

# ВЕСТНИК

*Белорусско-Российского университета*

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

*Периодичность – 4 раза в год*

3(56) 2017

---

## СОДЕРЖАНИЕ

### МАШИНОСТРОЕНИЕ

<b>ЖИГАЛОВ А. Н.</b> Влияние износа твердых сплавов, упрочненных аэродинамическим воздействием, на шероховатость обработанной поверхности при фрезерно-карусельном резании .....	5
<b>ЖОЛОБОВ А. А., КАЗАКОВ А. В., БОЯРКО Д. В.</b> Структурная оптимизация токарной операции растачивания при формировании ступенчатых отверстий .....	16
<b>КАПИТОНОВ А. В., САСКОВЕЦ К. В., КАСЬЯНОВ А. И.</b> Планетарная радиально-плунжерная передача с улучшенными эксплуатационными характеристиками .....	27
<b>КАРТАШЕВИЧ А. Н., ПЛОТНИКОВ С. А., МАЛЫШКИН П. Ю., КУРЗЕНКОВ С. В.</b> Метод расчета и проектирования дизеля с наддувом, охладителем надувочного воздуха с системой подачи газового топлива.....	35
<b>КИСЕЛЕВ М. Г., ГАБЕЦ В. Л., БОГДАН П. С., СЕМЕНКОВИЧ В. П.</b> Восстановление режущей способности изношенной рабочей поверхности стальных и твердосплавных зубных боров путем ее электроэрозионной обработки.....	45
<b>КОРОТЕЕВ А. О., КУЛИКОВ В. П., ДОЛЯЧКО В. П.</b> Моделирование газодинамических процессов в защитной атмосфере дуги при сварке в смеси коаксиально подаваемых газов .....	54

<b>КОРОТЕЕВ А. О., КУЛИКОВ В. П., ДОЛЯЧКО В. П.</b> Особенности выбора сварочных проволок при дуговой сварке в среде $Ar + CO_2$ с двухструйной коаксальной подачей защит- ных газов в зону горения дуги .....	65
<b>ЛУСТЕНКОВ М. Е., МАКОВЕЦКИЙ И. И., ЛУСТЕНКОВА Е. С., МАШИН Ю. В., КОМАР В. Л.</b> Сравнительный анализ раз- личных типов центровых кривых кулачковых профилей сфе- рических роликовых передач .....	74
<b>МРОЧЕК В. И., МРОЧЕК Т. В., ПУЗИКОВ А. И.</b> Анализ рынка фронтальных погрузчиков в России .....	83
<b>РОГАЧЕВСКИЙ Н. И.</b> Исследование энергосберегающего привода стрелы шлагбаума с улучшенными характеристиками .....	88
<b>ТАРАСИК В. П.</b> Частотные характеристики мехатронной системы управления фрикционами переключения передач автоматической трансмиссии автомобиля .....	99

## СТРОИТЕЛЬСТВО. АРХИТЕКТУРА

<b>ГОМОН С. С., ПАВЛЮК А. П.</b> Работа балок из цельной и клееной древесины при косом изгибе .....	111
<b>НАСТОЯЩИЙ В. А., СИДЕЙ В. Н.</b> Вероятностная оценка долговечности строительной керамики по критерию потери морозостойкости методом статистического моделирования .....	122
<b>ПАШИНСКИЙ В. А., ПЛОТНИКОВ О. А.</b> Вероятностная методика анализа тепловой надежности узлов ограждающих конструкций .....	129

## ЭКОНОМИКА. ЭКОНОМИЧЕСКИЕ НАУКИ

<b>ЛИВИНСКАЯ В. А., КОМАРОВА С. Л.</b> Обработка резуль- татов вступительной кампании Белорусско-Российского уни- верситета с помощью пакета STATISTICA MS .....	136
<b>ПУЗАНОВА Т. В., ДРОЗДОВА И. О.</b> Применение матричных методов для разработки стратегии развития технологического парка .....	145

- 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>JIGALOV A. N.</b> Effect of wear of aerodynamically strengthened hard alloys on roughness of processed surfaces during milling-rotary cutting .....	5
<b>ZHOLOBOV A. A., KAZAKOV A. V., BOYARKO D. V.</b> Structural optimization of boring operation in formation of stepped holes .....	16
<b>KAPITONOV A. V., SASKOVETS K. V., KASYANOV A. I.</b> Radial plunger planetary gearing with improved operating characteristics .....	27
<b>KARTASHEVICH A. N., PLOTNIKOV S. A., MALYSHKIN P. Y., KURZENKOV S. V.</b> Method for calculation and design of a supercharged diesel engine with a charge air cooler and system of gas fuel supply .....	35
<b>KISELEV M. G., GABETS V. L., BOGDAN P. S., SEMENKOVICH V. P.</b> Recovery of cutting capacity of worn steel and carbide dental burs by their electroerosion treatment .....	45
<b>KOROTEYEV A. O., KULIKOV V. P., DOLYACHKO V. P.</b> Modeling of gas-dynamic processes in protective atmosphere around the arc during welding in the mixture of coaxially supplied gases.....	54
<b>KOROTEYEV A. O., KULIKOV V. P., DOLYACHKO V. P.</b> Characteristics of the selection of welding wire for arc welding in Ar + CO <sub>2</sub> with two-jet coaxial supply of shielding gases to the ARC zone .....	65
<b>LUSTENKOV M. E., MAKOVETSKY I. I., LUSTENKOVA E. S., MASHIN Y. V., KOMAR V. L.</b> Comparative analysis of various types of center curves of cam profiles in spherical roller transmissions .....	74
<b>MROCHEK V. I., MROCHEK T. V., PUZIKOV A. I.</b> Analysis of front-end loader market in Russia .....	83
<b>ROGACHEVSKY N. I.</b> Investigation of energy-saving drive with improved characteristics for a barrier gate boom .....	88
<b>TARASIK V. P.</b> Frequency characteristics of the mechatronic control system for friction clutches in the gearshift mechanism of automobile automatic transmission .....	99

**CIVIL ENGINEERING. ARCHITECTURE**

<b>GOMON S. S., PAVLUK A. P.</b> Working peculiarities of solid and glued laminated wood beams under the effect of slanting bend .....	111
<b>NASTOYASHCHY V. A., SIDEI V. N.</b> Probabilistic estimation of construction ceramics durability based on the frost resistance criterion using the method of statistical modeling .....	122
<b>PASHYNSKYI V. A., PLOTNIKOV O. A.</b> Probabilistic method for analyzing thermal reliability of units of enclosing structures .....	129

**ECONOMICS. ECONOMIC SCIENCES**

<b>LIVINSKAYA V. A., KOMAROVA S. L.</b> Processing the results of admission process at the Belarus-Russian university using the STATISTICA MS package .....	136
<b>PUZANOVA T. V., DROZDOVA I. V.</b> Use of matrix methods to elaborate development strategy for the technology park .....	145

УДК 621.923.4

*А. Н. Жигалов*

**ВЛИЯНИЕ ИЗНОСА ТВЕРДЫХ СПЛАВОВ, УПРОЧНЕННЫХ АЭРОДИНАМИЧЕСКИМ ВОЗДЕЙСТВИЕМ, НА ШЕРОХОВАТОСТЬ ОБРАБОТАННОЙ ПОВЕРХНОСТИ ПРИ ФРЕЗЕРНО-КАРУСЕЛЬНОМ РЕЗАНИИ**

UDC 621.923.4

*A. N. Jigalov*

**EFFECT OF WEAR OF AERODYNAMICALLY STRENGTHENED HARD ALLOYS ON ROUGHNESS OF PROCESSED SURFACES DURING MILLING-ROTARY CUTTING**

**Аннотация**

Рассмотрены особенности образования шероховатости при фрезерно-карусельном резании твердыми сплавами. Изложены принципы механизма аэродинамического упрочнения твердых сплавов. Приведены результаты исследований влияния времени работы твердых сплавов, обработанных методом аэродинамического упрочнения, и их изнашивания на шероховатость обработанных поверхностей. Установлены особенности образования шероховатости поверхностей при обработке твердыми сплавами, упрочненными аэродинамическим воздействием.

**Ключевые слова:**

шероховатость, фрезерно-карусельное резание, твердые сплавы, аэродинамическое упрочнение.

**Abstract**

The formation of roughness during milling-rotary cutting with hard alloys is considered. The mechanism of aerodynamic strengthening of hard alloys is described. The paper presents the results of studies on the effect of cutting time and wear of hard alloys subjected to aerodynamic strengthening on the roughness of processed surfaces. Specific features of surface roughness formed during processing with hard alloys strengthened by aerodynamic impact are stated.

**Key words:**

roughness, milling-rotary cutting, hard alloys, aerodynamic hardening.

***Особенности образования шероховатости при фрезерно-карусельном резании***

Шероховатость обработанной поверхности оказывает значительное влияние на эксплуатационные свойства деталей. Шероховатость поверхностей измеряется и устанавливается на основании стандарта ISO 1302:2002, который с учетом принятых Межгосударственным

советом по стандартизации, метрологии и сертификации изменений заменил ГОСТ 2.309–73.

Основными параметрами определения шероховатости поверхности, согласно ГОСТ 25142–82, для наиболее распространенных машиностроительных технологий являются параметры  $Ra$  – среднее арифметическое отклонение профиля (среднее арифметическое абсолютных значений от-

клонений профиля в пределах базовой длины) и  $Rz$  – высота неровностей профиля по десяти точкам (сумма средних абсолютных значений высот пяти наибольших выступов профиля и глубин пяти наибольших впадин в пределах базовой длины). ГОСТ 2789–73 устанавливает параметры в пределах:  $Ra = 0,008 \dots 100$  мкм;  $Rz = 0,025 \dots 1600$  мкм. Для лезвийной обработки между высотными параметрами  $Ra$  и  $Rz$  существует следующая корреляционная зависимость:  $Rz = 5Ra$ .

По данным ряда справочников, рекомендуемые параметры шероховатости при торцовом фрезеровании плоскостей находятся в следующих диапазонах: предварительное –  $Rz = 160; 80; 40; 20$  мкм; чистовое –  $Rz = 20$  мкм и  $Ra = 2,5; 1,25$  мкм; тонкое –  $Ra = 1,25; 0,63$  мкм.

Величина шероховатости при фрезеровании зависит от большого количества факторов: геометрических параметров режущей части инструмента (уменьшение главного  $\phi$  и вспомогательного  $\phi_1$  углов в плане способствует снижению шероховатости [1]) и его состояния (затупления, наличие микронеровностей, сколов увеличивает шероховатость [8]); схемы фрезерования (встречное фрезерование обеспечивает меньшую высоту остаточного сечения, чем попутное; для выпуклой поверхности кривизна уменьшает высоту шероховатости, а для вогнутой – увеличивает [2]), радиуса фрезы (при малых радиусах фрезы шероховатость увеличивается [2]); радиуса закругления режущей кромки инструмента (при малых подачах незначительно влияет на шероховатость, при больших подачах свыше 0,2 мм/об шероховатость увеличивается более интенсивно); траектории движения режущего инструмента относительно детали (при фрезерно-карусельном резании шероховатость увеличивается); режимов обработки (при возрастании скорости резания шероховатость сначала увеличивается из-за явления актив-

ного образования нароста на режущей части, а затем уменьшается; при увеличении подачи на зуб  $s_z$  шероховатость увеличивается [8]); точности изготовления фрезы и, в частности, биения зубьев фрезы (согласно ГОСТ 2789–73 в концевых фрезах радиальное биение между двумя смежными зубьями равно 30 мкм, а для двух противоположных зубьев – 60 мкм [1, 4]), состояния технологической системы станок–инструмент (недостаточная жесткость системы порождает вибрации и, соответственно, повышается шероховатость, образуется волнистость на поверхности [5]); размеров и состояния обрабатываемого материала (при малых размерах заготовок шероховатость увеличивается; при повышении содержания углерода в стали обрабатываемая поверхность достигается с меньшей шероховатостью [2]); физико-механических свойств поверхностного слоя заготовок (в поверхностном слое заготовок из стали, полученных ковкой, литьем или прокатом, имеется поверхностный обезуглероженный слой, который является более чувствительным к воздействию тепловых и силовых факторов в процессе обработки; при механической обработке деформация поверхностного слоя сопровождается его упрочнением, возникновением в нем растягивающих напряжений, что оказывает влияние на шероховатость); применения СОЖ (уменьшает шероховатость) и др.

Из-за того, что при фрезеровании происходит снятие большого количества стружки благодаря участию в работе многолезвийного инструмента, а также с учетом того, что на шероховатость обработанной поверхности оказывает влияние практически один режущий зуб фрезерного инструмента, который из-за погрешностей изготовления самого инструмента и режущего элемента, его заточки, биения шпинделя станка, оправки инструмента, дисбаланса корпуса фрезы и других конструкторских и технологических погрешно-

стей имеет наиболее худшие условия резания (снимает наибольший припуск, работает с большими силами резания, с ударами из-за прерывистости обработки и др.), как правило, процесс фрезерования относится к процессам черновой обработки, при которых обеспечивается шероховатость большой величины. На основании этого оценивать достигаемую шероховатость обработанной поверхности для процесса фрезерования наиболее целесообразно посредством параметра  $Rz$ .

На рис. 1 представлена схема образования шероховатости при фрезеровании. Формообразование шероховатости при фрезерном резании происходит за счет двух движений режущего лезвия: вращения вокруг оси фрезы и прямолинейного движения с подачей  $s_z$ . При этом в начале резания, когда износ режущего лезвия отсутствует, срезается слой ме-

талла по траектории  $A-B-C-D$  вместо теоретически расчетной  $A-B-C-E$ . В результате остается часть металла сечением  $A-D-E$ , которая и образует шероховатость поверхности с высотой неровностей профиля величиной  $Rz$ .

Значение подачи на зуб  $s_z$  из рис. 1

$$s_z = AE = AF + FE. \quad (1)$$

Из треугольников  $ADF$  и  $EDF$  определим следующее:

$$\begin{aligned} AF &= Rz \cdot \operatorname{ctg} \varphi_1; \\ FE &= Rz \cdot \operatorname{ctg} \varphi. \end{aligned} \quad (2)$$

После подстановки (2) в (1) получим

$$Rz = \frac{s_z}{\operatorname{ctg} \varphi_1 + \operatorname{ctg} \varphi}. \quad (3)$$

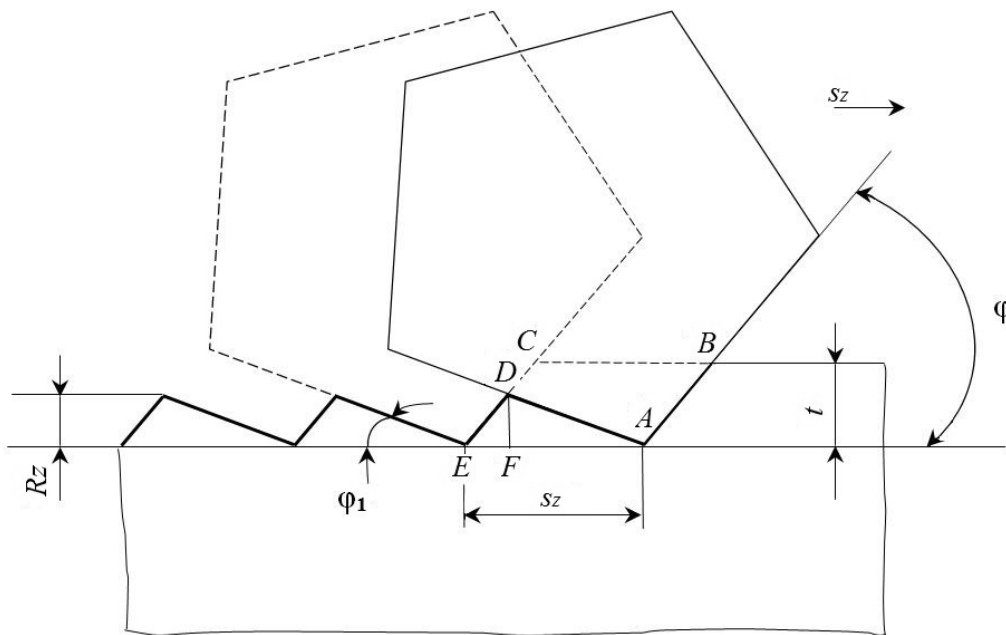


Рис. 1. Схема образования шероховатости при фрезерном резании

Как видно из формулы (3), описывающей геометрические причины образования шероховатости, и рис. 1, на величину  $Rz$  оказывают влияние такие параметры, как подача на зуб  $s_z$

и углы в плане  $\varphi$  и  $\varphi_1$ . Параметр  $Rz$  уменьшается при уменьшении подачи  $s_z$  и углов в плане  $\varphi$  и  $\varphi_1$ . При этом глубина резания  $t$  не влияет на высоту неровностей  $Rz$ .

### Описание метода аэродинамического упрочнения

Для повышения стойкости твердых тел, в том числе и твердых сплавов, представляющих собой гетерогенные композиции, состоящие из карбидов вольфрама, титана и тантала, сцементированных кобальтовой связкой, работающих в тяжелых технологических условиях с переменной ударной нагрузкой, разработан и запатентован метод аэродинамического упрочнения (АДУ) [9].

Эффект при упрочнении методом АДУ достигается за счет воздействия волн звуковой частоты на структуру твердых сплавов. В обработанных твердых сплавах происходит измельчение карбидных фаз и их перераспределение, уменьшение дислокаций внутренней структуры. За счет самоорганизации на уровне кристаллической решетки обеспечивается переход от беспорядочного движения флуктуаций и их хаотического состояния к новому порядку, позволяющему улучшать параметры структуры для заданных условий эксплуатации [10].

На ряде машиностроительных заводов в производственных условиях установлено, что при упрочнении методом АДУ повышается стойкость твердосплавного инструмента, работающего с ударными нагрузками, в 2...4 раза [11].

### Результаты эксперимента

Для определения влияния времени обработки и величины износа твердосплавных пластин, упрочненных методом АДУ, на шероховатость обработанных поверхностей, а также для проверки полученной теоретической зависимости (3) проведен ряд экспериментальных исследований.

Шероховатость обработанных плоских поверхностей заготовок измеряли на профилометре-профилографе фирмы «Митутойо» (Mitutoyo) модели SurfTest SJ-210 (Япония). Погрешность измерения при этом составляла не

более 5 %. За величину шероховатости обработанной поверхности заготовки принимали высоту неровностей профиля по параметру  $Rz$ .

На первом этапе проводили исследования по определению влияния износа твердосплавных пластин, упрочненных методом АДУ, на шероховатость.

На рис. 2 в виде профилограмм и графически на рис. 3 (график 1) представлены результаты экспериментальных исследований шероховатости по параметру  $Rz$  от времени обработки торцевой фрезой  $d = 63$  мм (пять зубьев) с пластинами твердосплавными PNUA-110408 ГОСТ 19064–80 сплава H10y (показатель у упрочнен методом АДУ), имеющими параметры  $\gamma = 0^\circ$ ,  $\varphi = 55^\circ$ ,  $\varphi_1 = 5^\circ$ ,  $r = 0,2$  мм. Обработке подвергали образцы из стали 45 размером  $47 \times 42$  мм на фрезерно-карусельном станке ГФ211 на режимах: скорость резания  $v = 124,6$  м/мин, подача на зуб  $s_z = 0,52$  мм/зуб (большая подача выбиралась для наибольшей визуализации процесса), глубина резания  $t = 0,5$  мм.

Анализ графика 1 (см. рис. 3) позволяет сделать вывод, что высота микронеровностей профиля по параметру  $Rz$ , полученного пластинами H10y, с увеличением времени обработки сначала уменьшается до 13 мкм при 50 мин обработки, а затем возрастает. Такое изменение высотных параметров полностью согласуется с существующей теорией резания и технологии машиностроения, а сам метод АДУ не изменяет характер классической зависимости шероховатость – время обработки [5, 6, 8].

Для проверки теоретических выводов о том, что при фрезерно-карусельном резании происходит изменение в процессе обработки мгновенной подачи на зуб  $s_z$ , произвели экспериментальные исследования шероховатости по параметру  $S$  – средняя ширина локального пика, представляющая собой среднее расстояние между локальными пиками профиля. Этот параметр шерохо-



ватости поверхности, заложенный в международном стандарте ISO 4287, косвенным образом характеризует мгновенную величину подачи на зуб  $s_z$ . Результаты экспериментальных данных

шероховатости по параметру  $S$  от времени обработки, полученные при указанных ранее условиях обработки, приведены на рис. 2, по ним построен график 2 (см. рис. 3).

