:**

климатические нагрузки, характеристические значения, территориальное районирование.

### **Abstract**

The method of administrative territorial zoning of climatic loads is substantiated, consisting in the fact that for each administrative region a single characteristic value of the load is set as a maximum value over the territory of the region with assigned level of security. The advantage of this approach is in compactness of the load norms due to the absence of zoning maps, and also in the simplicity and error-free definition of loads, based on the belonging of the building site to the territory of a certain administrative area.

### **Key words:**

climatic loads, characteristic values, territorial zoning.

---

### **Введение**

При проектировании строительных конструкций характеристические значения климатических нагрузок и воздействий принято определять по картам территориального районирования, представленным в нормах Украины [1], Республики Беларусь [2, 3] и других европейских стран. Во всех случаях характеристическим считается значение нагрузки, которое может превышать в среднем один раз в 50 лет. Основным недостатком картографического метода является неопределенность нагрузок у

границ территориальных районов.

В [4, 5] предложен и частично апробирован метод административно-территориального районирования климатических нагрузок, суть которого состоит в том, что каждой административно-территориальной единице (области, группе областей или районов) присваивается общее для ее территории характеристическое значение нагрузки.

Преимущество такого метода районирования заключается в простоте и однозначности определения нагрузки в соответствии с принадлежностью строительной площадки к некоторой адми-

нистративно-территориальной единице.

**Основная часть**

Согласно [4, 5] областное характеристическое значение нагрузки устанавливается равным максимуму заданной обеспеченности по результатам статистической обработки данных метеостанций, расположенных на территории области. В [5] предложено определять областные характеристические значения, исходя из нормального распределения характеристических значений для отдельных метеостанций области, по формуле

$$Q_o = M + t_{\beta} \cdot S, \quad (1)$$

где  $M, S$  – среднее значение и стандарт выборки характеристических значений для метеостанций области;  $t_{\beta}$  – аргумент нормального распределения, зависящий от заданной обеспеченности областного характеристического значения [6].

Изображенные на рис. 1 гистограммы распределения характеристических значений четырех нагрузок построены по данным 172 равнинных метеостанций Украины. Они имеют холмообразный симметричный характер (снег и ветер при гололеде) или некоторую правостороннюю асимметрию (вес гололеда и максимальное давление ветра).

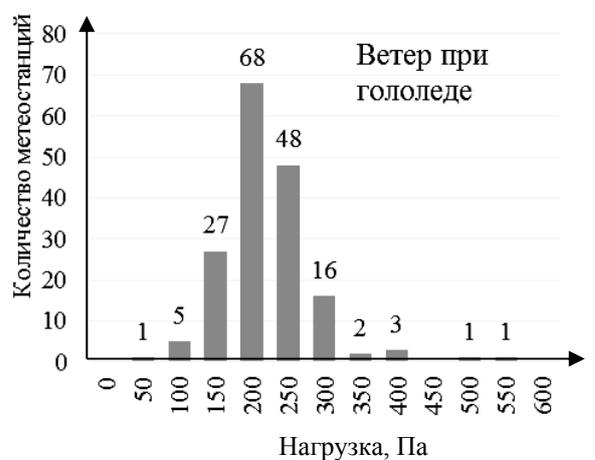
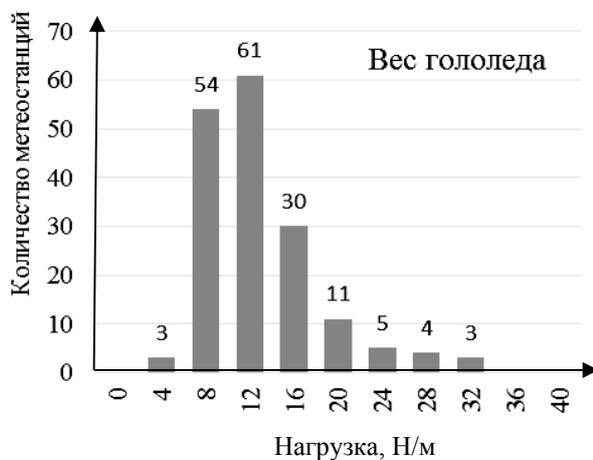
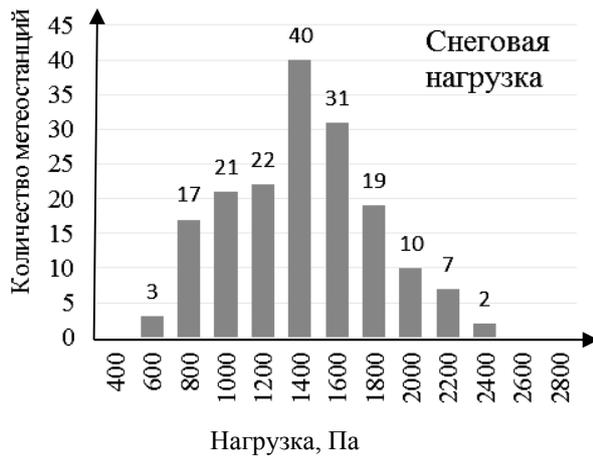