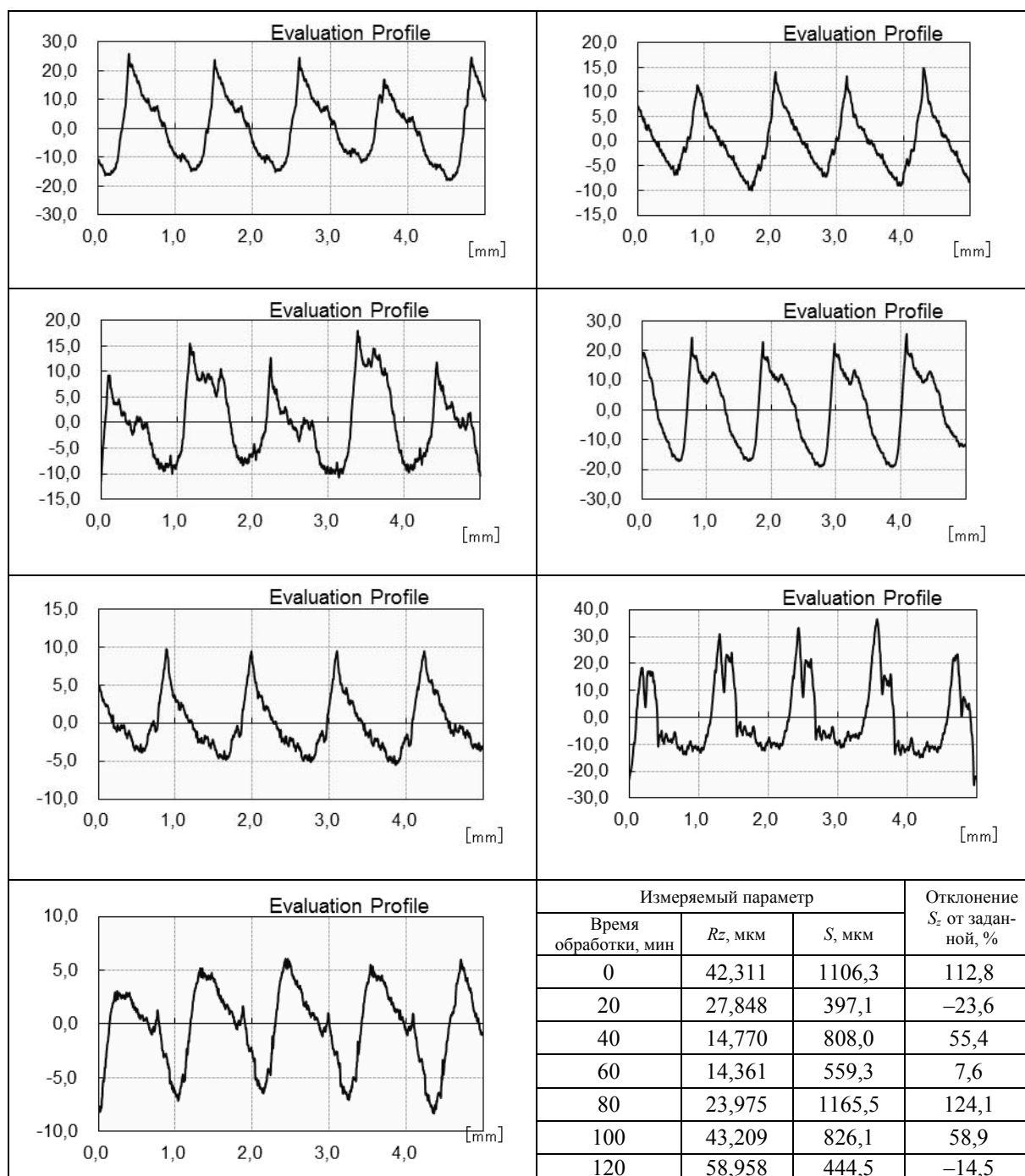
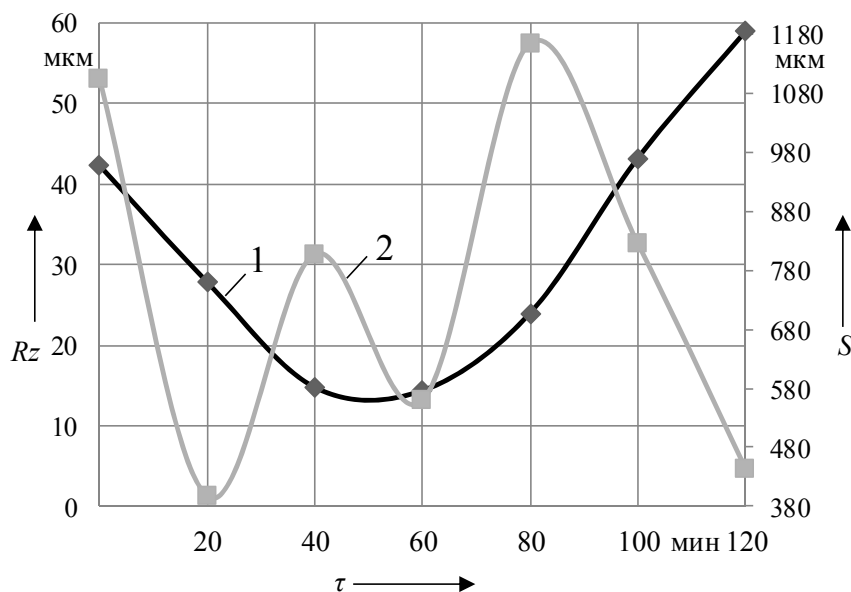


Рис. 2. Профилограммы поперечных шероховатостей образцов из стали 45, обработанных твердосплавными пластинами PNUA-110408 сплава H10y, упрочненными методом АДУ

Рис. 3. Зависимости шероховатостей по параметрам  $Rz$  (1) и  $S$  (2) от времени обработки  $\tau$ 

Исходя из обработанных результатов исследований (проценты в последнем столбце таблицы на рис. 2), следует, что мгновенная величина подачи на зуб  $s_z$  при фрезерно-карусельном резании не является величиной постоянной к установленной на станке подаче, а изменяется в зависимости от схемы расположения режущего элемента относительно центра вращения заготовки. Для данных измерений подача на зуб  $s_z$  изменяется в 2,5 раза, от  $-23,6$  до  $124,1$  %.

При проведении сравнительных исследований по определению влияния метода упрочнения АДУ твердосплавных пластин различных сплавов на достигаемую ими при обработке шероховатость использовали твердосплавные пластины Н30 (неупрочненная), Н30у (упрочненная), Т5К10 (неупрочненная) и Т5К10у (упрочненная), которыми обрабатывали заготовки из стали 45 размерами  $47 \times 42$  мм фрезой  $d = 63$  мм с одним зубом (для устранения влияния конструкторских и технологических погрешностей инструмента) на фрезерно-карусельном станке ГФ211 на режимах: скорость резания  $v = 158,3$  м/мин, подача на зуб  $s_z = 0,21$  мм/зуб, глубина резания  $t = 0,5$  мм. Дополнительно произво-

дили измерение износа режущего лезвия пластин по задней поверхности  $h_z$ .

Результаты экспериментальных исследований в виде профилограмм приведены на рис. 4 и графически представлены на рис. 5. Пластина Н30 неупрочненная разрушилась в течение первых 10 мин.

Из графиков (см. рис. 5) видно, что высота микронеровностей профиля по параметру  $Rz$  обработанных заготовок твердосплавными пластинами Т5К10у и Н10у выше, чем после обработки неупрочненной пластиной Т5К10. Наименьшая шероховатость обработанных поверхностей твердосплавными пластинами достигается: для Т5К10 при 40 мин; Н30у при 50 мин и Т5К10у при 60 мин, т. е. при упрочнении твердосплавных пластин методом АДУ наименьшая шероховатость при обработке ими достигается при наибольшем времени их работы по сравнению с неупрочненными.

Результаты обработанных экспериментальных исследований влияния износа твердосплавных пластин по задней поверхности  $h_z$  на достигаемую ими при обработке шероховатость по параметру  $Rz$  приведены на рис. 6.

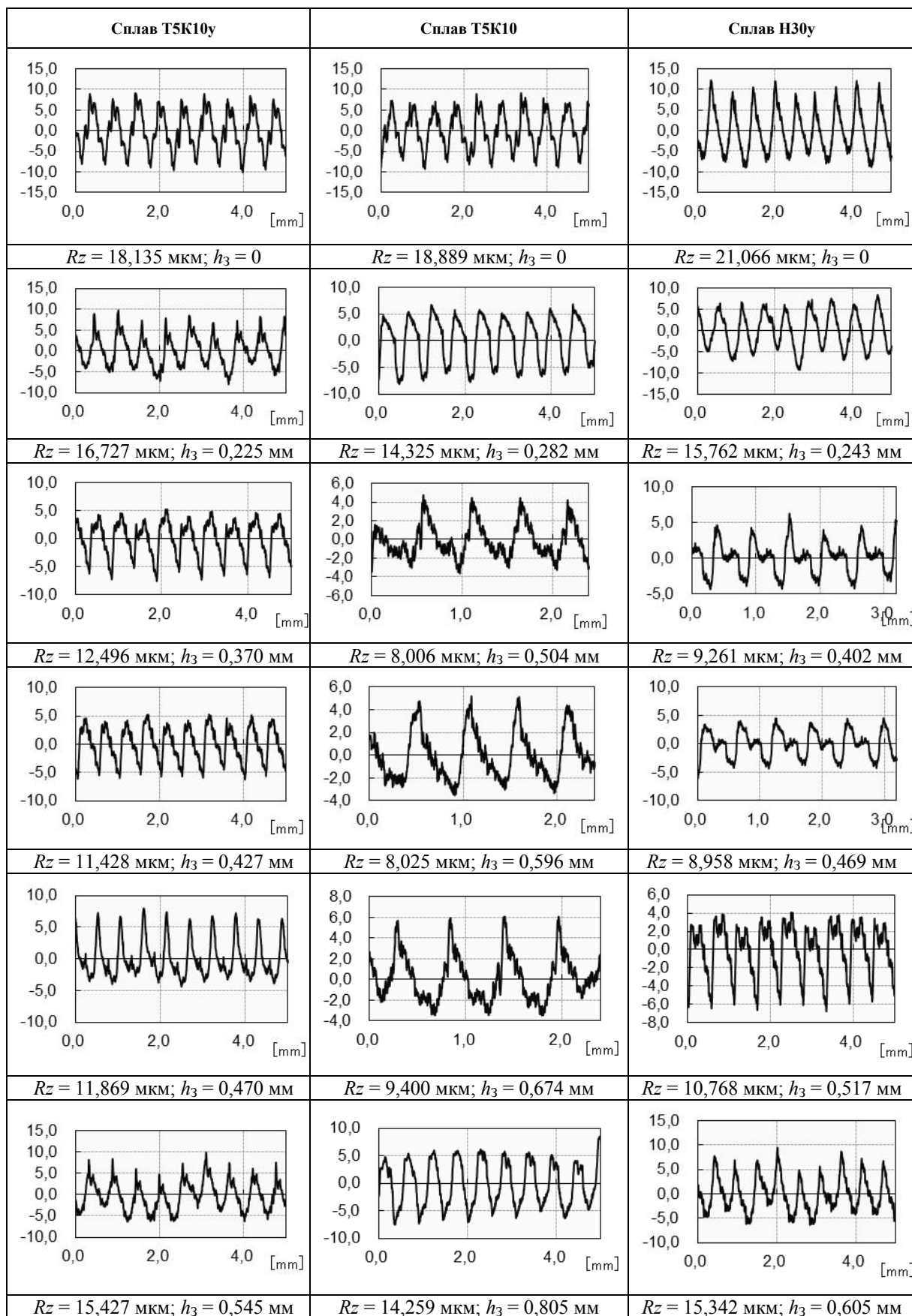
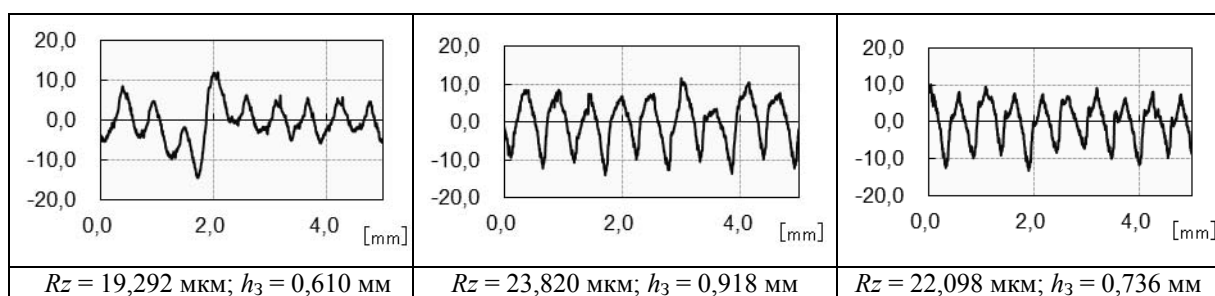


Рис. 4. Профилограммы поперечных шероховатостей образцов из стали 45, обработанных пластинами твердосплавными PNUA-110408 различных сплавов



Окончание рис. 4

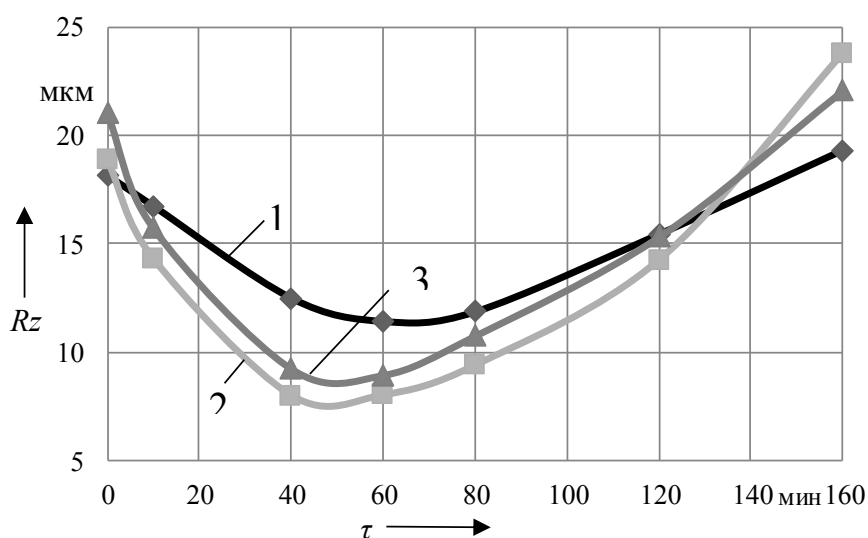


Рис. 5. Зависимости шероховатости по параметру  $Rz$  от времени обработки  $\tau$  сплавами Т5К10у (1), Т5К10 (2), Н30у (3)

Анализ графических изображений (см. рис. 6) показывает, что влияние износа твердосплавных пластин по задней поверхности  $h_3$  на шероховатость обработанной поверхности проявляется по-разному. В начале процесса обработки до величин износа по задней поверхности, равных 0,2 мм, соответствующего периоду приработки пластины, шероховатость обработанной поверхности уменьшается пропорционально износу по задней поверхности, что связано с тем, что в начальный период износ возрастает пропорционально времени работы фрезы [7].

В период нормального износа из-

менение шероховатости обработанной поверхности от износа твердосплавных пластин имеет противоположный характер. При износе  $h_3$  от 0,2 до 0,45...0,55 мм шероховатость от величины износа по задней поверхности времени уменьшается, причем с интенсивностью значительно меньше, чем на предыдущем этапе. Это связано с тем, что на данном этапе наибольшее влияние на износ оказывают геометрические причины износа профиля режущей кромки пластины, а интенсивность износа  $h_3$  ниже, чем в период начального износа [7].

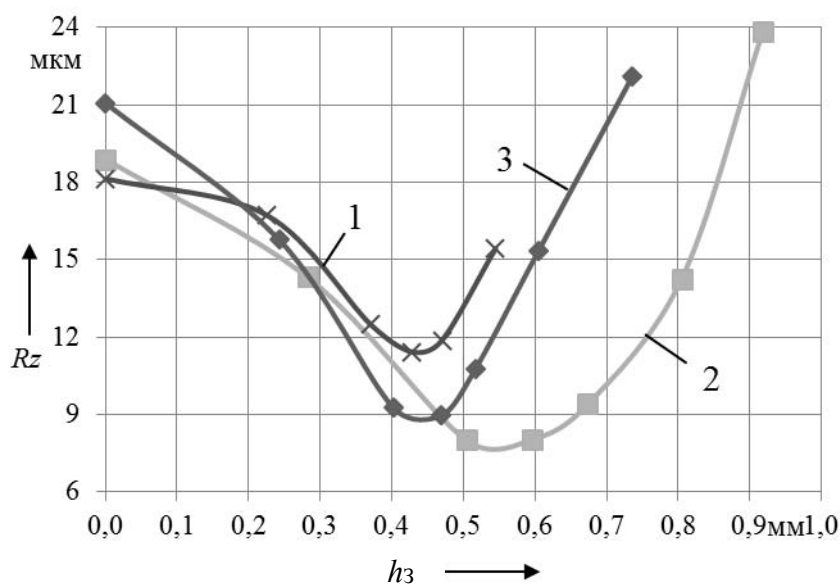


Рис. 6. Зависимость шероховатости по параметру  $Rz$  от величины износа твердосплавных пластин по задней поверхности  $h_z$  сплавов Т5К10у (1), Т5К10 (2), Н30у (3)

При износе более 0,45...0,55 мм шероховатость увеличивается с интенсивностью, аналогичной на нисходящей ветви кривой. Это происходит за счет возрастания количества и интенсивности факторов, связанных с увеличением силовой нагрузки, появлением вибраций и других описанных ранее факторов, которые возникают от образования большой контактной площадки (более 0,45...0,55 мм) между режущей пластиной и заготовкой, при этом интенсивность износа  $h_z$  соответствует периоду нормального износа.

Следует обратить внимание, что перегиб кривых шероховатости от износа твердосплавных пластин, упрочненных методом АДУ, возникает раньше, чем неупрочненных, а именно для упрочненных пластин при износе, равном 0,4...0,5 мм, а неупрочненных – при 0,5...0,6 мм.

Для экспериментального подтверждения или опровержения теоретически рассчитанной формулы (3) для определения шероховатости по параметру  $Rz$  проведены следующие исследования.

Экспериментальные данные из рис. 2 и 4 сравнены с расчетными результатами, полученными по формуле (3), которые приведены в табл. 1 и 2.

Как видно из табл. 1 и 2, с погрешностью до 18 % теоретическая зависимость (3) действительна лишь для начала процесса фрезерования, когда износ пластины практически равен нулю.

Ряд авторов предпринимали попытки осуществить теоретический расчет получаемой при обработке величины шероховатости [2, 3]. Однако получить достоверные с экспериментальными данными теоретические зависимости шероховатости обработанной поверхности не представилось возможным.

Табл. 1. Значения шероховатости по параметру  $Rz$ , полученные экспериментально и теоретически рассчитанные по формуле (3) при подаче на зуб  $s_z = 0,21$  мм/зуб для сплава Н10

Время обработки, мин	Шероховатость по параметру $Rz$ , мкм		Погрешность, %
	экспериментальная	рассчитанная по формуле (3)	
0	42,311	42,868	-1,3
20	27,848	42,868	-53,9
40	14,770	42,868	-190,2
60	14,361	42,868	-198,5
80	23,975	42,868	-78,8
100	43,209	42,868	0,8
120	58,958	42,868	27,3

Табл. 2. Значения шероховатости по параметру  $Rz$ , полученные экспериментально и теоретически рассчитанные по формуле (3) при подаче на зуб  $s_z = 0,52$  мм/зуб

Время обработки, мин	Шероховатость по параметру $Rz$ , мкм						Погрешность, %		
	экспериментальная			рассчитанная по формуле (3)					
	T5K10y	T5K10	H30y	T5K10y	T5K10	H30y	T5K10y	T5K10	H30y
0	18,135	18,889	21,066	17,312			4,5	8,4	17,8
20	16,727	14,325	14,202	17,312			-3,5	-20,9	-21,9
40	12,496	8,006	9,261	17,312			38,5	-116,2	-86,9
60	11,428	8,025	8,958	17,312			51,5	-115,7	-93,3
80	11,869	9,400	10,768	17,312			45,9	-84,2	-60,8
100	15,427	14,259	15,342	17,312			12,2	-21,4	-12,8
120	19,292	23,820	22,098	17,312			10,3	27,3	21,7

### Выводы

1. Изменение шероховатости обработанной поверхности твердосплавными пластинами, упрочненными методом АДУ, от времени обработки имеет аналогичный характер, как и при обработке неупрочненными пластинами.

2. Время обработки, при котором достигается наименьшая шероховатость, твердосплавными пластинами, упрочненными методом АДУ, значительно больше, чем неупрочненными.

3. Мгновенная величина подачи на зуб  $s_z$  при фрезерно-карусельном резании не является величиной постоянной к установленной на станке подаче, а изменяется в зависимости от схемы

расположения режущего элемента относительно центра вращения заготовки.

4. При упрочнении твердосплавных пластин методом АДУ наименьшая шероховатость при обработке ими достигается при наибольшем времени их работы по сравнению с неупрочненными.

5. В период приработки твердосплавных пластин, упрочненных АДУ, шероховатость обработанной поверхности уменьшается пропорционально износу по задней поверхности, в период нормального износа изменение шероховатости обработанной поверхности от износа твердосплавных пластин имеет противоположный характер – сначала уменьшается, а затем увеличивается,

причем с одинаковой и значительно меньшей, чем в период приработки, интенсивностью. Перегиб кривых шероховатости от износа твердосплавных пластин, упрочненных методом АДУ, возникает раньше, чем неупрочненных.

6. Полученная теоретическая зависимость определения шероховатости от геометрических параметров инструмента

и технологических параметров обработки (см. формулу (3)) действительна лишь для начала процесса фрезерования.

7. Для уменьшения шероховатости при обработке деталей твердосплавным инструментом, упрочненным методом АДУ, необходимо уменьшать подачу на зуб  $s_z$  и углы в плане  $\phi$  и  $\phi_1$ , производить притупление режущей кромки зуба.

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Грановский, Г. И. Резание металлов / Г. И. Грановский, В. Г. Грановский. – Москва : Высшая школа, 1985. – 304 с.
2. Тихонова, А. А. Геометрическая шероховатость при попутном и встречном фрезеровании / А. А. Тихонова, Д. В. Виноградов // Изв. высш. учеб. заведений. – 2011. – № 11. – С. 68–71.
3. Водилев, А. В. Анализ шероховатости обрабатываемой поверхности при фрезеровании концевой фрезой с равной стойкостью боковых и торцовых режущих лезвий / А. В. Водилев, В. П. Черкашин // Современная техника и технологии [Электронный ресурс]. – 2013. – № 12. – Режим доступа: <http://technology.snauka.ru/2013/12/2719>.
4. Справочник металлиста : в 5 т. / Е. Д. Баклунов [и др.] ; под ред. А. Н. Малова. – Москва : Машиностроение, 1977. – Т. 3. – 748 с.
5. Основы технологии машиностроения : учебник для студентов машиностроительных специальностей вузов / А. С. Ямников [и др.] ; под ред. А. С. Ямникова. – Тула : ТулГУ, 2006. 269с.
6. Бобров, В. В. Основы теории резания / В. В. Бобров. – Москва : Машиностроение, 1976. – 344 с.
7. Комлев, А. П. Справочник молодого фрезеровщика / А. П. Комлев. – Минск : Вышэйшая школа, 1981. – 288 с.
8. Маталин, А. А. Технология машиностроения : учебник для машиностроительных вузов по специальности «Технология машиностроения, металлорежущие станки и инструменты» / А. А. Маталин. – Ленинград : Машиностроение, 1985. – 196 с.
9. Способ аэродинамического упрочнения изделий : пат. 2557175 РФ / А. Н. Жигалов, Г. Ф. Шатуров, В. М. Головков. – Опубл. 20.07.2015.
10. Zhigalov, A. N. Improved Hard Alloys for Efficient Milling / A. N. Zhigalov, A. R. Maslov, G. F. Shaturov // Russian Engineering Research. – 2015. – Vol. 35, № 11. – С. 818–821.
11. Маслов, А. Р. Повышение сопротивления изнашиванию твердых сплавов методом аэродинамического воздействия / А. Р. Маслов, А. Н. Жигалов // Трение и износ. – 2014. – Т. 35, № 5. – С. 461–466.