Рис. 1. Гистограммы распределения характеристических значений климатических нагрузок на метеостанциях Украины

Такие гистограммы можно лишь приближенно описать нормальным законом распределения. Более точная аппроксимация распределения характеристических значений нагрузок в пределах отдельной области не может быть реализована ввиду малого объема данных (от двух до восьми метеостанций в области), поэтому областные характеристические значения нагрузок следует вычислять по формуле (1), основанной на нормальном законе распределения.

При определении областного характеристического значения необходимо выбрать уровень его обеспеченности, а также проанализировать возможные запасы районирования. Большая территориальная изменчивость нагрузки в пределах области может привести к чрезмерным запасам районирования для значительной части территории.

Уровень обеспеченности территориального районирования следует выбирать не меньше, чем в картах норм [1]. Анализ показал, что эти карты обеспечивают запас районирования для 83...91 % метеостанций. Поэтому административно-территориальное районирование целесообразно выполнить для нескольких уровней обеспеченности в пределах от 0,80 до 0,95.

В [5] предложено оценивать точность районирования по величине доверительного интервала относительных отклонений характеристических значений для отдельных метеостанций от установленного областного характеристического значения. Более простым критерием является стандарт относительных отклонений, вычисленных по формуле

$$\Delta = \frac{Q_o - Q_m}{Q_o} 100 \% , \quad (2)$$

где  $Q_m$  – характеристические значения нагрузок для каждой метеостанции;  $Q_o$  – областные характеристические значения по (1).

Если стандарт выборки относительных отклонений (2) для рассматриваемой области не превышает стандарта аналогичных отклонений данных метеостанций от районного значения из карты [1] для всей территории Украины, точность выполненного административно-территориального районирования не хуже точности карт из норм [1].

Апробация описанной методики районирования произведена на данных двух областей Украины: Запорожской, территория которой по форме близка к окружности и примыкает к Азовскому морю, и Кировоградской, территория которой несколько вытянута с востока на запад. На территории вышеуказанных областей размещено семь и восемь метеостанций. Характеристические значения четырех климатических нагрузок для метеостанций из этих областей и результаты их статистической обработки приведены в табл. 1 и 2.

Каждый вид нагрузки в табл. 1 и 2 отображен двумя столбцами. Первый содержит характеристические значения нагрузки, а второй – относительные отклонения (2) от областного характеристического значения (1). В нижней части таблицы приведены статистические характеристики выборок характеристических значений нагрузок и процентов отклонений от областного значения: среднее значение, стандарт, минимальное и максимальное значения. В последних строках табл. 1 и 2 указаны областные характеристические значения нагрузок, вычисленные по формуле (1) с обеспеченностью 0,95.

Как правило, областные характеристические значения превышают значения для всех метеостанций области и только в четырех случаях из 60 районирование выполнено не в запас надежности: для веса гололеда в обеих областях, а также для максимального ветрового давления и ветрового давления при гололеде в Запорожской области. Отклонения не в запас надежности изменяются от –7,5 до –15,3 %, а максимальные запасы

районирования достигают 24,3...77,1 %. Большие запасы объясняются высокой обеспеченностью районирования и зна-

чительным разбросом данных метеостанций в пределах областей.

Табл. 1. Административно-территориальное районирование Кировоградской области

Метеостанция	Вес снега, Па		Вес гололеда, Н/м		Ветровое давление, Па		Ветер при гололеде, Па	
	$Q_o$	$\Delta, \%$	$Q_o$	$\Delta, \%$	$Q_o$	$\Delta, \%$	$Q_o$	$\Delta, \%$
77 (Бобринец)	1154	18,9	8,5	68,0	475	6,6	210	18,7
78 (Гайворон)	1361	4,4	11,3	57,5	465	8,5	137	46,9
79 (Долинская)	1308	8,1	28,9	-8,7	425	16,4	190	26,4
80 (Знаменка)	1379	3,1	17,7	33,4	350	31,2	230	10,9
81 (Кропивницкий)	1211	15,0	13,7	48,5	350	31,2	210	18,7
82 (Ново-Миргород)	1245	12,6	10,6	60,1	260	48,9	180	30,3
83 (Помошная)	1294	9,1	20,3	23,7	340	33,1	255	1,2
84 (Светловодск)	1077	24,3	7,9	70,3	430	15,4	190	26,4
Среднее $M =$	1254	11,9	14,9	44,1	387	23,9	200	22,4
Стандарт $S =$	103,4	7,26	7,13	26,8	73,9	14,5	35,2	13,6
Минимум	1077	3,1	7,9	-8,7	260	6,6	137	1,2
Максимум	1379	24,3	28,9	70,3	475	48,9	255	46,9
Областное $Q_o$	1424		26,6		508		258	

Табл. 2. Административно-территориальное районирование Запорожской области

Метеостанция	Вес снега, Па		Вес гололеда, Н/м		Ветровое давление, Па		Ветер при гололеде, Па	
	$Q_o$	$\Delta, \%$	$Q_o$	$\Delta, \%$	$Q_o$	$\Delta, \%$	$Q_o$	$\Delta, \%$
58 (Бердянск)	922	42,5	28,5	-10,4	305	52,5	190	53,9
59 (Ботиево)	839	47,7	16,4	36,5	350	45,5	200	51,5
60 (Гуляй Поле)	1098	31,5	5,9	77,1	455	29,1	235	43,0
61 (Запорожье)	1069	33,4	11,2	56,6	465	27,6	180	56,3
62 (Кирилловка)	1748	-9,0	10,7	58,5	690	-7,5	475	-15,3
63 (Мелитополь)	1126	29,8	14,2	45,0	405	36,9	190	53,9
64 (Пришиб)	892	44,4	8,8	65,9	360	43,9	185	55,1
Среднее $M =$	1099	31,5	13,7	47,0	433	32,6	236	42,6
Стандарт $S =$	306,9	19,13	7,38	28,59	127,1	19,8	106,8	25,9
Минимум	839	-9,0	5,9	-10,4	305	-7,5	180	-15,3
Максимум	1748	47,7	28,5	77,1	690	52,5	475	56,3
Областное $Q_o$	1604		25,8		6412		412	

Анализ зависимости запасов районирования от заданного уровня обеспеченности показал, что с ростом обеспеченности областные характеристические значения  $Q_o$  существенно повышаются.

При увеличении уровня обеспеченности растут также запасы районирования, причем минимальный процент отклонения  $\Delta_{\min}$  переходит из отрицательного, когда для некоторых метеостанций об-

ластное значение установлено не в запас надежности, к положительному, когда областное значение превышает данные всех метеостанций области. С ростом уровня обеспеченности несколько уменьшается относительный разброс данных по территории области.