*Статья сдана в редакцию 27 июня 2017 года*

**Анатолий Николаевич Жигалов**, канд. техн. наук, генеральный директор, ЗАО «Промлизинг». Тел.: +375-296-30-15-17.

**Anatoly Nikolayevich Jigalov**, PhD (Engineering), Director General, CJSC Promlizing. Phone: +375-296-30-15-17.

---

УДК 621.9

*А. А. Жолобов, А. В. Казаков, Д. В. Боярко*

## СТРУКТУРНАЯ ОПТИМИЗАЦИЯ ТОКАРНОЙ ОПЕРАЦИИ РАСТАЧИВАНИЯ ПРИ ФОРМИРОВАНИИ СТУПЕНЧАТЫХ ОТВЕРСТИЙ

---

UDC 621.9

*A. A. Zholobov, A. V. Kazakov, D. V. Boyarko*

## STRUCTURAL OPTIMIZATION OF BORING OPERATION IN FORMATION OF STEPPED HOLES

---

### **Аннотация**

В работе рассмотрены вопросы теоретического обоснования и технологического обеспечения высокоэффективной токарной обработки ступенчатых отверстий в деталях машин на основе структурной оптимизации, базирующейся на выборе рационального варианта снятия припуска. Показана рациональность использования поперечных ходов режущего инструмента при растачивании ступенчатых отверстий.

### **Ключевые слова:**

структурная оптимизация, обработка, производительность, элементарные части, припуск, технологический переход, граф, элементы множества.

### **Abstract**

The paper considers the issues of theoretical justification and technology support for high-efficiency turning of stepped holes in machine parts based on the structural optimization due to the choice of rational option for stock allowance removal. The rationality of using transverse movements of the cutting tool for boring stepped holes is shown.

### **Key words:**

structural optimization, processing, efficiency, elementary parts, allowance, machining step, graph, elements of the set.

---

Основой функционирования производственного процесса является технологический процесс (ТП) – полная последовательность операций и технологических переходов, которые необходимо выполнить в заданных условиях с целью получения конечного продукта требуемого качества в нужном количестве. При разработке технологических процессов принято для каждой операции механической обработки определять точность. Расчёт точности обработки, на первый взгляд, является несложной задачей, если не принимать во внимание то, что может существовать множество вариантов выполнения од-

ной и той же операции в сочетании с возможностью многовариантного назначения режимов резания. Другими словами, одну и ту же операцию можно выполнить по разным вариантам съёма металла с варьированием режимами резания в широком диапазоне. Поверхности одного и того же ступенчатого отверстия можно получить различными вариантами выполнения технологической операции, каждый из которых представляет сочетание элементарных технологических переходов, необходимых для осуществления операции.

Структурная оптимизация технологических переходов в статье рассмат-



ривается как процесс, в результате которого определяется последовательность рабочих и вспомогательных ходов режущего инструмента с целью минимизации основного времени обработки.

При многовариантности последовательности выполнения переходов оптимизация процесса удаления припуска при формировании ступенчатых валов позволяет уменьшить время обработки на 15...20 % и более [1].

В работе рассматривается постановка и решение задачи определения вариантов обработки применительно к точению ступенчатых отверстий на то-

карном станке с ЧПУ.

Для определения количества вариантов обработки на токарной операции при любом  $n$  ступеней операционный припуск можно закодировать в виде элементарных частей  $Z_{ij}$ , каждая из которых ограничена образующими цилиндрами и торцами ступеней отверстия. Пример представления операционного припуска в виде элементарных частей  $Z_{ij}$  при обработке трёх ступеней отверстия ( $n = 3$ ) диаметрами  $D_1, D_2, D_3$  из заготовки диаметром  $D_{\text{заг}}$  показан на рис. 1.

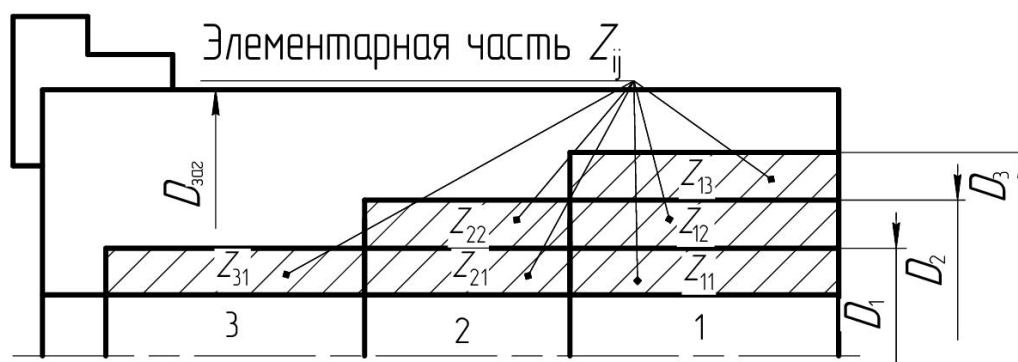


Рис. 1. Схема разбиения общего припуска трехступенчатого отверстия на элементарные части

Припуск, удаляемый на каждом технологическом переходе, условно можно представить состоящим из одной или нескольких таких элементарных частей. Всевозможные варианты объединения элементарных частей  $Z_{ij}$  в припуск  $k$ -й ступени ( $1 \leq k \leq n$ ) могут быть заданы уравнением

$$P_{klm} = \sum_{i=l}^k \sum_{j=k}^m (Z_{ij}), \quad (1)$$

где  $k$  – номер ступени,  $k = 1, 2, \dots, n$ ;  $l$  – номер крайней правой ступени, объединенной с  $k$ -й ступенью по длине,  $l = 1, 2, \dots, k$ ;  $m$  – номер ступени большего диаметра из ступеней, объединённых припуском по длине,  $m = k, k + 1, \dots, n$ .

Таким образом, для  $n = 3$  припуски

ступеней имеют следующую структуру:

– припуски первой ступени –  
 $P_{111} = \{Z_{11}\}$ ,  $P_{112} = \{Z_{11}, Z_{12}\}$ ,  
 $P_{113} = \{Z_{11}, Z_{12}, Z_{13}\}$ ;

– припуски второй ступени –  
 $P_{212} = \{Z_{21}, Z_{22}\}$ ,  $P_{222} = \{Z_{11}, Z_{12}, Z_{21}, Z_{22}\}$ ,  
 $P_{211} = \{Z_{21}\}$ ,  $P_{221} = \{Z_{21}, Z_{11}\}$ ;

– припуски третьей ступени –  
 $P_{331} = \{Z_{11}, Z_{21}, Z_{31}\}$ ,  $P_{321} = \{Z_{31}, Z_{21}\}$ ,  
 $P_{311} = \{Z_{31}\}$ .

Уравнение (1) кодирует состав припусков каждой обрабатываемой ступени, которые она может образовывать, но не описывает, как эти припуски могут быть объединены в определённые варианты обработки. В дальнейшем вариант обработки представлен как упрощённое множество  $\Omega = \{(P_{klm})_i\}$ , в котором находится

только по одному припуску каждой ступени. Согласно полученным результатам для трёх обрабатываемых ступеней, первая ступень образует три припуска, вторая – четыре, третья – три. Общее число вариантов равно произведению количества припусков, которые может образовывать каждая из ступеней, т. е.  $3 \cdot 4 \cdot 3 = 36$ . Очевидно то, что для любого варианта обработки элементарная часть  $Z_{ij}$  не может одновременно входить в состав двух и более припусков ступеней (например, вариант обработки  $\Omega_{16} = \{P_{112}, P_{212}, P_{331}\}$  состоит из следующих припусков:  $P_{112} = \{Z_{11}, Z_{12}, Z_{13}\}$ ;  $P_{211} = \{Z_{21}\}$ ;  $P_{331} = \{Z_{31}, Z_{21}, Z_{31}\}$ ).

В противном случае будут возникать области пересечения или пустотные области. В первом случае, при возникновении области пересечения, режущий инструмент будет осуществлять перемещение на рабочей подаче в области, где слой металла удалён на предыдущих технологических переходах. Этот вариант обработки приведёт к дополнительным затратам основного времени. Во втором случае, при возникновении пустотной области, в ней остаётся слой металла, препятствующий перемещению режущего инструмента, что может привести к аварийной ситуации.

Таким образом, возникает задача определения всех допустимых вариантов обработки. Решение этой задачи состоит из двух этапов [2]:

- построение графа, вершинами которого являются припуски ступеней;
- проверка возможности образования допустимого варианта обработки из элементов множества  $\Omega_i$ , формируемого из каждой ветви графа.

Для первого этапа воспользуемся матрицей (рис. 2, а), в которой число столбцов  $k$ -й строки определяется зависимостью  $k \cdot (n+1-k)$ , а число строк равно  $n$ . Для её заполнения разработан и применяется алгоритм (рис. 2, б), осно-

ванный на уравнении (1). Элементы матрицы формируются из обозначений (кодов) припусков ступеней, причём в первую строку помещаются припуски первой ступени, во вторую – припуски второй ступени и т. д.

Для построения графа из матрицы обозначений (кодов) припусков последовательно каждый элемент каждой строки «связывается» дугой со всеми элементами нижестоящей строки. Таким образом, формируются исходные данные для проверки возможности образования допустимого варианта обработки из множества  $\Omega_i$ . Результаты построения графа для трёх обрабатываемых ступеней на основании множеств ( $\Omega_1 - \Omega_{36}$ ) представлены на рис. 3.

Для проверки возможности каждой ветви графа образуются допустимый вариант обработки строится матрица размером  $(n \times n)$  (рис. 3, а). В этой матрице выше главной диагонали лежат элементы, представляющие собой элементарные части  $Z_{ij}$ . Например, элемент матрицы  $X = 1, Y = 3$  соответствует элементарной части  $Z_{13}$ .

Тогда припуск  $k$ -й ступени  $P_{klm}$  будет представлять собой прямоугольник, состоящий из элементов матрицы, верхний левый угол которого имеет координаты  $X = k, Y = k$ , а нижний правый –  $X = 1, Y = m$  (рис. 4).

Так как каждая элементарная часть  $Z_{ij}$  занимает в матрице одну позицию, то и её площадь равна единице независимо от размеров ступеней отверстия. В этом случае площадь припуска любой ступени в матрице равна количеству элементарных частей, входящих в данный припуск, а формула для определения площади припуска ступени имеет следующий вид:

$$F(P_{klm}) = ((k-l)+1) \cdot ((m-k)+1). \quad (2)$$

Например, площадь припуска  $F(P_{331}) = 3$ , площадь припуска  $F(P_{221}) = 2$ .

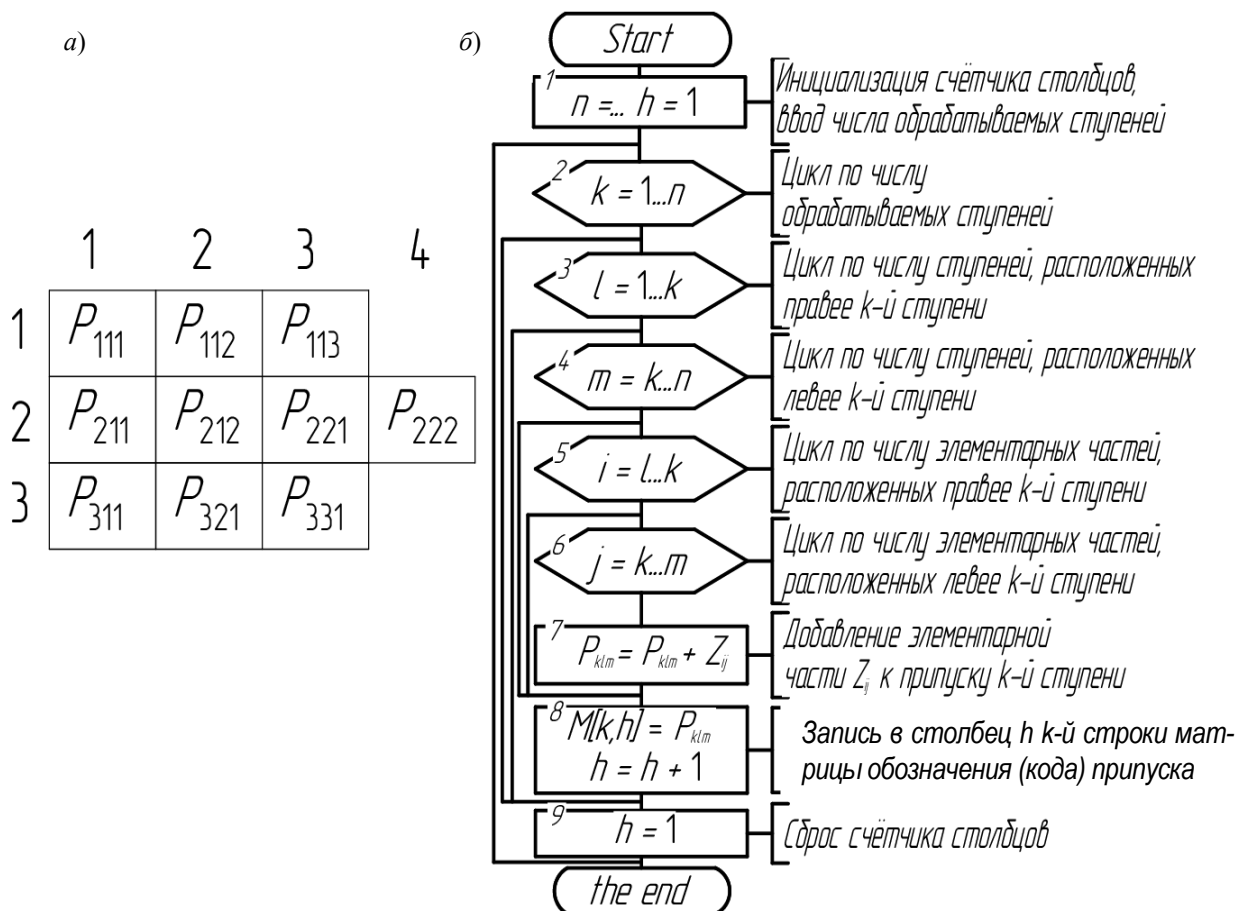


Рис. 2. Матрица и блок-схема алгоритма: а – пример матрицы для построения графа ( $n = 3$ ); б – блок-схема алгоритма заполнения матрицы

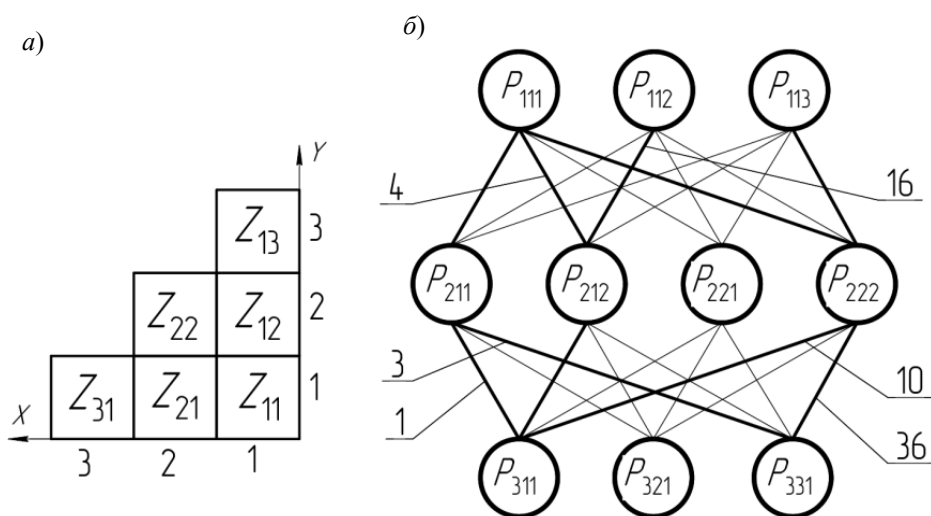


Рис. 3. Матрица и граф припусков: а – матрица единичных элементов; б – граф обозначений (кодов) припусков

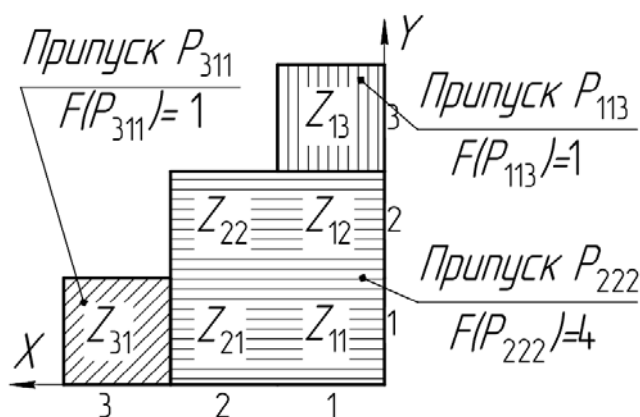


Рис. 4. Представление припусков ступеней в виде элементов матрицы

Общая площадь  $F(n)$  для  $n$  ступеней равна общему количеству элементарных частей  $Z_{ij}$ :

$$F(n) = \sum_{i=1}^n i \quad (3)$$

или

$$F(n) = \frac{n^2 + n}{2} \quad (4)$$

Далее рассмотрены недопустимые варианты обработки, представленные на рис. 5. Вариант обработки ступеней будет являться недопустимым, если суще-

ствует хотя бы два пересекающихся припуска, содержащих общую часть  $Z_{ij}$  (рис. 5, а), или суммарная площадь припусков ступеней данного варианта обработки не соответствует площади общего припуска  $F(n)$ , определяемой по (4) (рис. 5, б). Необходимым условием включения припуска ступени в допустимый вариант обработки является отсутствие у данного припуска элементарных частей, входящих в другие припуски ступеней рассматриваемого варианта обработки.

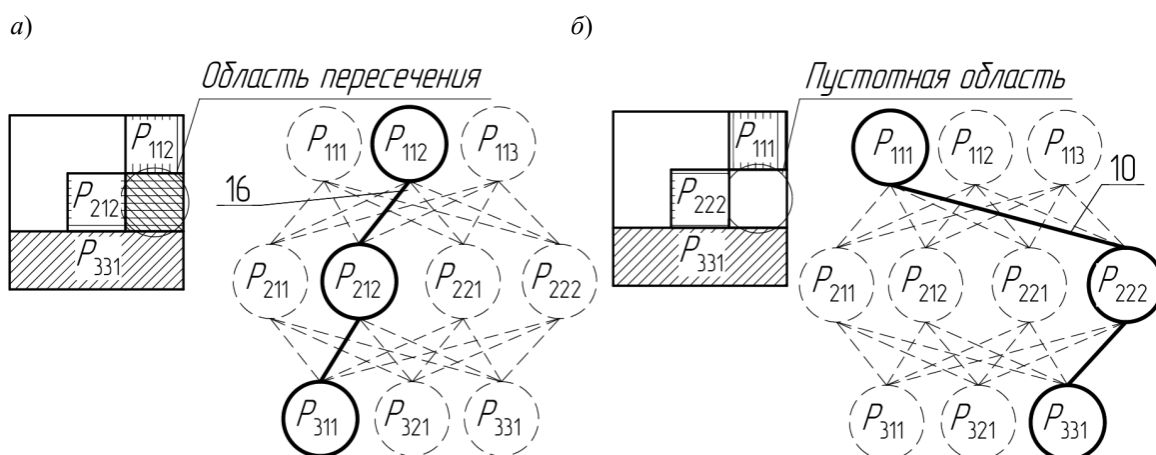


Рис. 5. Примеры недопустимых вариантов обработки и их дуг в графе: а – образование области пересечения; б – образование пустотной области

Для сравнения кодов двух припусков одного варианта разработана логическая функция проверки на принадлежность элементарных частей первого припуска второму. Логическая функция не зависит от условий, учитывающих геометрические особенности поверхностей, требуемую точность обработки, качество поверхностного слоя детали, размер партии, габариты детали. Если припуск  $P_{klm}$  должен содержать фиксированный набор элементарных частей

( $\{Z_{ij} \in P_{klm}\}$ ), то в общем случае логическая функция подчиняется нижеследующим условиям.

Припуск  $P_{k_w l_w m_w} \in \Omega_s$  (рис. 6) не будет иметь общих с рассматриваемым припуском  $P_{k_r l_r m_r} \in \Omega_s$  элементарных частей  $Z_{ij}$ , если он лежит правее (рис. 6, а) или выше рассматриваемого припуска  $P_{k_r l_r m_r}$  (рис. 6, б) при  $k_r < k_w$ . То есть  $(k_r < k_w) \vee ((l_r > k_w) \wedge (m_w < k_r))$ .

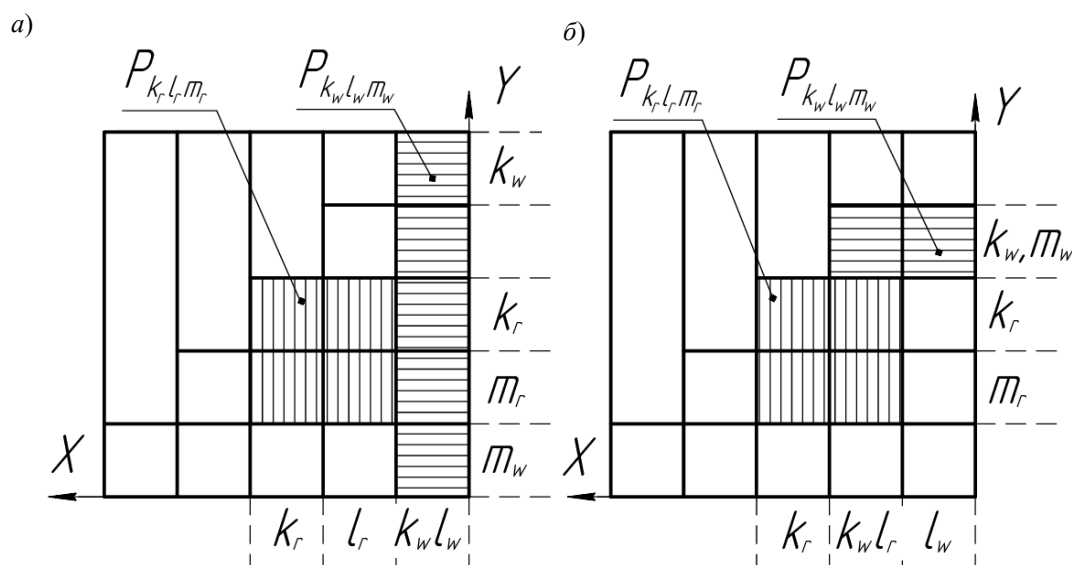


Рис. 6. К определению логической функции при  $k_r < k_w$ : а – припуск  $P_{k_w l_w m_w}$  лежит правее  $P_{k_r l_r m_r}$ ; б – припуск  $P_{k_w l_w m_w}$  лежит выше  $P_{k_r l_r m_r}$

При  $k_r > k_w$  припуск  $P_{k_w l_w m_w} \in \Omega_s$  не будет иметь общих с рассматриваемым припуском  $P_{k_r l_r m_r} \in \Omega_s$  элементарных частей  $Z_{ij}$ , если он лежит выше (рис. 7, а) или правее рассматриваемого

(рис. 7, б). То есть  $(k_r > k_w) \vee ((m_r < k_w) \wedge (l_w > k_r))$ .

В общем виде функция определения допустимых вариантов обработки  $\Omega_{s\delta}$  имеет вид:

$$\left\{ \begin{array}{l} \Omega_{s\delta} = \bigcup_{i=1}^{n-1} \{P_{k_r l_r m_r}\}, \text{ при} \\ (k_r < k_w) \vee (l_r < k_w) \wedge (m_w > k_r) \vee \\ (k_r < k_w)(m_r > k_w)(l_w < k_r) = \text{истина.} \\ P_{k_r l_r m_r} \in \Omega_s, P_{k_w l_w m_w} \in \Omega_s, w = r + 1 \dots n; \\ \sum_{i=1}^n F((P_{klm})_i) = F(n), \text{ где } (P_{klm})_i \in \Omega_{s\delta}. \end{array} \right. \quad (5)$$

Проверяя каждую ветвь графа, можно получить список допустимых вариантов обработки. Однако припуски в этих вариантах обработки располагаются по возрастанию номера ступени отверстия, что не всегда соответствует той последовательности, в которой они должны удаляться. Например, для трёх обрабатываемых ступеней один из ва-

риантов обработки имеет вид  $\Omega_4 = \{P_{113}, P_{222}, P_{311}\}$ , что недопустимо, т. к. припуск с кодом  $P_{113}$  нельзя удалить перед припуском с кодом  $P_{222}$ . Кроме этого, один и тот же подвариант может являться базой для нескольких вариантов обработки  $\Omega_{s,p}$ .

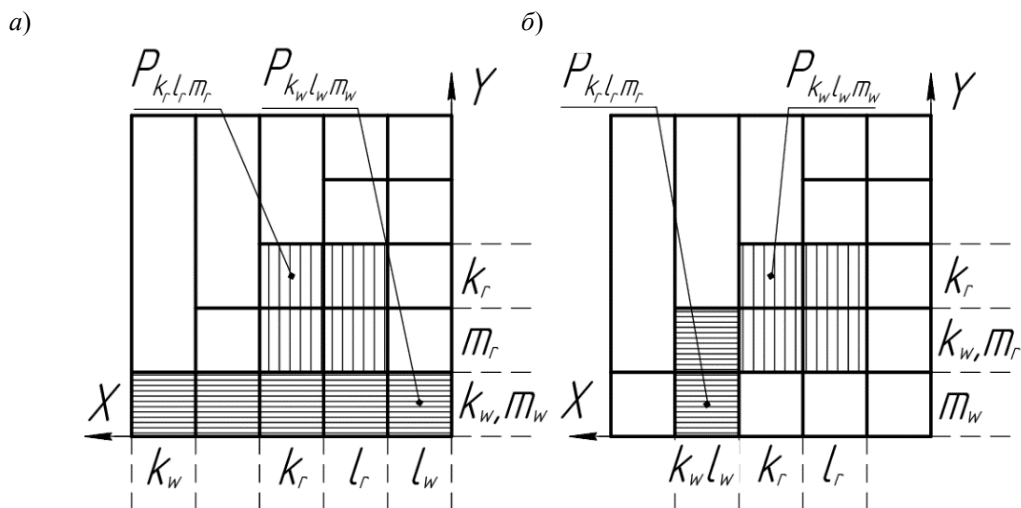


Рис. 7. К определению логической функции при  $k_r > k_w$ : а – припуск  $P_{k_w l_w m_w}$  лежит ниже  $P_{k_r l_r m_r}$ ; б – припуск  $P_{k_w l_w m_w}$  лежит левее  $P_{k_r l_r m_r}$

Таким образом, для трёх обрабатываемых ступеней вариант обработки  $\Omega_3$  может иметь два подварианта обработки:  $\Omega_{3,1} = \{P_{222}, P_{311}, P_{113}\}$  и

$\Omega_{3,2} = \{P_{222}, P_{113}, P_{311}\}$  (рис. 8). Поэтому после определения общего числа и структуры вариантов необходимо установить последовательность удаления припусков в каждом варианте.

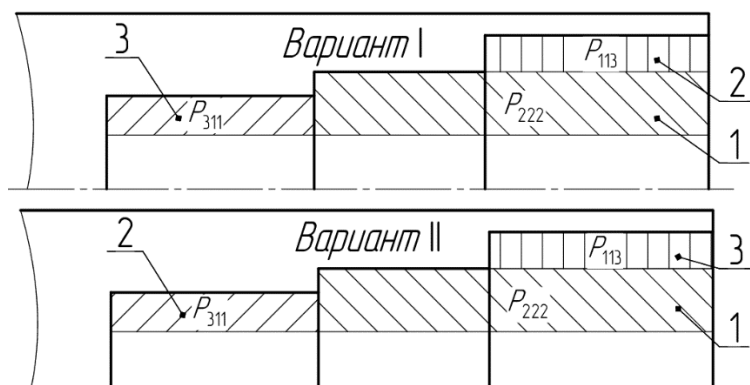


Рис. 8. Определение последовательности удаления припуска

Сначала нужно определить припуск, который будет удалён первым. Первым в данной последовательности обработки удаляется тот припуск, у которого  $l$  имеет минимальное значение ( $l = 1$ ), а  $m$  – максимальное значение ( $m = n$ ), где  $l$  – номер крайней правой ступени, объединённой с  $k$ -й ступенью по длине,  $m$  – номер ступени большего диаметра из ступеней, объединённых припуском по длине,  $m = k, k + 1, \dots, n$ . Для варианта обработки  $\Omega_3$  результат выполнения этой операции выглядит следующим образом:  $\Omega_3 = \{P_{222}, P_{311}, P_{113}\}$ .

Из оставшихся  $n - 1$  припусков данного варианта обработки образуется вектор обозначений (кодов) припусков. Из элементов полученного вектора последовательными перестановками строятся разные подварианты обработки  $\Omega_{s,p}$ . После всех пере-

становок из варианта обработки  $\Omega_3$  получаем два подварианта обработки:  $\Omega_{3,1} = \{P_{222}, P_{311}, P_{113}\}$  и  $\Omega_{3,2} = \{P_{222}, P_{113}, P_{311}\}$  (см. рис. 8). Для проверки возможности свободного удаления припусков в том порядке, в котором они представлены множеством  $\Omega_{s,p}$ , необходимо, чтобы каждый следующий припуск не создавал препятствий для удаления предыдущего.

Если рассматриваемый припуск  $P_{k_r l_r m_r} \in \Omega_{s,p}$  лежит ниже (рис. 9, а), чем следующий за ним припуск  $P_{k_w l_w m_w} \in \Omega_{s,p}$  ( $k_r < k_w$ ), то для свободного удаления рассматриваемого припуска необходимо, чтобы выполнялось условие  $m_w < k_r$ , а если выше ( $k_r > k_w$ ) (рис. 9, б) –  $l_w > k_r$ . В общем виде условие свободного удаления припуска имеет вид:

$$(k_r > k_w) \vee ((m_r < k_w) \wedge (l_w > k_r)) = \text{ИСТИНА},$$

$$\text{при } P_{k_r l_r m_r} \in \Omega_{s,p}, P_{k_w l_w m_w} \in \Omega_{s,p}, r = 1 \dots n, w = r + 1 \dots n. \quad (6)$$

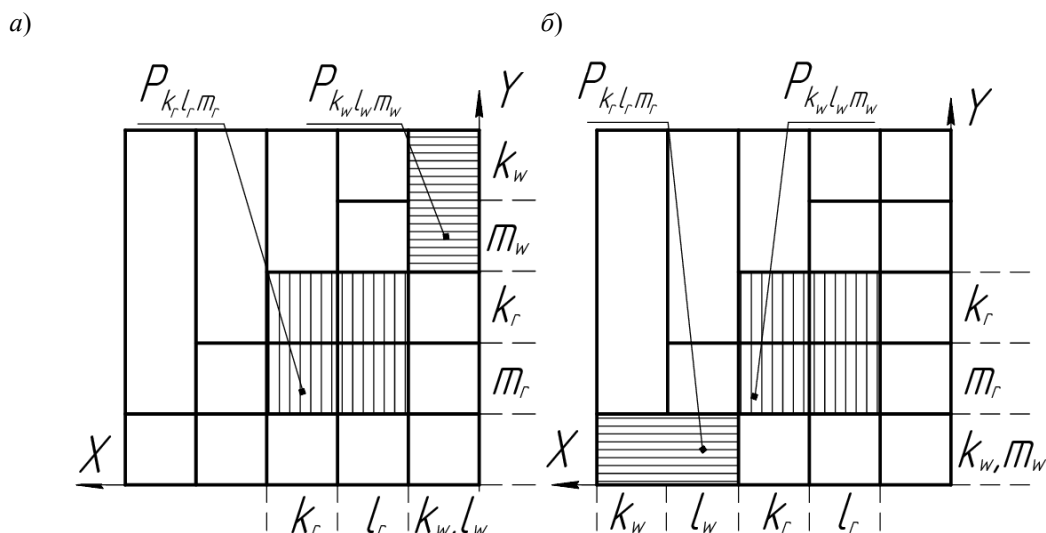


Рис. 9. К определению условия свободного удаления припуска: а – припуск  $P_{k_w l_w m_w}$  лежит выше  $P_{k_r l_r m_r}$ ; б – припуск  $P_{k_w l_w m_w}$  лежит ниже  $P_{k_r l_r m_r}$

Если одно из перечисленных условий не выполняется, то вариант обработки имеет неправильную структуру и не учитывается в дальнейших расчётах.

Функция определения допустимых вариантов обработки (5) и условие свободного удаления припуска (6) определяют теоретические основы структурной оптимизации, которые позволяют выявить допустимые варианты обработ-

ки для любого числа ступеней  $n$ .

Согласно полученным теоретическим результатам для трёх обрабатываемых ступеней, из тридцати шести вариантов обработки остаются только шесть допустимых (рис. 10). Разработанная методика позволила получить число вариантов обработки и структуру припусков в зависимости от числа обрабатываемых ступеней.

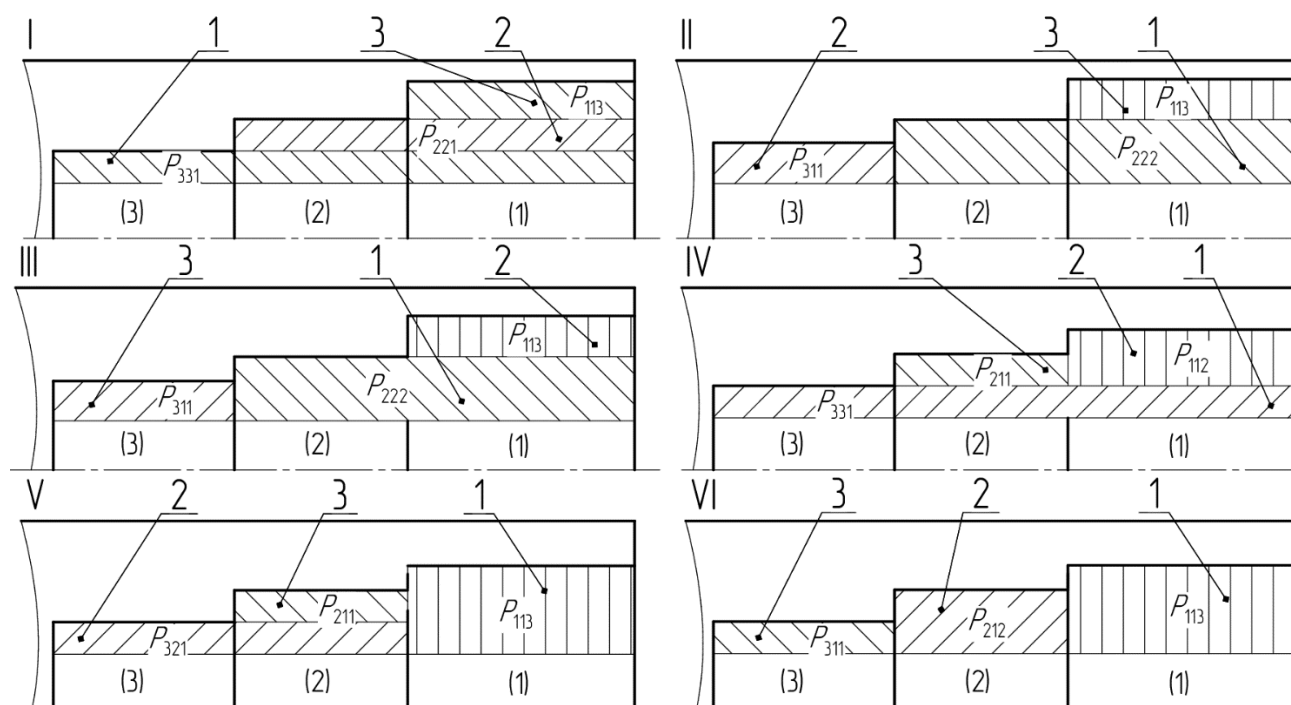


Рис. 10. Варианты обработки для трех ступеней отверстия

Оптимальной будет та последовательность технологических переходов, которая обеспечивает наименьшее оперативное время  $T_{оп}$ :

$$T_{оп} = \sum_{p=1}^I (T_{ор} + T_{вр}), \quad (7)$$

где  $T_{ор}$  – основное время  $p$ -го элементарного перехода;  $T_{вр}$  – вспомогательное время, связанное с  $p$ -м элементарным переходом;  $I$  – общее число элементарных переходов.

Основное время  $p$ -го перехода

определяется по формуле

$$T_{ор} = \left( \frac{L_p}{S \cdot n} + \frac{L_p}{V_{xx}} \right), \quad (8)$$

где  $n$  – частота вращения шпинделя, мин<sup>-1</sup>;  $S$  – продольная подача, мм/об;  $V_{xx}$  – скорость перемещения суппорта при выполнении холостого хода, мм/мин.

Общее число переходов определяется как сумма элементарных переходов, необходимых для удаления каждого припуска, число элементарных пере-



ходов припуска – как частное высоты припуска и глубины резания (рис. 11).

Таким образом, для нахождения оптимального варианта необходимо определить оперативное время технологической операции для каждой из воз-

можных комбинаций.

При растачивании отверстий, имеющих небольшую длину и значимые диаметры, целесообразно использовать поперечные ходы режущего инструмента (рис. 12).

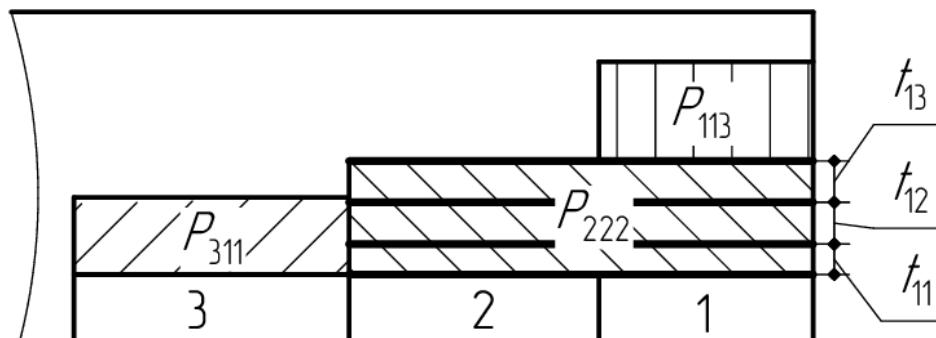


Рис. 11. Разделение припуска ступеней на элементарные переходы

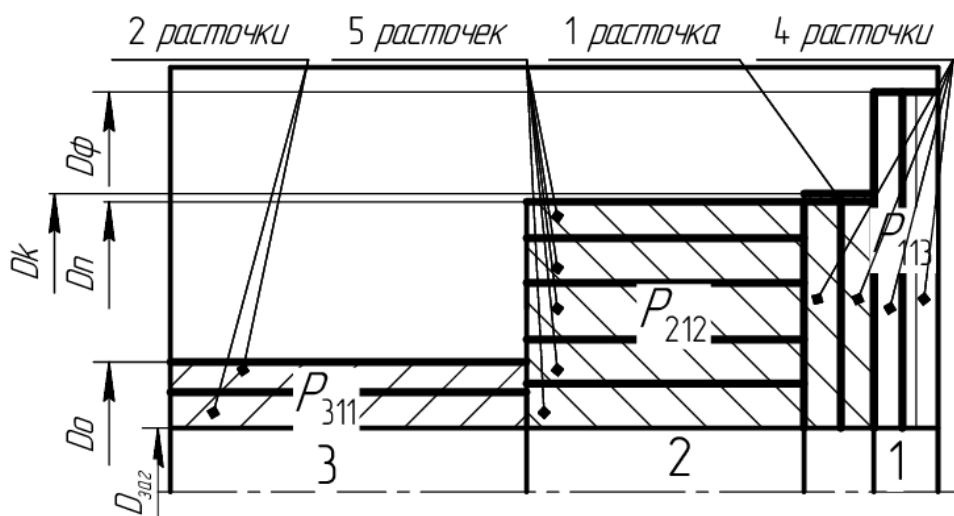


Рис. 12. Вариант обработки с использованием поперечных ходов

На основе разработанной методики было произведено моделирование производительности для всех возможных вариантов обработки трёх ступеней отверстия при следующих условиях: материал режущей части инструмента – Т15К6; параметры заготовок образцов – длина обработки  $L = 120$  мм, диаметр –  $D_{заг} = 30$  мм;  $D_1 = 80$  мм;  $D_2 = 60$  мм;

$D_3 = 40$  мм; материал детали – сталь 45; шероховатость  $Ra$  для всех ступеней 2,5 мкм. Результаты моделирования представлены в виде гистограммы (рис. 13), где показано время обработки в зависимости от варианта снятия припуска (см. рис. 10) и сравнивается производительность обработки с применением поперечных ходов и с использова-

нием только продольных ходов. Доказана рациональность применения поперечных ходов режущего инструмента. Использование разработанной структурной оптимизации позволяет повы-

сить производительность механической обработки трехступенчатого отверстия на 5...15 % за счет уменьшения основного времени.

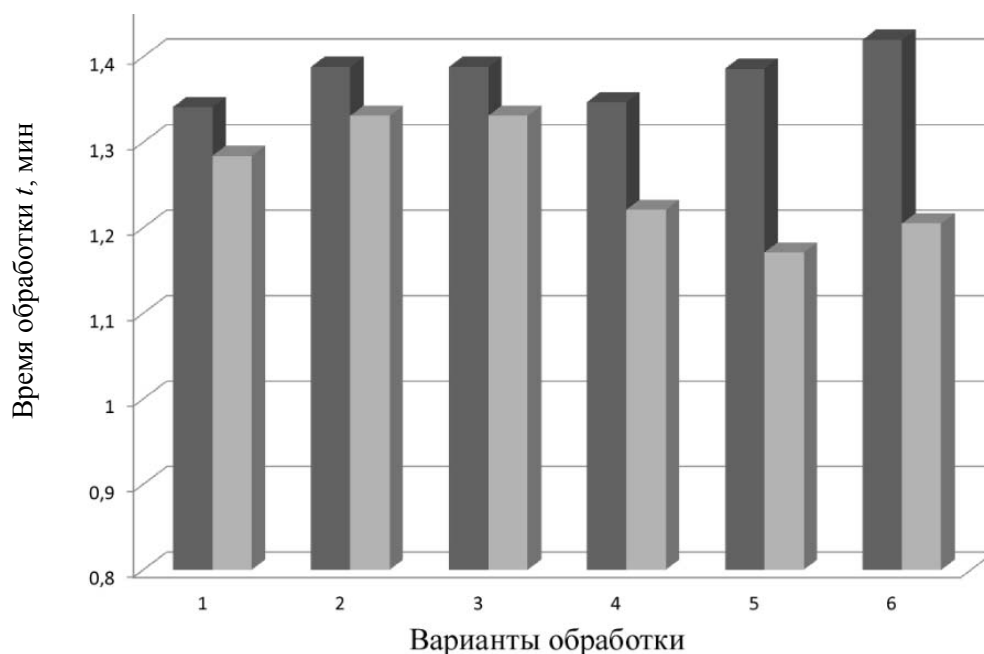


Рис. 14. Производительность вариантов обработки: ■ – только продольные ходы; ■ – продольные и поперечные ходы

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Казаков, А. В.** Теоретическое обоснование и технологическое обеспечение точности токарной обработки ступенчатых валов на основе структурно-параметрической оптимизации : дис. ... канд. техн. наук / А. В. Казаков. – Могилев : Белорус.-Рос. ун-т, 2016. – 226 л.

2. Технологическое обеспечение качества ступенчатых валов и шлицевых соединений : монография / А. А. Жолобов, К. А. Шалыжин, А. В. Казаков, Е. Ю. Демиденко ; под ред. А. А. Жолобова. – Могилев-Смоленск : Принт-экспресс, 2014. – 204 с.