В качестве критерия точности районирования избран стандарт относительных отклонений  $S_{\Delta}$  данных отдельных метеостанций от принятых

областных характеристических значений  $Q_0$ . Зависимости этих стандартов от обеспеченности районирования всех четырех нагрузок в Кировоградской и Запорожской областях приведены в табл. 3. Для сравнения указаны также стандарты относительных отклонений  $S_{\Delta}$  от районных значений карт территориального районирования Украины из норм нагрузок [1].

Табл. 3. Стандарты относительных запасов  $S_{\Delta}$  административно-территориального районирования климатических нагрузок

Нагрузка	По картам норм [1]	При обеспеченности областного значения				
		0,8	0,85	0,9	0,95	0,99
<i>Кировоградская область</i>						
Снеговая нагрузка	17,4	7,7	7,6	7,5	7,3	6,9
Вес гололеда	23,8	<b>34,2</b>	<b>32,0</b>	<b>29,7</b>	<b>26,8</b>	22,7
Максимальное давление ветра	16,9	16,5	15,9	15,3	14,5	13,2
Давление ветра при гололеде	17,9	15,3	14,9	14,4	13,6	12,5
<i>Запорожская область</i>						
Снеговая нагрузка	17,4	14,4	14,0	13,6	12,9	11,9
Вес гололеда	23,8	<b>37,1</b>	<b>34,6</b>	<b>31,9</b>	<b>28,6</b>	<b>23,9</b>
Максимальное давление ветра	16,9	<b>23,5</b>	<b>22,5</b>	<b>21,3</b>	<b>19,8</b>	<b>17,4</b>
Давление ветра при гололеде	17,9	<b>32,7</b>	<b>30,8</b>	<b>28,6</b>	<b>25,9</b>	<b>22,0</b>

Из таблицы видно, что большой разброс характеристических значений для метеостанций Кировоградской области наблюдается только для веса гололеда, а Запорожской – для всех нагрузок, кроме снеговой (большие значения стандартов выделены жирным шрифтом). Во избежание чрезмерных запасов районирования территорию Кировоградской области целесообразно разделить на группы административных районов при районировании по характеристическим значениям веса гололеда, а Запорожской – при районировании веса гололеда, максимального ветрового давления и ветрового давления при гололеде. Дальнейший анализ выполнен для уровня обеспеченности областных

характеристических значений 0,95.

На рис. 2, а приведена карта Кировоградской области с указанными характеристическими значениями веса гололеда на восьми имеющихся метеостанциях. Их деление на две группы по четыре метеостанции, как отображено в табл. 4, уменьшило относительный разброс характеристических значений веса гололеда и запасы районирования до уровня запасов карт [1]. При этом территорию области можно разделить на две территориальные зоны (группы районов), как это показано на карте 2а.

Раздельная по выделенным зонам статистическая обработка характеристических значений и относительных запасов районирования веса гололеда дала

результаты, приведенные в табл. 4. Для удобства сравнения там же указаны данные из табл. 1 и 2 для всей территории области. Стандарты относительных запасов административно-территориального районирования по характеристическим значениям веса гололеда для обеих выделенных зон не превышают аналогичного стандарта для карт норм [1], равного 23,8 Н/м. Следовательно, разделение Кировоградской области на две группы администра-

тивных районов позволило существенно уменьшить запасы административно-территориального районирования, а также характеристическое значение веса гололеда в первой зоне. Недостатком выполненного районирования является территориальная обособленность метеостанции 77 (Бобринец) от первой зоны. Попытка включить ее в зону 2 приводит к неоправданно резкому увеличению запасов районирования.