*Статья сдана в редакцию 4 мая 2017 года*

**Александр Алексеевич Жолобов**, канд. техн. наук, проф., Белорусско-Российский университет. Тел.: +375-296-523-954.

**Алексей Владимирович Казаков**, инженер-программист PLM-решений, г. Минск. Тел.: +375-299-996-184.

**Денис Валерьевич Боярко**, магистрант, Белорусско-Российский университет. Тел.: +375-445-754-387.

**Alexander Alexeyevich Zholobov**, PhD (Engineering), Prof., Belarusian-Russian University. Phone: +375-029-652-39-54.

**Alexey Vladimirovich Kazakov**, PhD (Engineering), PLM Software Engineer, Minsk. Phone: +375-029-999-61-84.

**Denis Valeryevich Boyarko**, MSc student, Belarusian-Russian University. Phone: +375-044-575-43-87.

УДК 621.83.06

*А. В. Капитонов, К. В. Сасковец, А. И. Касьянов*

## ПЛАНЕТАРНАЯ РАДИАЛЬНО-ПЛУНЖЕРНАЯ ПЕРЕДАЧА С УЛУЧШЕННЫМИ ЭКСПЛУАТАЦИОННЫМИ ХАРАКТЕРИСТИКАМИ

UDC 621.83.06

*A. V. Kapitonov, K. V. Saskovets, A. I. Kasyanov*

## RADIAL PLUNGER PLANETARY GEARING WITH IMPROVED OPERATING CHARACTERISTICS

### **Аннотация**

Предложена конструкция и компьютерные модели планетарной радиально-плунжерной передачи, позволяющие повысить ее кинематическую точность и плавность работы. Приведены графики и сравнительный анализ угловых перемещений, скоростей, ускорений и кинематических погрешностей планетарной радиально-плунжерной передачи для двух профилей многопериодных дорожек. Получены улучшенные кинематические характеристики передачи с профилем беговой дорожки в виде эксцентрично смещенной окружности.

### **Ключевые слова:**

планетарная передача, многопериодная дорожка, кинематическая точность, кинематические характеристики, смещенная окружность.

### **Abstract**

The design and computer models of the radial plunger planetary gearing are presented, which increase its kinematic accuracy and smooth operation. Diagrams and a comparative analysis of angular displacements, velocities, accelerations and kinematic errors of the radial plunger planetary gearing are given for two profiles of multi-period raceways. Improved kinematic characteristics of the gearing with the raceway profile as an eccentrically displaced circumference are obtained.

### **Key words:**

planetary gearing, multi-period raceway, kinematic accuracy, kinematic characteristics, displaced circumference.

Планетарные радиально-плунжерные передачи с промежуточными телами качения – шарами-сателлитами имеют небольшие массогабаритные характеристики, большие передаточные отношения, малые осевые размеры, соосность валов и другие преимущества. Они используются в качестве механических передач или редукторов в приводах машин, механизмов и различного технологического оборудования. Так, например, шариковый радиально-плунжерный редуктор с передаточным отношением 4096 и размерами в милли-

метрах  $B \times H \times L = 125 \times 125 \times 210$  используется в устройстве для перемещения грузов и в приводе круговой подачи при фрезеровании кулачков. Редукторы на основе планетарной радиально-плунжерной передачи также используются в приводе станка монтажа-демонтажа автомобильных шин, в приводе перемещения технологических приспособлений, как усилители моментов к машинным тискам (патенты Республики Беларусь № 2009, 4985).

При проектировании конструкций этих передач и устройств на их основе

не решены вопросы, связанные с дисбалансом ведущего звена, не найден оптимальный профиль поверхностей, по которому должны перемещаться шары-сателлиты, точно воспроизводя закон движения. Эти конструкции в своем большинстве имеют сложную кинематику и невысокую технологичность.

С целью повышения кинематических и динамических эксплуатационных показателей исследуемых передач, таких как кинематическая точность, плавность работы, нагрузочная способность, КПД, разработаны усовершенствованные их конструкции и компьютерные модели на основе анализа патентов (BY 254, BY 1616, BY 4985, BY 5401, BY 6328) и [1–3].

На рис. 1 приведена компьютерная модель усовершенствованной конструкции планетарной передачи, представленной в [1], а на рис. 2 – схема и геометрические параметры деталей зацепления. Планетарная передача (рис. 1) состоит из ведущего вала 1, на котором закреплены эксцентрики 2 и 3, имеющие угловое смещение один относительно другого на  $180^\circ$ . На подшипниках 4 и 5, установленных на эксцентриках 2 и 3, размещены ведущие кольца 6 и 7, взаимодействующие с расположенными в отверстиях водила 9 шарами-сателлитами 8, контактирующими с многопериодной дорожкой колеса 11. Водило 9 жестко соединено с ведомым валом 10.

Планетарная передача (см. рис. 1 и 2) работает следующим образом. При вращении ведущего вала 1 ведущие кольца 6 и 7, установленные на эксцентриках 2 и 3, жестко соединенных с валом 1, воздействуют на шары-сателлиты 8, которые обкатываются по наружным цилиндрическим поверхностям ведущих колец 6 и 7, представляющих собой однопериодные дорожки 14, и внутренней цилиндрической поверхности колеса 11, представляющей собой многопериодную дорожку 15, и воздействуют на водило 9. Количество шаров-сателлитов 8 в каждом ряду на единицу

больше, чем количество периодов (волн) внутреннего цилиндрического профиля колеса 11. За один оборот ведущего вала 1 система шаров повернется совместно с водилом 9, а вместе с ними и ведомый вал 10 на один угловой шаг многопериодной дорожки колеса 15. При этом передаточное отношение планетарной передачи определяется по одной из формул:

$$i = z_2 + 1; \quad i = n, \quad (1)$$

где  $i$  – передаточное отношение планетарной радиально-плунжерной передачи;  $z_2$  – количество периодов (волн) внутреннего цилиндрического профиля колеса;  $n$  – количество шаров-сателлитов.

Центры шаров-сателлитов 8 (см. рис. 2) находятся в точках пересечения кривых 12 и 13 и при работе передачи перемещаются по этим кривым. Однопериодная кривая 13 представляет собой окружность, центр которой смещен на величину амплитуды  $A$  относительно оси вращения (точка  $O$ ).

Предлагаемая конструкция позволяет повысить кинематическую точность и плавность работы передачи уравниванием ведущего звена двумя эксцентриками и установленными на них ведущими кольцами, смещенными один относительно другого на  $180^\circ$ , а также применением одного типа кривых, образующих многопериодную и однопериодную дорожки, по которым перемещаются шары-сателлиты, воспроизводящие закон движения с высокой точностью.

В настоящее время в ряде передач подобного типа с целью повышения технологичности беговые дорожки выполнены в виде кривых простой геометрической формы, например, в виде дуг окружностей, что упрощает их изготовление, но значительно снижает кинематическую точность и нагрузочную способность передачи.

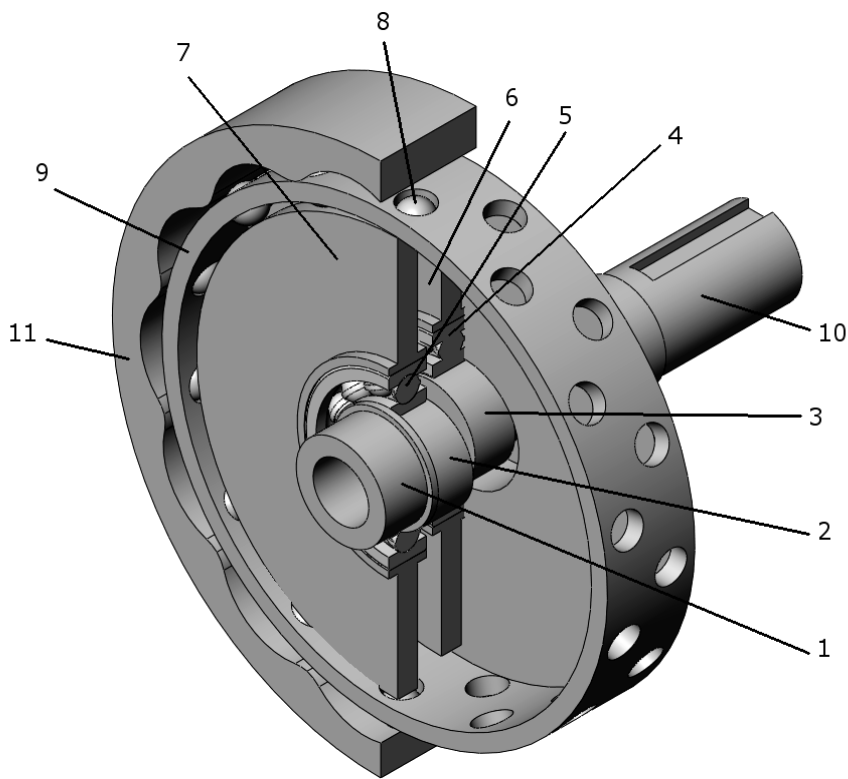


Рис. 1. Компьютерная модель планетарной передачи

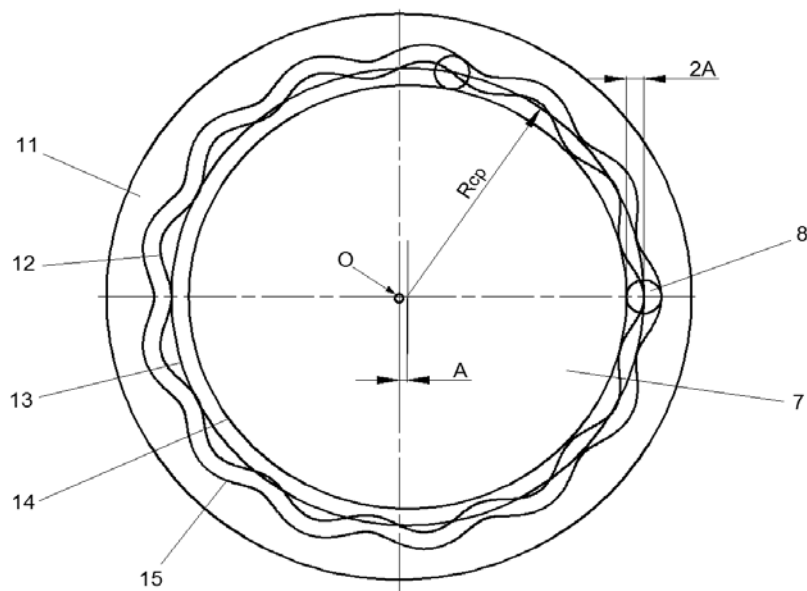


Рис. 2. Схема и геометрические параметры деталей зацепления планетарной радиально-плунжерной передачи

Предложен профиль многопериодной дорожки на внутренней цилиндрической поверхности колеса,

по которому перемещаются шаро-сателлиты. Данный профиль образован фрезой диаметром  $d$ , равным диаметру

шара-сателлита, ось которой движется при формообразовании многопериодной дорожки по кривой, описанной уравнением смещенной окружности, замкнутой на плоскости,

$$\rho_2 = \sqrt{R^2 - A^2 \sin^2 z_2 \varphi} + A \cos z_2 \varphi, \quad (2)$$

где  $\rho_2$  – радиус-вектор точки многопериодной кривой, мм;  $A$  – амплитуда кривой, мм;  $R$  – радиус средней окружности, проходящей между вершинами и впадинами кривой, мм;  $z_2$  – число периодов кривой;  $\varphi$  – полярный угол, рад.

Профиль ведущей однопериодной дорожки, по которому перемещаются шары-сателлиты, представляет собой цилиндрическую поверхность ведущего кольца, установленного на эксцентрик, при этом центр шара-сателлита перемещается по кривой, описанной уравнением смещенной окружности, замкнутой на плоскости, с одним периодом

$$\rho_1 = \sqrt{R^2 - A^2 \sin^2 \varphi} + A \cos \varphi, \quad (3)$$

где  $\rho_1$  – радиус-вектор точки однопериодной кривой.

Уравновешенность ведущего звена и применение более точной геометрии зацепления, а именно профиля внутренней цилиндрической поверхности колеса в виде многопериодной дорожки, ось которой описана уравнением смещенной окружности, и ведущего кольца, установленного с эксцентриситетом  $A$ , равным амплитуде кривой многопериодной дорожки, уменьшают динамические нагрузки и тем самым повышают кинематическую точность и плавность работы передачи. При этом в результате точной геометрии зацепления нагрузочная способность передачи увеличивается за счет большего количества шаров, передающих полезную и равномерно распределенную нагрузку.

Для проверки работоспособности и оценки кинематических характеристик планетарной радиально-плун-

жерной передачи были проведены исследования на основе разработанных ранее методик [4–6], а также с помощью компьютерного моделирования и использования программного модуля Motion SolidWorks 2016. Движение модели в SolidWorks Motion определяется решением связанных дифференциальных и алгебраических уравнений.

В модуле Motion разработаны компьютерные твердотельные 3D-модели вращения передачи с заданной угловой скоростью на входном валу и приложенным моментом на выходном звене. Первая модель – с профилем многопериодной дорожки в виде дуг окружностей, радиусы которых равны двум диаметрам шаров сателлитов, вторая – с профилем многопериодной дорожки, выполненным в соответствии с уравнением (2). На рис. 3 показано окно программы SolidWorks Motion с разработанной компьютерной динамической моделью планетарной радиально-плунжерной передачи и установленными настройками вращающегося двигателя на входном валу, контакта сателлитов с беговыми дорожками, момента на выходном звене. Были заданы следующие параметры для динамической модели: частота вращения двигателя – 100 об/мин; момент на оси сепаратора (выходного звена передачи) – 20 000 Н·мм; время вращения (равняется одному обороту выходного звена) – 8,4 с (при частоте вращения входного вала 100 об/мин и передаточном отношении передачи  $i = 14$ ).

В результате моделирования получены графики угловых перемещений, скоростей и ускорений для двух профилей многопериодных дорожек. Также были построены графики кинематических погрешностей как накопленной разности номинального и действительного углов поворота сепаратора. Эти кинематические характеристики при неравномерном вращательном движении твердого тела определяются по следующим математиче-

ским зависимостям [7, 8]:

$$\varphi = f(t); \quad \omega = \frac{d\varphi}{dt}; \quad \varepsilon = \frac{d\omega}{dt} = \frac{d^2\varphi}{dt^2};$$

$$\Delta\varphi = \int \omega_d dt - \int \omega_n dt, \quad (4)$$

где  $\varphi$  – угловое перемещение, рад;  
 $t$  – время, с;  $\omega$  – угловая скорость, рад/с;

$\varepsilon$  – угловое ускорение, рад/с<sup>2</sup>;  $\Delta\varphi$  – погрешность угла поворота выходного звена (кинематическая погрешность), рад;  $\omega_d$  – действительная угловая скорость выходного звена, полученная моделированием, рад/с;  $\omega_n$  – номинальная угловая скорость выходного звена, рад/с.

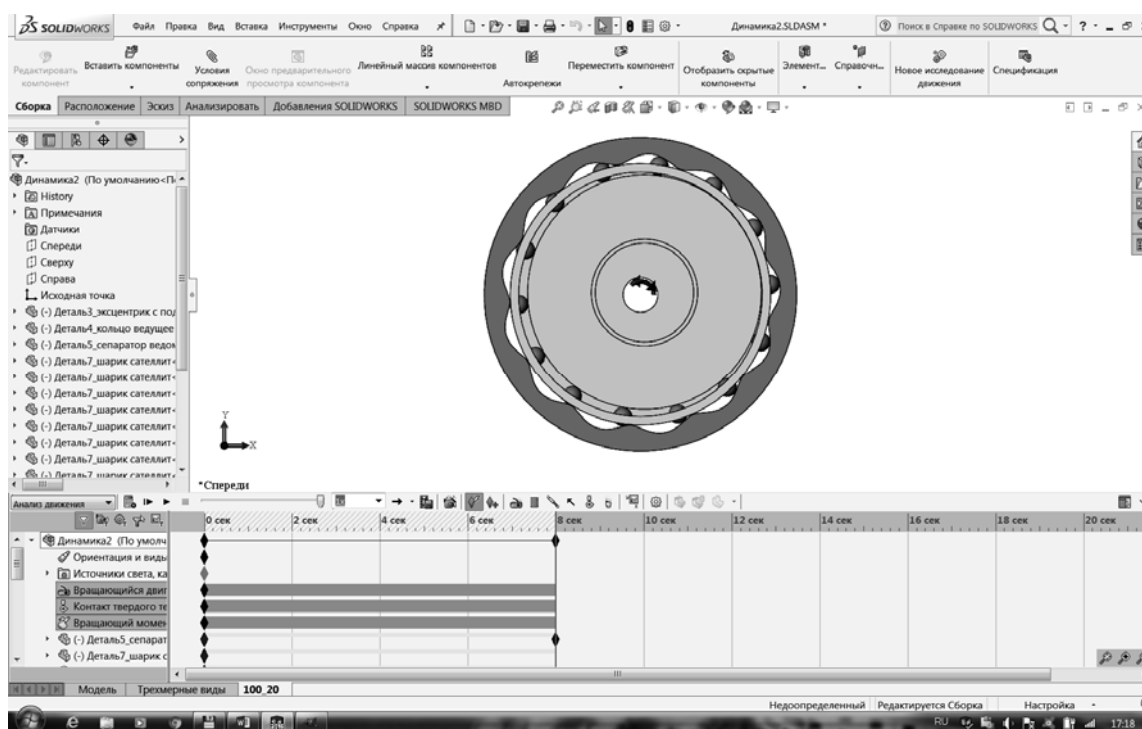


Рис. 3. Окно программы SolidWorks Motion с динамической моделью планетарной радиально-плунжерной передачи

На рис. 4 и 5 показаны графики зависимостей угловой скорости  $\omega$  от времени  $t$ , а на рис. 6 и 7 – графики зависимости кинематической погрешности передачи  $\Delta\varphi$  от времени  $t$  за полный оборот выходного звена при симуляции вращения передачи в модуле Motion с профилями дорожек колес, образованными дугами окружностей (рис. 4 и 6) и уравнением смещенной окружности (2) (см. рис. 5 и 7). При моделировании и на графиках угловая скорость задавалась в градусах на секунду и оборотах в мину-

ту, а кинематическая погрешность – в градусах.

Как видно из графиков, планетарная передача с многопериодной дорожкой, по которой перемещаются при вращении шары-сателлиты, в виде смещенной окружности, замкнутой на плоскости, с периодическим профилем, описанным уравнением (2), имеет значительно лучшие кинематические характеристики, чем передача с упрощенной формой дорожки, представленной в виде дуг окружностей заданного радиуса.

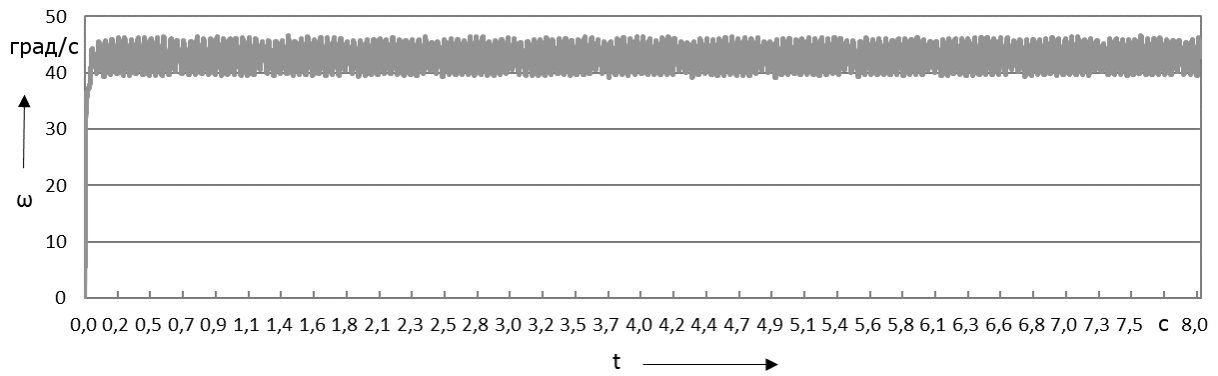


Рис. 4. График зависимости угловой скорости  $\omega$  от времени  $t$  планетарной радиально-плунжерной передачи с профилем дорожки кольца, образованным дугами окружностей

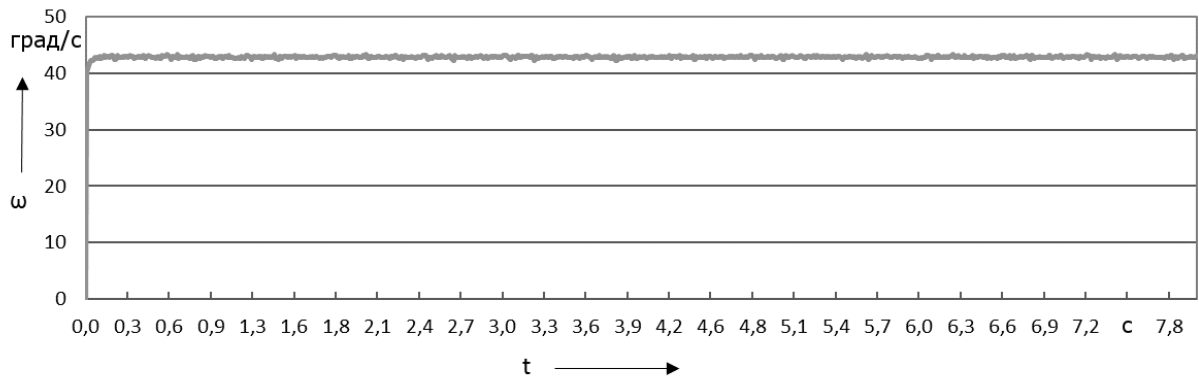


Рис. 5. График зависимости угловой скорости  $\omega$  от времени  $t$  планетарной радиально-плунжерной передачи с профилем дорожки кольца, образованным уравнением смещенной окружности

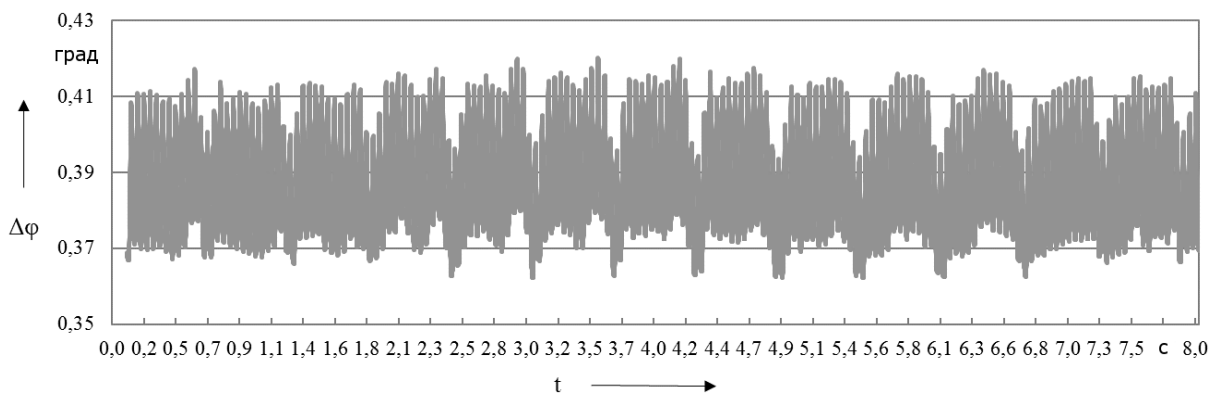


Рис. 6. График зависимости кинематической погрешности передачи  $\Delta\varphi$  от времени  $t$  планетарной радиально-плунжерной передачи с профилем дорожки кольца, образованным дугами окружностей



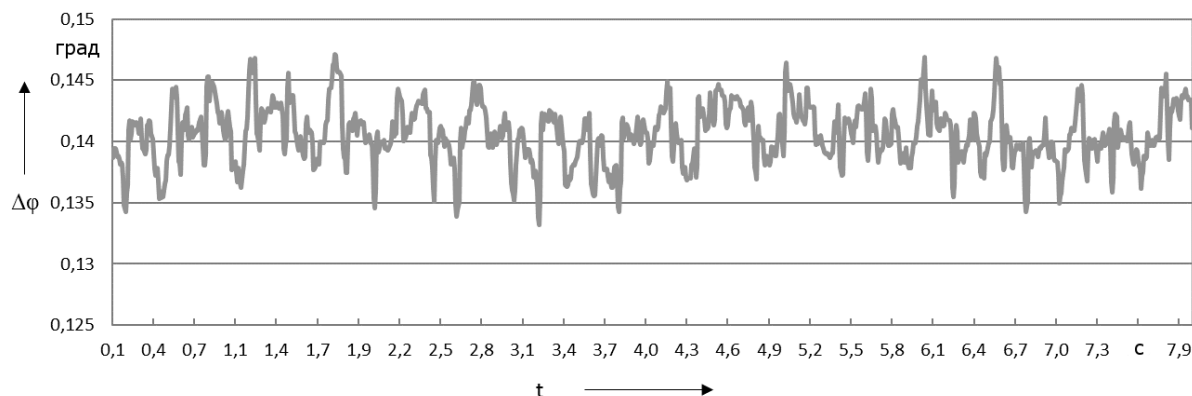


Рис. 7. График зависимости кинематической погрешности передачи  $\Delta\varphi$  от времени  $t$  планетарной радиально-плунжерной передачи с профилем дорожки кольца, образованным уравнением смещенной окружности

Результаты моделирования кинематики и динамики планетарной радиально-плунжерной передачи с разными профилями беговых дорожек показали, что колебания угловой скорости из-за динамических нагрузок, вследствие несбалансированности ведущего звена, ударов шаров сателлитов и др. при моделировании вращения с приложенным моментом на выходном звене составили: в модели с профилем дорожки в виде дуг окружностей заданного радиуса – 1,2 об/мин (17 % от номинальной угловой скорости выходного звена), в модели с профилем дорожки, построенным по уравнению (2), – 0,18 об/мин (3 % от номинальной угловой скорости выходного звена). Среднее значение углового ускорения выходного вала составило: для дорожки с профилем, образованным дугами окружностей, – 4,7 рад/с<sup>2</sup>; для дорожки с периодическим профилем смещенной окружности, построенным по уравнению (2), – 1,6 рад/с<sup>2</sup>.

Наибольшая кинематическая погрешность (разность между наибольшими и наименьшими значениями на графиках рис. 6 и 7) после стабилизации скорости вращения (на графиках с 0,1 с составила для дорожки с профилем в виде дуг окружностей 3,4 угловых минут, с профилем кривой, построенной в

соответствии с уравнением (2), – 0,8 угловых минут. В начале вращения при моделировании динамики передачи в модуле Motion программы SolidWorks до 0,1 с выбираются зазоры в зацеплении и кинематическая погрешность изменяется от 0 до 0,42 град (см. рис. 6) и от 0 до 0,147 град (см. рис. 7). При этом наибольшая кинематическая погрешность передачи с профилем беговой дорожки, построенным по уравнению смещенной окружности, в 2,8 раза меньше кинематической погрешности передачи с профилем дорожки в виде дуг окружностей, неточно воспроизводящим закон движения.

### Заключение

1. Усовершенствована конструкция и разработаны компьютерные модели планетарной радиально-плунжерной передачи, позволяющие повысить ее кинематическую точность и плавность работы уравновешиванием ведущего звена и применением уравнений кривых, образующих многопериодную и однопериодную дорожки.

2. Разработаны компьютерные твердотельные 3D-модели вращения передачи с заданной угловой скоростью на входном валу и приложенным моментом на выходном звене, позволяющие провести

исследования кинематики и динамики передачи с заданными параметрами и сократить время и затраты на натурные эксперименты.

3. В результате моделирования получены графики и проведен сравнительный анализ угловых перемещений, скоростей, ускорений и кинематических

погрешностей планетарной радиально-плунжерной передачи для двух профилей многопериодных дорожек. Получены улучшенные кинематические характеристики передачи с профилем многопериодной беговой дорожки в виде эксцентрично смещенной окружности.

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Планетарные кулачково-плунжерные передачи. Проектирование, контроль и диагностика / М. Ф. Пашкевич [и др.]. – Могилев : Белорус.-Рос. ун-т, 2003. – 221 с.
2. Управление точностью планетарных роликовых передач на основе их моделирования и спектрального анализа кинематических погрешностей / М. Ф. Пашкевич [и др.] // Изв. Белорус. акад. наук. – Минск, 2002. – № 1 (13). – С. 45–52.
3. **Капитонов, А. В.** Компьютерное 3D-моделирование конструкций и кинематических параметров планетарных малогабаритных передач / А. В. Капитонов, К. В. Сасковец, А. И. Касьянов // Вестн. Полоц. гос. ун-та. – 2016. – № 11. – С. 34–40.
4. **Капитонов, А. В.** Методика оценки и анализ кинематических погрешностей планетарных роликовых передач / А. В. Капитонов // Вестн. Белорус.-Рос. ун-та. – 2009. – № 2. – С. 88–97.
5. Исследование кинематической погрешности планетарного эксцентрикового редуктора / А. В. Капитонов [и др.] // Вестн. Белорус.-Рос. ун-та. – 2014. – № 3. – С. 14–24.
6. **Капитонов, А. В.** Исследование эксплуатационных характеристик планетарных эксцентриковых передач с модифицированным профилем зубьев / А. В. Капитонов, В. М. Пашкевич // Вестн. Брян. гос. техн. ун-та. – 2015. – № 3 (47). – С. 34–39.
7. **Антонюк, В. Е.** Технология производства и методы обеспечения качества зубчатых колес и передач : учебное пособие / В. Е. Антонюк, М. М. Кане, В. Е. Старжинский. – Минск : Технопринт, 2003. – 766 с.
8. **Фролов, К. В.** Теория механизмов и механика машин : учебник для вузов / К. В. Фролов, С. А. Попов, А. К. Мусатов ; под ред. К. В. Фролова. – 2-е изд., перераб. и доп. – Москва : Высшая школа, 1998. – 496 с.

*Статья сдана в редакцию 19 июня 2017 года*

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

**Константин Валерьевич Сасковец**, студент, Белорусско-Российский университет.

**Артем Игоревич Касьянов**, студент, Белорусско-Российский университет.

**Aleksandr Valentinovich Kapitonov**, PhD (Engineering), Associate Prof., Belarusian-Russian University. Phone: + 37529-836-97-41.

**Konstantin Valeryevich Saskovets**, student, Belarusian-Russian University.

**Artem Igorevich Kasyanov**, student, Belarusian-Russian University.

---

УДК 621.791.035

*А. Н. Карташевич, С. А. Плотников, П. Ю. Малышкин, С. В. Курзенков*

**МЕТОД РАСЧЕТА И ПРОЕКТИРОВАНИЯ ДИЗЕЛЯ С НАДДУВОМ, ОХЛАДИТЕЛЕМ НАДУВОЧНОГО ВОЗДУХА С СИСТЕМОЙ ПОДАЧИ ГАЗОВОГО ТОПЛИВА**

---

UDC 621.791.035

*A. N. Kartashevich, S. A. Plotnikov, P. Y. Malyshkin, S. V. Kurzenkov*

**METHOD FOR CALCULATION AND DESIGN OF A SUPERCHARGED DIESEL ENGINE WITH A CHARGE AIR COOLER AND SYSTEM OF GAS FUEL SUPPLY**

---

**Аннотация**

Приводится метод расчета и проектирования дизеля с наддувом и охладителем надувочного воздуха с системой подачи газового топлива. Получены зависимости проходного сечения клапана объема цилиндра, скорости поршня, массового расхода воздуха через впускной клапан в зависимости от угла поворота коленчатого вала в период перекрытия клапанов механизма газораспределения. Определено место подачи газового топлива во впускном коллекторе дизеля.

**Ключевые слова:**

дизель, газовое топливо, форсунка, газовый факел, место впрыска.

**Abstract**

The paper presents the method for calculation and design of a supercharged diesel engine having a charge air cooler and a system of gas fuel supply. The dependencies were established between the flow area of the valve, cylinder volume, piston speed, mass air flow through the inlet valve and the angle of rotation of the crankshaft during the period of valve overlap in the gas distribution mechanism. The place of introduction of gas fuel into the intake manifold of the diesel engine was determined.

**Key words:**

diesel, gas fuel, nozzle, gas torch, place of injection.

---

**Введение**

Вредные вещества, выбрасываемые вместе с отработавшими газами в окружающую среду, оказывают отрицательное воздействие на атмосферу, почву, воду, растения, животных и людей. В отработавших газах (ОГ) дизельных двигателей внутреннего сгорания (ДВС) в больших количествах присутствуют твердые частицы С и оксиды азота NO<sub>x</sub> [1, 2].

Процесс впуска в двигателях предназначен для наполнения цилиндров свежим зарядом. Он оказывает

значительное влияние на экологические, мощностные и экономические показатели двигателя, несмотря на то, что является вспомогательным.

При разработке системы подачи газа возникает необходимость в определении места подачи газового топлива во впускном коллекторе. Наиболее целесообразно для рассматриваемого дизеля осуществлять индивидуальное впрыскивание газового топлива (ГТ) во впускной коллектор перед впускным клапаном. При слишком близком расположении места подачи ГТ к впускному клапану дизеля происходит перете-

кание газовой смеси в выпускной коллектор в момент перекрытия клапанов, это приводит к увеличению углеводородов  $C_nH_m$  в ОГ, увеличению вероятности воспламенения газовой смеси в выпускном коллекторе (хлопковый эффект) [3] и повышению температуры турбокомпрессора. При слишком далеком расположении места подачи ГТ к впускному клапану дизеля газ будет впрыскиваться и находиться во впускном коллекторе, контактируя со стенками коллектора, клапанами, и негерметичность впускного клапана приведет к воспламенению газовой смеси во впускном коллекторе, что может привести к разрушению впускного коллектора, охладителя надвучного воздуха (ОНВ) и турбокомпрессора. Кроме этого, нагретый газ уменьшает наполнение цилиндров свежим зарядом, что снижает эффективность системы ОНВ и неравномерно распределяется по цилиндрам двигателя.

Цель исследований – улучшение экологических и технико-экономических показателей дизельного двигателя путем подачи ГТ во впускной коллектор. Для достижения заданной цели возникает необходимость в определении места подачи ГТ во впускном коллекторе дизеля. В связи с этим были поставлены следующие задачи:

- определить и проанализировать момент перекрытия клапанов;
- создать расчетную схему места подачи ГТ во впускной коллектор дизеля;
- разработать метод расчета для определения места подачи ГТ во впускной коллектор дизеля;
- рассчитать количество воздуха, прошедшего через каналы клапанов в момент их перекрытия;
- определить место во впускном коллекторе двигателя, в котором следует подавать ГТ.

Это позволит учесть «буферный» объем воздуха, используемый для продувки цилиндра двигателя, и тем самым исключить попадание ГТ в выпускной

коллектор и соседний цилиндр дизеля в момент продувки, а значит создать условия для более равномерной подачи ГТ.

Для двигателя Д-245.5S2, имеющего механическую систему подачи дизельного топлива (ДТ), впрыск газового топлива можно осуществлять отдельной газовой системой [4] асинхронно во впускной коллектор без ухудшения точности дозирования, экологических и мощностных показателей двигателя.

### **Определение места подачи газового топлива во впускной коллектор дизеля**

Представим схему впускного коллектора дизеля Д-245.5 с газотурбинным наддувом, ОНВ и газовой системой питания (рис. 1).

Для упрощения восприятия расчетов впускной коллектор выпрямим и расчетную схему по определению места подачи газового топлива во впускной коллектор дизеля представим на рис. 2.

Место, в котором следует подать газовое топливо во впускной коллектор дизеля (см. рис. 1 и 2, точка В), найдем по формуле

$$l_{\text{ф}} + l \leq L_{\text{уст}} \leq L_{\text{max}}, \quad (1)$$

где  $l_{\text{ф}}$  – длина газового факела, м;  $l$  – длина цилиндра патрубка, м;  $L_{\text{max}}$  – длина впускного коллектора до разветвления, м (см. рис. 1 и 2, точка А).

Длину цилиндра  $l$  патрубка определим по формуле

$$l = V_{\text{п}}/S_{\text{вп}}, \quad (2)$$

где  $V_{\text{п}}$  – объем цилиндра патрубка,  $\text{м}^3$ ;  $S_{\text{вп}}$  – площадь сечения патрубка впускного коллектора,  $\text{м}^2$ .

Объем цилиндра патрубка

$$V_{\text{п}} = V_{\text{вп}} + V_{\text{к}}, \quad (3)$$

где  $V_{\text{вп}}$  – объем воздуха, прошедшего через клапанную щель в период перекрытия клапанов (от момента открытия впускного клапана до момента закрытия

выпускного клапана), м<sup>3</sup>;  $V_k$  – объем стержня впускного клапана, м<sup>3</sup>;

$$V_k = \frac{\pi d_{ст.к}^2}{4} H', \quad (4)$$

где  $d_{ст.к}$  – диаметр стержня клапана, м;  $H'$  – длина впускного клапана, находящегося в коллекторе (см. рис. 1 и 2), м.

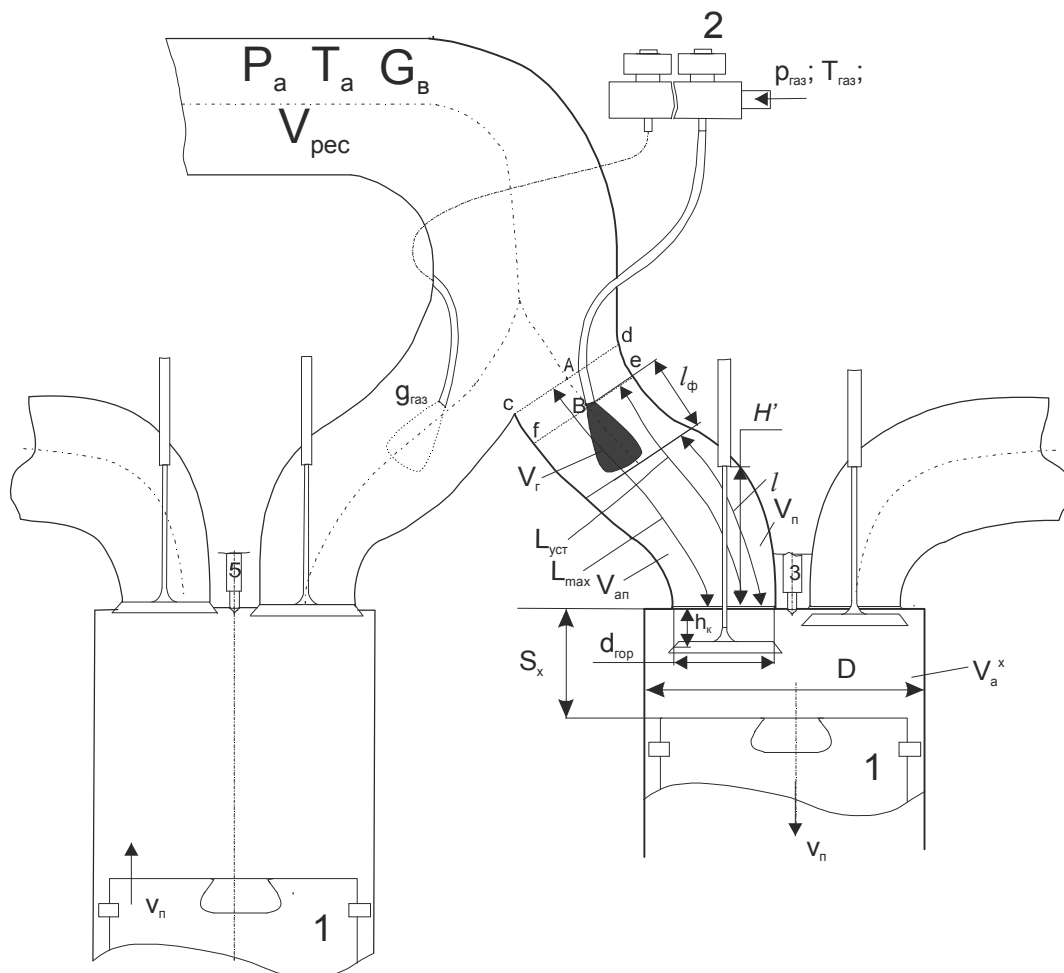


Рис. 1. Схема впускного коллектора дизеля Д-245.5S2 с газотурбинным наддувом, ОНВ и газовой системой питания: 1 – поршень; 2 – газовая форсунка; 3 – форсунка подачи ДТ

Газовый факел представим в виде усеченного конуса, объем которого можно определить по формуле

$$V_r = \frac{1}{3} \pi l_\phi (r_1^2 + r_1 r_2 + r_2^2), \quad (5)$$

где  $r_1, r_2$  – радиусы меньшего и большего основания конуса соответственно, м.

Угол наклона образующей

$$\text{tg} \alpha = \frac{d_2 - d_1}{2l_\phi} = \frac{r_2 - r_1}{l_\phi}, \quad (6)$$

где  $\alpha$  – угол наклона образующей, рад;  $d_1, d_2$  – диаметр соответственно меньшего и большего основания конуса, м;

Из формулы (6) длина газового факела

$$l_\phi = \frac{r_2 - r_1}{\text{tg} \alpha}. \quad (7)$$

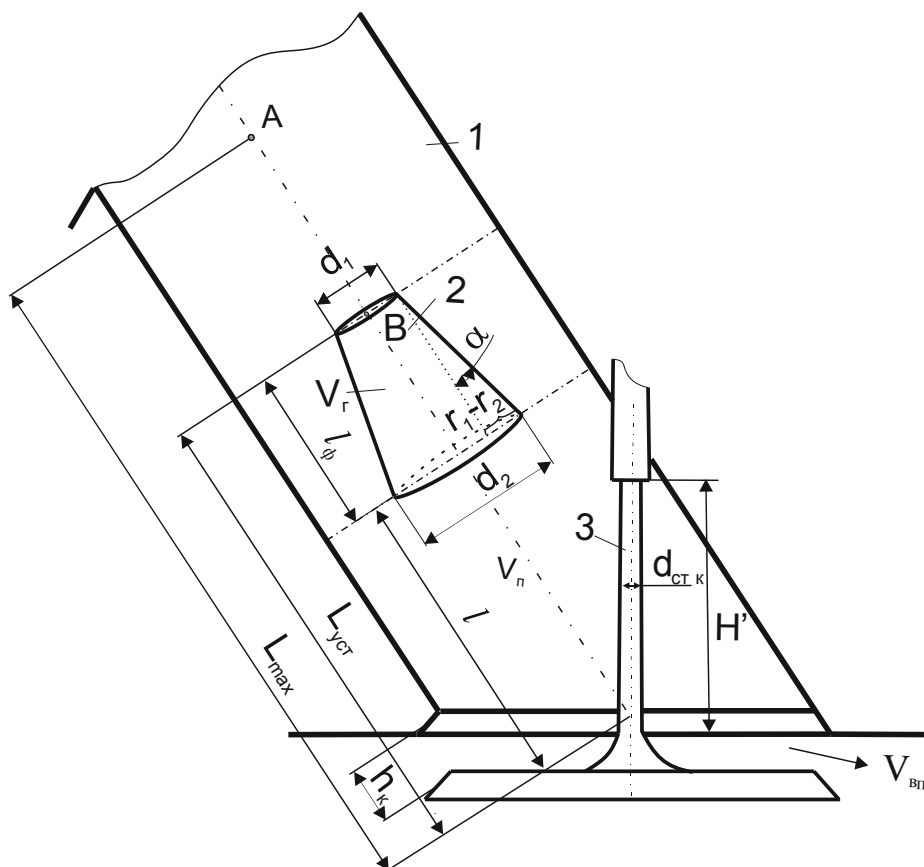


Рис. 2. Расчетная схема по определению места подачи газового топлива во впускной коллектор дизеля: 1 – впускной коллектор дизеля; 2 – факел газового топлива; 3 – впускной клапан

После преобразования формулы (5) получим

$$V_{\Gamma} = \frac{1}{3} \pi \frac{r_2 - r_1}{\operatorname{tg} \alpha} (r_1^2 + r_1 r_2 + r_2^2) = \frac{1}{3} \pi \frac{(r_2^3 - r_1^3)}{\operatorname{tg} \alpha}, \quad (8)$$

далее

$$r_2^3 - r_1^3 = \frac{3V_{\Gamma} \operatorname{tg} \alpha}{\pi}. \quad (9)$$

Радиус большего основания конуса

$$r_2 = \sqrt[3]{r_1^3 + \frac{3V_{\Gamma} \operatorname{tg} \alpha}{\pi}}. \quad (10)$$

Длина газового факела

$$l_{\Phi} = \frac{\sqrt[3]{r_1^3 + \frac{3V_{\Gamma} \operatorname{tg} \alpha}{\pi}} - r_1}{\operatorname{tg} \alpha}. \quad (11)$$

При использовании газовых форсунок с электромагнитным управлением объем факела газового топлива рассчитаем по формуле [5]

$$V_{\Gamma} = f_c v_{\Gamma} \Delta t, \quad (12)$$

где  $f_c$  – проходное сечение сопла,  $\text{м}^2$ ;  $v_{\Gamma}$  – скорость движения газового топлива через сопло,  $\text{м/с}$ ;  $\Delta t$  – длительность подачи топлива,  $\text{с}$ .