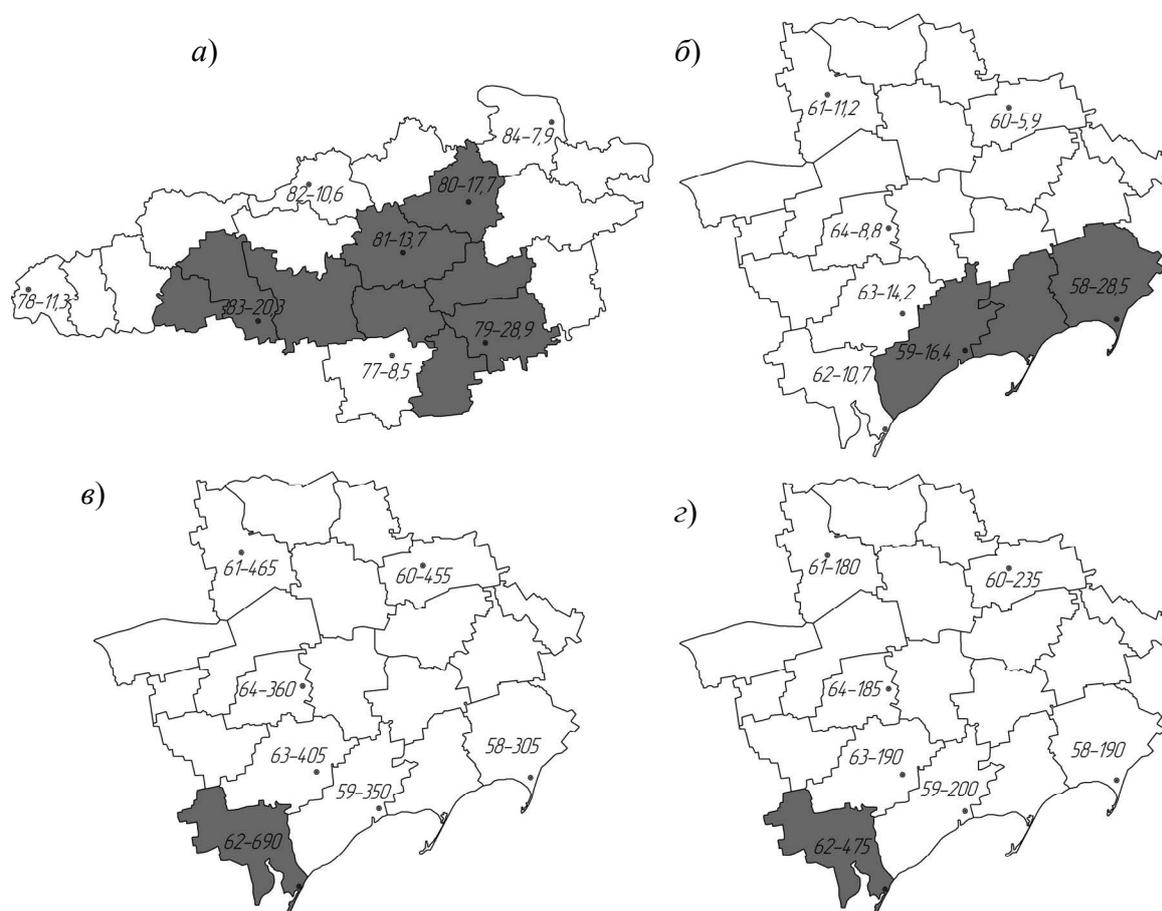


Рис. 2. Административно-территориальное зонирование Кировоградской и Запорожской областей по весу гололеда и ветровым нагрузкам

Табл. 4. Результаты административно-территориального районирования климатических нагрузок при зонировании территории областей

Нагрузка	$S_{\Delta}$ по картам норм [1]	Зона и номер метеостанции	$Q_o$	$S_{\Delta}$
<i>Кировоградская область</i>				
Вес гололеда (карта 2а)	23,8	Вся область	26,6	26,8
		Зона 1: 77, 78, 82, 84	12,3	13,4
		Зона 2: 79, 80, 81, 83	30,7	20,9
<i>Запорожская область</i>				
Вес гололеда (карта 2б)	23,8	Вся область	25,8	28,6
		Зона 1: 60, 61, 62, 63, 64	15,2	17,8
		Зона 2: 58, 59	36,5	23,4
Максимальное давление ветра (карта 2в)	16,9	Вся область	642	19,8
		Зона 1: 58, 59, 60, 61, 63, 64	494	12,8
		Зона 2: 62	690	0
Давление ветра при гололеде (карта 2г)	17,9	Вся область	412	25,9
		Зона 1: 58, 59, 60, 61, 63, 64	229	8,7
		Зона 2: 62	475	0

Аналогичным образом выполнено разделение Запорожской области на две группы районов, показанные на картах рис. 2 и в табл. 4. Из карт видно, что из общего уровня больше всего выделяются три метеостанции, расположенные на побережье Азовского моря: 62 (Кирилловка), 58 (Бердянск), 59 (Ботиево). Попытка объединить их в одну зону не позволила должным образом уменьшить стандарты относительных отклонений характеристических значений нагрузок от зонального значения. Единственный возможный вариант зонирования территории Запорожской области, который позволяет сделать стандарты относительных отклонений характеристических значений меньше соответствующих показателей карт районирования из норм [1], отражен в табл. 4 и на картах (см. рис. 2).

При районировании веса гололеда (рис. 2, б) во вторую зону объединяются две метеостанции, расположенные на юго-востоке области: 58 (Бердянск) и 59 (Ботиево). Пять других метеостанций отнесены к первой зоне, характери-

стическое значение для которой 15,2 Н/м значительно меньше общего по области 25,8 Н/м. Показанное на рис. 2, в, г зонирование области по ветровым нагрузкам можно выполнить только путем выделения в отдельную вторую зону всего лишь одной метеостанции 62 (Кирилловка), данные которой резко отличаются от данных других метеостанций области. Это позволило существенно уменьшить зональные характеристические значения максимального давления ветра и ветрового давления при гололеде для большей части территории области, отнесенной к первой зоне. Вместе с тем зональные характеристические значения ветровых нагрузок, установленные по данным лишь одной метеостанции Кирилловка, нельзя считать достоверными.

Для удобства использования результатов разделение на группы административных районов желательнее было бы осуществить одинаково для всех климатических нагрузок, но это оказалось нереальным вследствие различного характера территориальной изменчи-

ности разных нагрузок.

Проведенный анализ подтвердил принципиальную возможность и целесообразность разделения некоторых административных областей на группы административно-территориальных районов с целью уменьшения разброса характеристических значений и запасов районирования до уровня запасов карт [1]. Вместе с тем этот подход несколько затруднит использование результатов районирования и является слишком недостоверным или даже нереальным при малом количестве метеостанций на территории области. Кроме того, случайный характер территориальной изменчивости климатических нагрузок может привести к сложному, нелогичному и географически необоснованному характеру распределения выделенных зон по территории, как это произошло при районировании веса гололеда в Кировоградской области. Возможно, в большинстве случаев лучшим решением будет отказ от деления территории административных областей на группы районов, если такое разделение не является географически обоснованным и это не влечет за собой чрезмерно большой рост запасов административно-территориального районирования.

### **Выводы**

На основании проведенных исследований можно сделать следующие выводы.

1. Изложенная методика позволяет

установить для территории каждой области единые характеристические значения климатических нагрузок исходя из заданной вероятности их превышения данными отдельными метеостанций (обеспеченности территориального районирования).

2. Запасы административно-территориального районирования, которые зависят от разброса характеристических значений нагрузок по территории области, сопоставимы с запасами карт территориального районирования Государственных строительных норм Украины «Нагрузки и воздействия».