При постоянном давлении топлива  $p_{\Gamma}$  скорость движения  $v_{\Gamma}$  газового топлива неизменна и количество впрыскиваемого топлива может зависеть от длительности открытия форсунки [5].

С учетом формул (11) и (12) длину газового факела определим по формуле

$$l_{\phi} = \frac{\sqrt[3]{r_1^3 + \frac{3(f_c v_{\tau} \Delta t) \operatorname{tg} \alpha}{\pi}} - r_1}{\operatorname{tg} \alpha}. \quad (13)$$

Прходное сечение сопла газовых форсунок с электромагнитным управлением

$$f_c = \frac{\pi d_{\text{ж}}^2}{4}, \quad (14)$$

где  $d_{\text{ж}}$  – диаметр жиклера газовой форсунки, м.

Теоретическую скорость движения газового топлива через сопло форсунки определим по уравнению [6]

$$v_{\tau} = \sqrt{2 \frac{(p_0 - p_1)}{\rho_{\text{г}}}}, \quad (15)$$

где  $p_0$  – давление газового топлива, Па;  $p_1$  – давление воздуха во впускном коллекторе, Па;  $\rho_{\text{г}}$  – плотность газового топлива (в газообразном состоянии), кг/м<sup>3</sup>.

Зависимости длины газового факела от длительности подачи газового топлива при  $d_{\text{ж}} = 0,0015$  м,  $(p_0 - p_1) = 56 \cdot 10^3$  Па,  $d_1 = 0,006$  м представим на рис. 3, а, зависимости длины газового факела от разности давления  $(p_0 - p_1)$  при  $d_{\text{ж}} = 0,0015$  м,  $\Delta t = 0,009$  с,  $d_1 = 0,006$  м – на рис. 3, б.

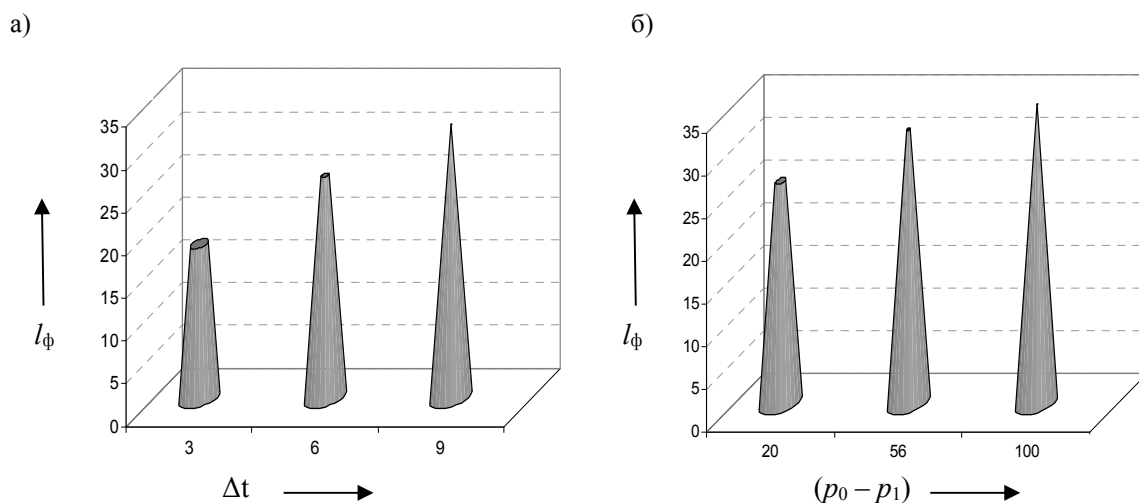


Рис. 3. Изменение длины газового факела: а – от длительности подачи газового топлива; б – от разности давления  $(p_0 - p_1)$

При определении массового расхода воздуха через впускной клапан принимаем некоторые допущения.

1. Давление воздуха перед клапаном не изменяется (впуск не дросселируется).

2. Температура воздуха перед клапаном не изменяется.

Масса воздуха, проходящего через клапан,

$$Q_{\tau}(\varphi) = \frac{P}{RT} f_{\text{кл}}(\varphi) v_{\text{п}}(\varphi), \quad (16)$$

где  $P$  – давление воздуха перед клапаном, Па;  $R$  – универсальная газовая постоянная для воздуха, Дж/(кг·К);  $T$  – температура воздуха перед клапаном, К;  $f_{\text{кл}}$  – текущая площадь проходного сечения клапана, м<sup>2</sup>;  $v_{\text{п}}$  – текущая скорость поршня, м/с.

В дифференциальном виде

$$\frac{dQ_{\tau}(\varphi)}{d\varphi} = \frac{P}{RT} \left( f_{\text{кл}} \frac{dv_{\text{п}}}{d\varphi} + v_{\text{п}} \frac{df_{\text{кл}}}{d\varphi} \right), \quad (17)$$

где  $\frac{dQ_{\tau}(\varphi)}{d\varphi}$  – массовый расход воздуха через клапан в зависимости от угла поворота коленчатого вала, кг/рад.

Дифференциальное уравнение (17) позволяет вычислить массовый расход воздуха через клапан для любого угла поворота коленчатого вала (ПКВ) в процессе впуска.

Прходное сечение клапана с коническим уплотнением при высоте подъема клапана  $h_{\text{к}}$  в рассматриваемый момент времени [6] найдем по формуле

$$f_{\text{кл}} = \pi h_{\text{к}} (d_{\text{гор}} \cos \beta + h_{\text{к}} \sin \beta \cos^2 \beta), \quad (18)$$

где  $\beta$  – угол наклона фаски клапана, рад;  $h_{\text{к}}$  – высота подъема клапана, м;  $d_{\text{гор}}$  – диаметр горловины впускного коллектора, м.

Если диаметр горловины впускно-

го коллектора неизвестен, то его можно определить по формуле

$$d_{\text{гор}} = \kappa_1 D, \quad (19)$$

где  $\kappa_1$  – эмпирический коэффициент,  $\kappa_1 = 0,38 \dots 0,42$  [6];  $D$  – диаметр цилиндра, м.

Высота подъема клапана зависит от принятого в расчетах закона подъема клапана, который, в свою очередь, зависит от профиля кулачка распределительного вала. Профиль кулачка имеет четыре участка:  $A-C$ ,  $C-B$ ,  $B-C'$  и  $C'-A'$ .

Зная профиль кулачка распределительного вала и тип толкателя, определим подъем клапана.

Высоту подъема клапана для выпуклого кулачка с плоским толкателем для первого участка кулачка от  $A$  до  $C$  (рис. 4) рассчитаем по формуле [6]

$$h_{\text{к}} = (r_1 - r_0)(1 - \cos \varphi_{\text{p1}}), \quad (20)$$

где  $r_0$  – радиус начальной окружности.

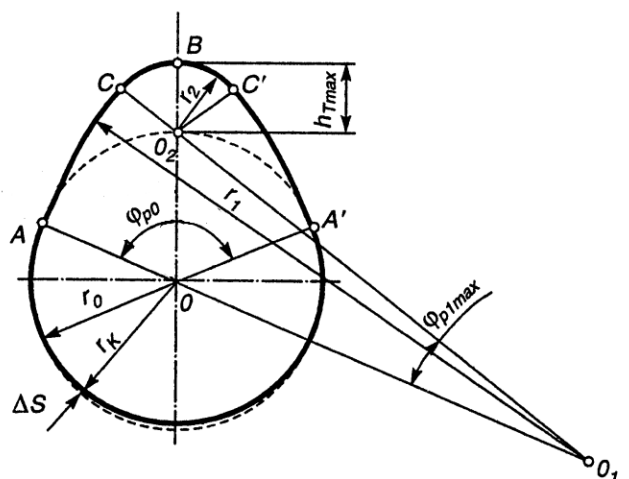


Рис. 4. Схема профиля кулачка распределительного вала

Точки  $A$  и  $A'$  (см. рис. 3) являются точками начала открытия и конца закрытия клапана. Точку  $B$  находят по величине максимального подъема толкателя  $h_{\text{кл.мак}}$ . Без учета зазоров при верхнем расположении клапанов и наличии

коромысла

$$h_{\text{т.мак}} = h_{\text{кл.мак}} l_{\text{т}} / l_{\text{кл}},$$

где  $l_{\text{т}}$  и  $l_{\text{кл}}$  – длина плеч коромысла, прилегающих к толкателю и клапану соответственно.



$$\frac{l_T}{l_{кл}} = \frac{h_{T \max}}{h_{кл \max}}. \quad (21)$$

Отношение  $l_T / l_{кл}$  выбирается по конструктивным соображениям [6].

Высота подъема клапана с учетом длин плеч коромысел

$$h_k = \frac{l_T}{l_{кл}} (r_1 - r_0) (1 - \cos \varphi_{p1}), \quad (22)$$

где  $r_1$  – кривизна образующей  $AC$  (см. рис. 3).

Согласно условию неразрывности струи, объем воздуха, проходящего через клапанную щель, равен текущему объему цилиндра, который выражается формулой

$$V = \frac{V_h}{2} \left[ \frac{\varepsilon + 1}{\varepsilon - 1} - \cos \varphi - \frac{\lambda}{4} (1 - \cos 2\varphi) \right], \quad (23)$$

где  $V_h$  – рабочий объем цилиндра,  $m^3$ ;  $\varepsilon$  – степень сжатия;  $\varphi$  – угол поворота коленчатого вала, рад;  $\lambda$  – отношение радиуса кривошипа к длине шатуна (постоянная кривошипно-шатунного механизма).

Отношение радиуса кривошипа к длине шатуна для дизеля Д-245.5S2 определим по формуле

$$\lambda = \frac{R_k}{l_{ш}}, \quad (24)$$

где  $R_k$  – радиус кривошипа, м;  $l_{ш}$  – длина шатуна, м.

Объем, освобождаемый поршнем при перемещении его от верхней мертвой точки (ВМТ) к нижней мертвой точке (НМТ) на единицу хода поршня, определим по формуле [4]

$$V_h = \frac{\pi D^2}{4} H, \quad (25)$$

где  $D$  – диаметр цилиндра двигателя, м;  $H$  – ход поршня, м.

Текущая скорость поршня

$$v_{п} = \omega R \left[ \sin(\varphi) + \frac{\lambda}{2} \sin 2\varphi - k\lambda \cos \varphi \right], \quad (26)$$

где  $\omega$  – текущая угловая скорость вращения коленчатого вала, рад/с;  $R$  – радиус кривошипа, м;  $\varphi$  – текущий угол поворота коленчатого вала, рад;  $k$  – дезоксиал, м,

$$k = \frac{a}{R_k}, \quad (27)$$

где  $a$  – величина смещения оси цилиндра относительно оси коленчатого вала, м.

Для дизеля Д-245.5S2 угол начала открытия впускного клапана  $\varphi_1 = 0,279$  рад ( $16^\circ$  ПКВ) до прихода поршня в ВМТ, угол конца закрытия выпускного клапана  $\varphi_4 = 0,314$  рад ( $18^\circ$  ПКВ) после ВМТ, угол перекрытия клапанов  $\varphi_1 + \varphi_4 = 0,593$  рад ( $34^\circ$  ПКВ).

Для удобства расчетов и наглядного представления процесса перенесем начало координат в точку начала открытия впускного клапана.

Для этого запишем выражения (22) и (26) с учетом смещения координат.

Тогда текущий объем цилиндра

$$V = \frac{V_h}{2} \left[ \frac{\varepsilon + 1}{\varepsilon - 1} - \cos(\varphi - \varphi_1) - \frac{\lambda}{4} (1 - \cos(2\varphi - \varphi_1)) \right], \quad (28)$$

где  $\varphi_1$  – угол начала открытия впускного клапана, рад.

Текущая скорость поршня

$$v_{п} = \omega R_k \left[ \sin(\varphi - \varphi_1) + \frac{\lambda}{2} \sin 2(\varphi - \varphi_1) - k\lambda \cos(\varphi - \varphi_1) \right]. \quad (29)$$

Зависимости проходного сечения клапана, объема цилиндра, скорости поршня, массового расхода воздуха через впускной клапан от угла поворота коленчатого вала, рассчитанные по формулам (17), (18), (23) и (26) в среде Mathcad 14.0 при  $d_{гор} = 0,042$  м,  $\beta = \frac{\pi}{4}$ ,

рад,  $V_h = 0,012 \text{ м}^3$ ,  $\varepsilon = 17$ ,  $\omega = 188,5 \text{ рад/с}$ ,  
 $R_k = 0,0625 \text{ м}$ ,  $l_{ш} = 0,23 \text{ м}$ ,  $\lambda = 0,272$ ,

$k = 0,001 \text{ м}$ , представим на рис. 5.

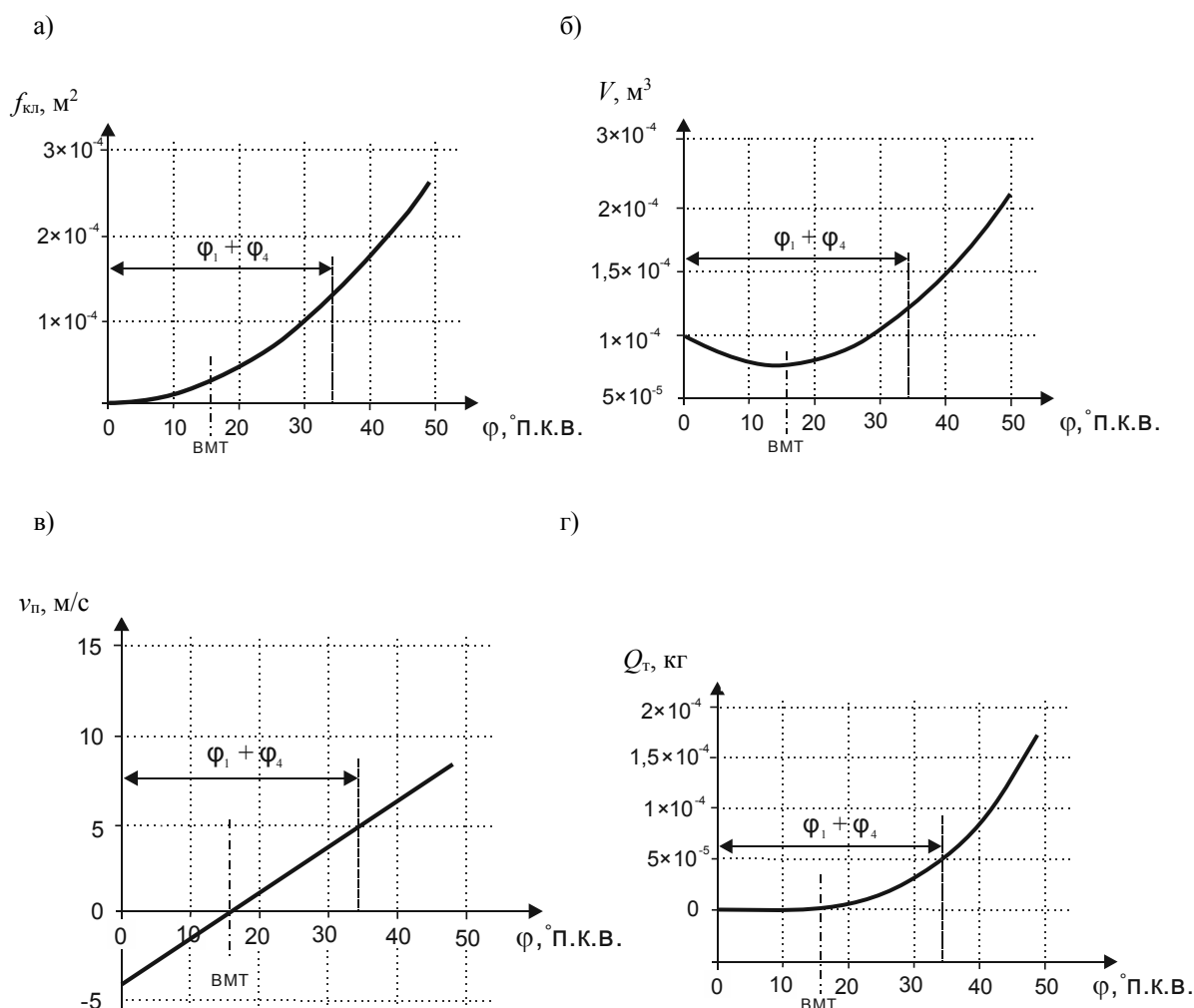


Рис. 5. Зависимости от угла поворота коленчатого вала: а – проходного сечения клапана; б – объема цилиндра; в – скорости поршня, г – массового расхода воздуха через выпускной клапан

Объемный расход воздуха через клапанную щель впускного клапана определим по формуле

$$Q_v(\varphi) = \frac{P}{RT\rho_k} f_{\text{кл}}(\varphi) v_{\text{п}}(\varphi), \quad (30)$$

где  $\rho_k$  – плотность заряда на впуске,  $\text{кг/м}^3$ .

Для двигателя с наддувом плотность заряда на впуске после компрессора и ОНВ [7]

$$\rho_k = \frac{p_k \cdot 10^6}{R_b T_k}. \quad (31)$$

где  $R_b$  – удельная газовая постоянная воздуха,  $R_b = 287 \text{ Дж/(кг·град)}$ .

Анализ полученных результатов показывает, что основное влияние на перетекание воздуха из впускного коллектора в выпускной оказывает период от ВМТ до  $\varphi_4$  (т. е. момент закрытия выпускного клапана).

Для двигателей с наддувом температуру сжатого воздуха на выходе из компрессора  $T_k$  определяют по зависимости [4, 8]

$$T_k = T_0 \left( \frac{p_k}{p_0} \right)^{\frac{n_k-1}{n_k}}, \quad (32)$$

где  $p_0$  – давление окружающей среды,

МПа;  $p_k$  – давление, создаваемое компрессором, МПа;  $n_k$  – показатель политропы сжатия воздуха в компрессоре, для центробежных нагнетателей с охлаждением воздуха  $n_k = 1,4 \dots 1,8$  [4, 8].

Объемный расход воздуха через впускной клапан, определяемый по формуле (30), представим на рис. 6.

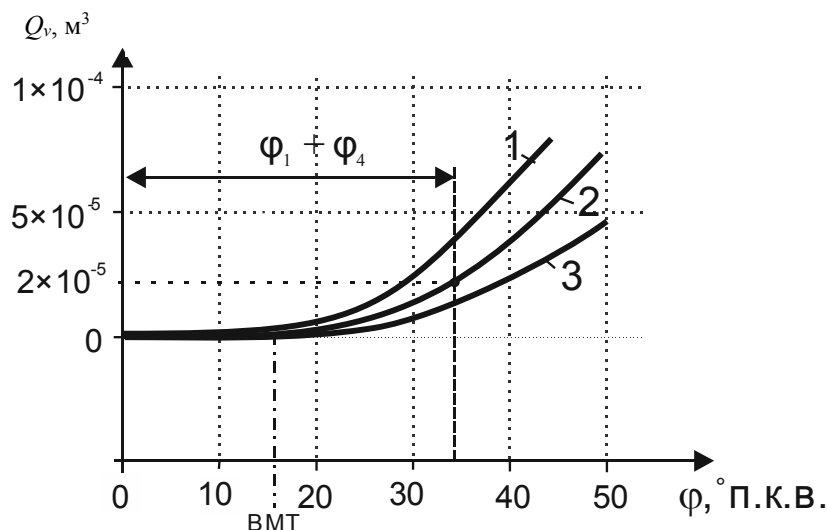


Рис. 6. Зависимость объемного расхода воздуха через впускной клапан от угла поворота коленчатого вала: 1 –  $\omega = 209,4 \text{ с}^{-1}$ ; 2 –  $\omega = 188,5 \text{ с}^{-1}$ ; 3 –  $\omega = 146,6 \text{ с}^{-1}$

Объем воздуха, прошедшего через впускной клапан в момент перекрытия ( $\varphi_1 + \varphi_4 = 0,5934$  рад ( $34^\circ$  ПКВ), при  $l_T / l_{кл} = 0,7$ ,  $p_k = 158 \cdot 10^5$  Па,  $T_k = 380$  К,  $n_k = 1,6$ ,  $\rho_k = 1,834 \text{ кг/м}^3$  для дизеля Д-245.5S2 составляет  $2 \cdot 10^{-5} \text{ м}^3$ .

Длину цилиндра  $l$  патрубка с воздухом, используемого в наполнении и продувке цилиндра (при  $\omega = 188,5 \text{ с}^{-1}$ ), определим по формулам (2), (11).  $L_{уст} = 0,040109 \text{ м}$ .

### Заключение

1. Разработан метод расчета для определения места подачи газового топлива во впускной коллектор дизеля с наддувом и охладителем надувочного воздуха с системой подачи ГТ, позволяющий согласовать параметры двигателя

(диаметр цилиндра, ход поршня, частота вращения коленчатого вала, фазы газораспределения и др.) с параметрами газового факела, расходом воздуха через впускной клапан при перекрытии клапанов и определить место подачи ГТ во впускном коллекторе дизеля, исключая перетекание газозвушной смеси в соседний цилиндр и выпускной коллектор в момент перекрытия клапанов.