3. В отдельных случаях может быть целесообразным разделение областей на группы административных районов, что позволяет уменьшить излишние запасы районирования, но несколько усложняет использование результатов.

4. Преимущества предложенного способа административно-территориального районирования климатических нагрузок состоят в упрощении норм нагрузок за счет отказа от карт и представления характеристических значений всех нагрузок в одной таблице, в простоте использования такой таблицы, а также в безошибочности определения характеристических значений нагрузок.

5. В дальнейшем планируется применение предложенной методики с целью разработки административно-территориального районирования климатических нагрузок для всей территории Украины.

### **СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ**

1. **ДБН В.1.2–2:2006.** Система забезпечення надійності та безпеки будівельних об'єктів. Навантаження і впливи. Норми проектування. – Киев : Мінбуд України, 2007. – 60 с.
2. **ТКП EN 1991–1–3:2009.** Еврокод 1. Воздействия на конструкции. Ч. 1–3: Снеговые нагрузки. – Минск : МАиС, 2010. – 42 с.
3. **ТКП EN 1991–1–4:2009.** Еврокод 1. Воздействия на конструкции. Ч. 1–4: Ветровые нагрузки. – Минск : МАиС, 2010. – 120 с.
4. **Пашинський, В. А.** Способи територіального районування кліматичних навантажень / В. А. Пашинський, М. В. Пашинський, В. В. Пашинський // Вісн. Одеської державної академії будівництва та архітектури. – Одеса : Атлант, 2016. – Вип. 64. – С. 103–109.

5. **Пашинський, В. А.** Методика адміністративно-територіального районування кліматичних навантажень на будівельні конструкції / В. А. Пашинський // Ресурсоекономні матеріали, конструкції, будівлі та споруди : зб. наук. праць. – Рівне, 2016. – Вип. 32. – С. 387–393.

6. **Вентцель, Е. С.** Теория вероятностей / Е. С. Вентцель. – Москва : Наука, 1969. – 576 с.

*Статья сдана в редакцию 29 декабря 2017 года*

**Геннадий Борисович Филimoniхин**, д-р техн. наук, проф., Центральноукраинский национальный технический университет. E-mail: filimonikhin@ukr.net.

**Николай Викторович Пашинский**, аспирант, Центральноукраинский национальный технический университет. E-mail: filonalone@gmail.com.

**Gennadiy Borisovich Filimonikhin**, DSc (Engineering), Prof., Central Ukrainian National Technical University. E-mail: filimonikhin@ukr.net.

**Mykola Victorovych Pashynskiy**, PhD student, Central Ukrainian National Technical University. E-mail: filonalone@gmail.com.

# ВЕСТНИК БЕЛОРУССКО-РОССИЙСКОГО УНИВЕРСИТЕТА

№ 1(58) 2018

Ответственный за выпуск	И. В. Брискина
Оформление обложки	Е. С. Лустенкова
Дизайн и компьютерная верстка	Н. П. Полевничая

Адрес редакции: пр. Мира, 43, Белорусско-Российский университет, корп. 1, комн. 331, 212000, г. Могилев. Телефон: 26-61-00, e-mail: bru@bru.mogilev.by.

Журнал «Вестник Белорусско-Российского университета» зарегистрирован в Министерстве информации Республики Беларусь. Свидетельство о государственной регистрации средства массовой информации № 1240 от 08.02.2010.

Подписано в печать 20.02.2018. Формат 60×84/8. Бумага офсетная. Печать офсетная. Гарнитура Таймс. Усл. печ. л. 15,58. Уч.-изд. л. 17,0. Тираж 100 экз. Заказ 2488.

УПКП «Могилевская областная укрупненная типография  
имени Спиридона Соболя»

Свидетельство о государственной регистрации издателя,  
изготовителя, распространителя печатных изданий:

№ 1/116 от 17.12.2013,

№ 2/24 от 12.12.2013.

Ул. Первомайская, 70, 212030, г. Могилев, Республика Беларусь