2. Получены дифференциальные уравнения, отличающиеся тем, что начало координат переносят в точку открытия впускного клапана, это позволяет определить расход воздуха, проходящего через него, и учесть основные параметры дизеля с наддувом, охладителем надувочного воздуха и системы подачи газового топлива.

3. Представленный метод расчета

позволил определить место подачи газового топлива во впускном коллекторе дизеля Д-245.5S2, исключающее попадание ГТ в соседний цилиндр дизеля и выпускной коллектор в момент продув-

ки при подаче ГТ на расстоянии 0,040...0,075 м от кромки впускного клапана через удлинители газовых форсунок или каналы специально спроектированного коллектора.

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Карташевич, А. Н.** Влияние подачи газового топлива на экологические показатели дизеля / А. Н. Карташевич, П. Ю. Малышкин // Вестн. БГСХА. – 2013. – № 3. – С. 110–115.
2. Альтернативные виды топлива для двигателей : монография / А. Н. Карташевич [и др.]. – Горки : БГСХА, 2012. – 376 с. : ил.
3. **Левашов, М.** Применение на газобаллонных автомобилях комбинированного впрыска топлив / М. Левашов // АвтоГазоЗаправочный Комплекс + Альтернативное топливо. Междунар. науч.-техн. жур. – 2007. – № 3 (33). – С. 38–41.
4. Электронная система впрыска газового топлива в дизель : пат. 10060 РБ, МПК F 02M 43/00 / А. Н. Карташевич, П. Ю. Малышкин. – Оpubл. 30.04.2014.
5. **Богатырев, А. В.** Тракторы и автомобили / А. В. Богатырев, В. Р. Лехтер ; под ред. А. В. Богатырева. – Москва : КолосС, 2007. – 400 с.
6. **Колчин, А. И.** Расчет автомобильных и тракторных двигателей : учебное пособие для вузов / А. И. Колчин, В. П. Демидов. – 4-е изд., стер. – Москва : Высшая школа, 2008. – 496 с. : ил.
7. **Карташевич, А. Н.** ДВС. Основы теории и расчета : учебное пособие / А. Н. Карташевич, Г. М. Кухаренок. – Горки : БГСХА, 2008. – 312 с.
8. **Брук, М. А.** Работа дизеля в нестационарных условиях / М. А. Брук, А. С. Виксман, Г. Х. Левин. – Ленинград : Машиностроение, Ленинград. отд-ние, 1981. – 208 с.

*Статья сдана в редакцию 27 июня 2017 года*

**Анатолий Николаевич Карташевич**, д-р техн. наук, проф., Белорусская государственная сельскохозяйственная академия. E-mail: Kartashevich@yandex.ru.

**Сергей Александрович Плотников**, д-р техн. наук, проф., Вятская государственная сельскохозяйственная академия.

**Сергей Владимирович Курзенков**, канд. техн. наук, доц., Белорусская государственная сельскохозяйственная академия. Тел.: +375-29-365-57-64.

**Павел Юрьевич Малышкин**, ст. преподаватель, Белорусская государственная сельскохозяйственная академия. E-mail: Pavelm36@yandex.by.

**Anatoly Nikolaevich Kartashevich**, DSc (Engineering), Prof., Belarusian State Agricultural Academy. E-mail: Kartashevich@yandex.ru.

**Sergey Aleksandrovich Plotnikov**, DSc (Engineering), Prof., Vyatka State Agricultural Academy.

**Sergey Vladimirovich Kurzenkov**, PhD (Engineering), Belarusian State Agricultural Academy. Phone: +375-029-365-57-64.

**Pavel Yuryevich Malyshkin**, senior lecturer, Belarusian State Agricultural Academy. E-mail: Pavelm36@yandex.by.

УДК 621.9.048

*М. Г. Киселев, В. Л. Габец, П. С. Богдан, В. П. Семенкович*

## ВОССТАНОВЛЕНИЕ РЕЖУЩЕЙ СПОСОБНОСТИ ИЗНОШЕННОЙ РАБОЧЕЙ ПОВЕРХНОСТИ СТАЛЬНЫХ И ТВЕРДОСПЛАВНЫХ ЗУБНЫХ БОРОВ ПУТЕМ ЕЕ ЭЛЕКТРОЭРОЗИОННОЙ ОБРАБОТКИ

UDC 621.9.048

*M. G. Kiselev, V. L. Gabets, P. S. Bogdan, V. P. Semenkovich*

## RECOVERY OF CUTTING CAPACITY OF WORN STEEL AND CARBIDE DENTAL BURS BY THEIR ELECTROEROSION TREATMENT

### **Аннотация**

Исследовано влияние электроэрозионной обработки (модифицирования) изношенной рабочей поверхности стального и твердосплавного зубных боров на восстановление ее режущей способности. Изложены основные положения методики проведения экспериментальных исследований, включая описание устройства электроэрозионного модифицирования изношенной рабочей поверхности стального (XB5) и твердосплавного (BK6M) боров, а также устройства определения их режущей способности по интенсивности резания ими образца из текстолита.

### **Ключевые слова:**

электроэрозионная обработка, стоматологический инструмент, зубной бор, режущая способность.

### **Abstract**

The purpose of this paper is to study experimentally how electroerosion treatment (modification) of a worn working surface of steel and hard-alloy dental burs affects the recovery of its cutting capacity. The key elements of the experimental research methods are described, including the description of a device for electroerosive modification of the worn working surface of steel (XB5) and hard-alloy (BK6M) burs, and a device for determining their cutting ability by the intensity of their cutting a textolite sample.

### **Key words:**

electroerosion treatment, dental instrument, dental bur, cutting capacity.

### **Введение**

Зубной бор представляет собой вращающийся многолезвийный стоматологический инструмент, предназначенный для обработки (препарирования) твердых тканей зубов и челюстных костей [1]. Он (рис. 1) состоит из рабочей части (головки) 1, шейки 2 и хвостовика 3, служащего для закрепления бора в стоматологическом наконечнике.

В зависимости от применяемого стоматологического наконечника боры разделяются для работы с прямым, уг-

ловым и турбинным наконечниками. По форме рабочей части боры могут быть шаровидными, цилиндрическими, коническими, обратноконическими, колесообразными с продольной, торцевой поперечной, угловой или комбинированной насечкой, образующей режущие зубья. В зависимости от материала рабочей части боры разделяются на стальные, изготавливаемые целиком из высокопрочной хромированной стали XB5, и твердосплавные, рабочая часть которых выполняется из цилиндров твердого сплава BK6M или BK60M, которые

привариваются к хвостовику, изготовленному из стали ШХ15 [2].

Согласно ГОСТ 22090.1–93 *Инструменты стоматологические вращающиеся* для стальных боров полный установленный ресурс машинного времени должен быть не менее 9 мин, а для твердосплавных – не менее 40 мин. Следует подчеркнуть, что изношенные боры, т. е. утратившие в силу износа зубьев режущую способность, в дальнейшем не используются, а утилизируются.

Вместе с тем, результаты предшествующих исследований [3–6] показали,

что путем электроэрозионной обработки (модифицирования) исходной гладкой поверхности инструментов (проволока, штрипса, отрезной диск), применяемых для распиливания различных материалов, ей можно придать режущую способность. Достигается это за счет того, что при воздействии на механическую поверхность единичного электрического разряда на ней формируется лунка (рис. 2), по форме близкая к сферической, по краям которой образуются наплывы металла, выходящие за исходный контур поверхности.

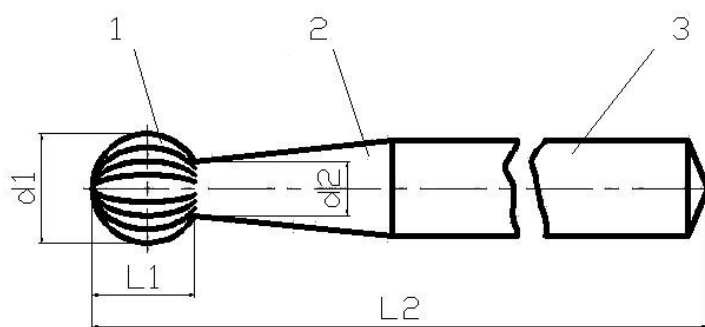


Рис. 1. Конструкция зубного бора:  $d_1$  – диаметр рабочей части (головки);  $d_2$  – диаметр шейки;  $L_1$  – длина рабочей части;  $L_2$  – общая длина бора

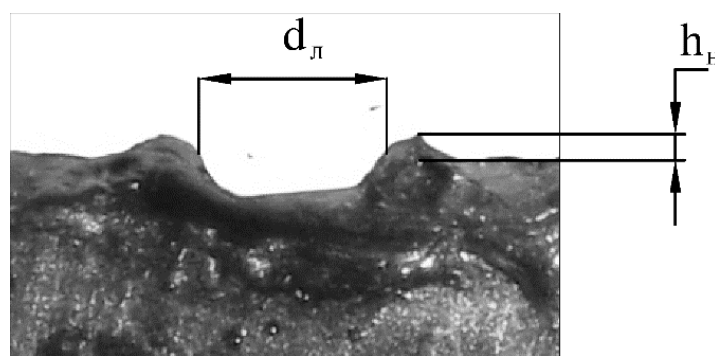


Рис. 2. Фотография единичной лунки сбоку, полученной на поверхности диска, с указанием ее основных элементов

Именно эти наплывы представляют собой своеобразные режуще-деформирующие элементы, способные в процессе обработки разрезать материал заготовки, твердость которого ниже твердости металла наплывов. При этом с возрастанием энергии

электрического разряда высота этих наплывов металла  $h_n$ , выполняющих роль зубьев, увеличивается, что придает модифицированной поверхности более высокую режущую способность.

С учетом этого представляется перспективным использовать такую об-

работку для модифицирования изношенной рабочей поверхности стальных и твердосплавных боров с целью восстановления ее режущей способности и дальнейшего использования этих инструментов. В связи с этим цель данной работы заключалась в экспериментальном исследовании влияния режимов электроэрозионной обработки изношенной поверхности стальных и твердосплавных боров на степень восстановления ее режущей способности.

### Методика проведения экспериментальных исследований

Объектом исследования являлись стальной и твердосплавный зубные боры, предназначенные для работы с прямым стоматологическим наконечником. Исходный диаметр цилиндрической головки стального бора, на которой выполнены шесть режущих лезвий, составлял 2,53 мм при длине рабочей части 3,5 мм и общей длине бора 44 мм.

Твердосплавный бор диаметром рабочей части 2,08 мм также имел шесть режущих лезвий.

Электроэрозионное модифицирование изношенной рабочей поверхности испытуемых боров осуществлялось с помощью специального устройства, схема и фотография общего вида которого представлены на рис. 3.

На стальной плите 1, установленной на диэлектрическом (деревянном) основании 2, смонтирован электродвигатель 8 (ДСМ 2-П-220), с валом которого посредством эластичной муфты 7 соединен хвостовик обрабатываемого бора 4. Последний установлен в призме 3 и прижимается к ее поверхности с помощью пружинного прижима 6. Электродом-инструментом служит тонкая, толщиной 0,1 мм, стальная пластина 5, которой вручную сообщается периодическое колебательное движение, направленное перпендикулярно изношенной поверхности бора.

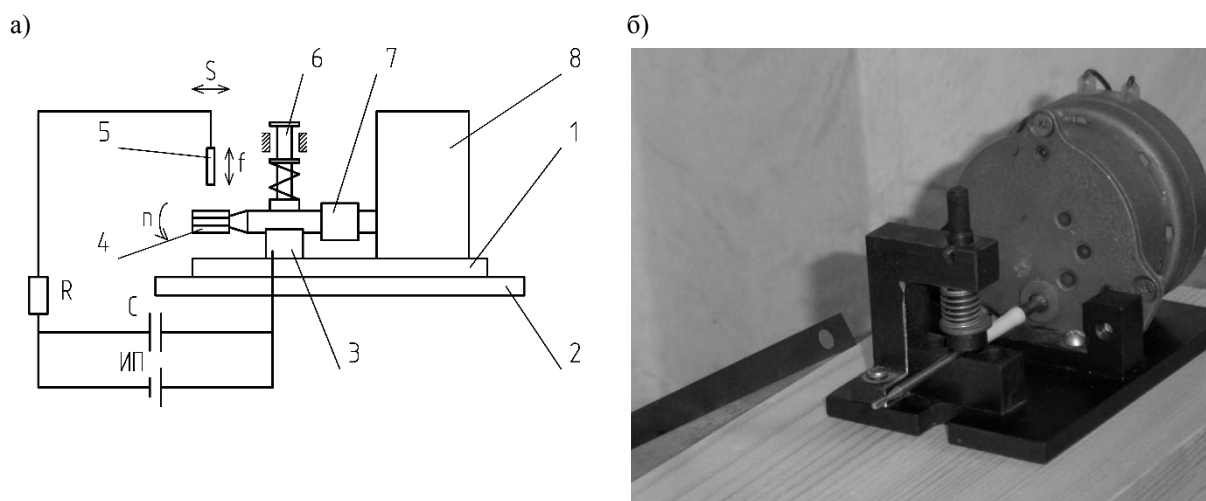


Рис. 3. Схема устройства электроэрозионного модифицирования изношенной рабочей поверхности боров (а) и фотография общего вида устройства (б)

Электрод-инструмент и бор включены в электрическую цепь, состоящую из источника питания постоянного тока ИП, накопительного конденсатора С и токоограничивающего резистора R.

В процессе однократного акта сближения электрода-инструмента с обрабатываемой поверхностью бора на расстоянии, соответствующем минимальной величине межэлектродного промежутка

(МЭП), между ними протекает электрический разряд, вызывающий формирование на ней лунки, имеющей наплывы застывшего металла. При этом в отличие от размерной электроэрозионной обработки необходимо, чтобы формируемые на модифицированной поверхности лунки не перекрывали друг друга. В процессе обработки бору сообщается вращательное движение с частотой  $n = 3 \text{ мин}^{-1}$ , а электроду-инструменту – колебательное с частотой  $f \approx 1 \text{ Гц}$ . Для модифицирования всей изношенной поверхности бора пластине дополнительно сообщается движение  $S$  вдоль его

оси. Используется прямая полярность (анодом является бор), диэлектрическая жидкость не применяется. Модифицирование осуществлялось при двух значениях напряжения на накопительном конденсаторе 75 и 120 В.

Определение режущей способности испытуемых боров осуществлялось в соответствии с требованиями ГОСТ 30213–94 *Инструменты стоматологические вращающиеся. Методы испытаний* с использованием созданного устройства, схема которого и фотография его рабочей зоны приведены на рис. 4.

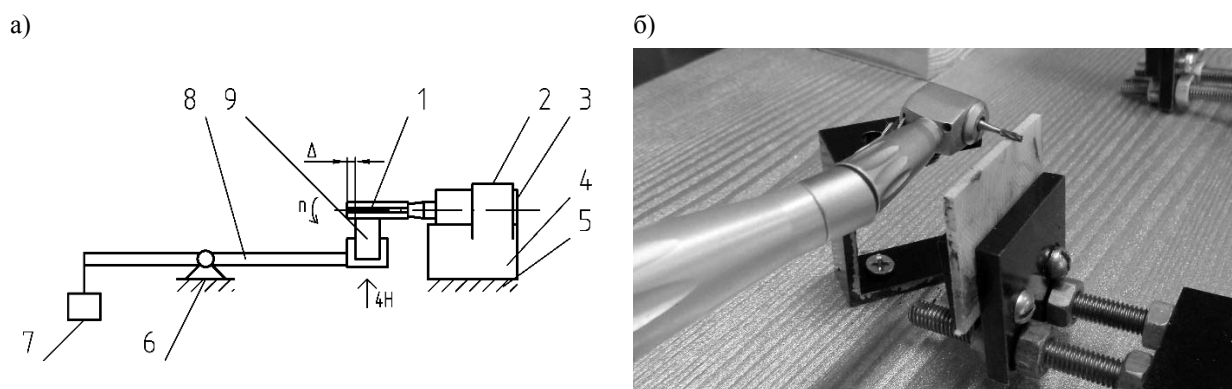


Рис. 4. Схема устройства определения режущей способности бора (а) и фотография его рабочей зоны (б)

Испытуемый бор 1 закрепляется в стоматологическом наконечнике 3, который с помощью хомута 2 своей цилиндрической поверхностью прижимается к поверхности призмы 4, неподвижно установленной на основании 5. На нем также закреплен кронштейн 6, в котором на опорах вращения установлен качающийся рычаг 8. На одном его конце закреплена пластина из текстолита 9 толщиной 1,5 мм, а на другом – аттестованные грузы 7, создающие усилие прижима пластины к режущей поверхности бора, равное 4 Н. Частота вращения бора контролировалась с помощью лазерного тахометра testo 465, и во всех экспериментах ее значение поддерживалось постоянным и состав-

ляло  $5000 \text{ мин}^{-1}$ .

Предварительно при отпущенном хомуте стоматологический наконечник перемещался в призме в осевом направлении таким образом, чтобы торец бора располагался относительно поверхности текстолитовой пластины на расстоянии  $\Delta = 1,0 \text{ мм}$ , после чего хомут зажимался.

Затем включался привод вращения стоматологического наконечника, текстолитовая пластина прижималась с заданным усилием к рабочей поверхности вращающегося бора, и в этот момент запускался секундомер. По истечении 30 с процесс обработки прекращался, текстолитовая пластина выводилась из контакта с бором и переустанавливалась на рычаге таким образом, что-



бы на ней можно было прорезать паз другим испытуемым бором, который бы располагался от предыдущего на расстоянии не менее 5 мм.

Режущая способность бора оценивалась по значению интенсивности резания  $i$  им текстолитовой пластины, которое определялось отношением площади  $F$  полученного на ней пропила ко времени обработки  $t = 30$  с, т. е.  $i = F/t$ . Величина  $F$  находилась как произведение толщины пластины  $b = 1,5$  мм на глубину  $h$  полученного на ней пропила ( $F = b \times h$ ). Значение  $h$  измерялось с помощью малого инструментального микроскопа ММИ-2 с точностью  $\pm 5$  мкм.

Испытаниям подвергались боры в исходном состоянии их рабочей поверхности (новые), в ее изношенном состоянии, и боры, изношенная рабочая поверхность которых была модифици-

рована путем электроэрозионной обработки. Изношенная рабочая поверхность бора получалась в результате обработки новым бором образца из гранита в течение 5 мин. Диаметральные размеры рабочей поверхности боров при трех ее состояниях измерялись с помощью микрометра МР-25-0,001.

### Результаты экспериментальных исследований и их обсуждение

На рис. 5 приведены значения интенсивности резания текстолитовой пластины стальным и твердосплавными борками при трех состояниях их рабочей поверхности: в исходном, изношенном и после электроэрозионного модифицирования изношенной поверхности при  $U = 75$  и  $120$  В.

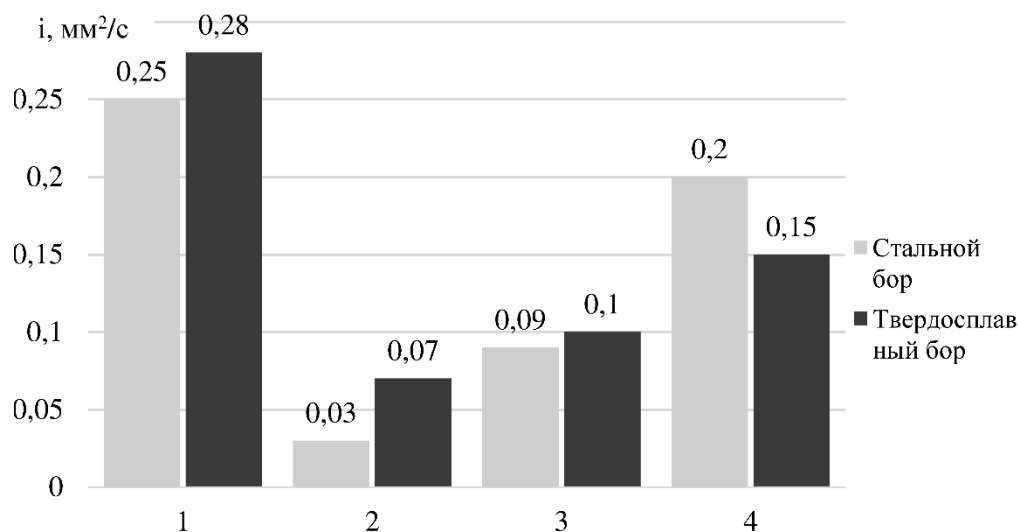


Рис. 5. Значения интенсивности резания текстолитовой пластины испытуемыми борками с различным состоянием режущей поверхности: 1 – в исходном состоянии; 2 – в изношенном состоянии; 3 – модифицированная изношенная поверхность при  $U = 75$  В; 4 – модифицированная изношенная поверхность при  $U = 120$  В

Из полученных экспериментальных данных видно, что наибольшей режущей способностью обладают боры в исходном состоянии. Так, для стального бора значение  $i$  в этом случае составило  $0,25$  мм<sup>2</sup>/с, для твердосплавного –  $0,28$  мм<sup>2</sup>/с. В результате изнашивания

режущих зубьев на их поверхностях интенсивность резания снизилась для стального бора до  $0,03$  мм<sup>2</sup>/с, для твердосплавного – до  $0,07$  мм<sup>2</sup>/с. Для удобства последующего сравнительного анализа влияния состояния поверхности боров на их режущую способность при-

мом значение этого показателя боров в исходном состоянии за 100 %. Тогда режущая способность изношенного стального бора составит 14 % от исходной, а твердосплавного – 27 %. После модифицирования изношенных поверхностей испытуемых боров их режущая способность возрастает и тем больше, чем выше напряжение накопительного конденсатора. Так, при повышении  $U$  с 75 до 120 В интенсивность резания стальным бором увеличилась с 0,09

до 0,2 мм<sup>2</sup>/с, твердосплавным – с 0,1 до 0,15 мм<sup>2</sup>/с, т. е. их режущая способность возросла соответственно с 37 до 80 % и с 36 до 55 % по отношению к исходной.

На рис. 6 приведены фотографии режущей части стального бора при трех ее состояниях: исходном, изношенном и после электроэрозионного модифицирования при  $U = 120$  В.

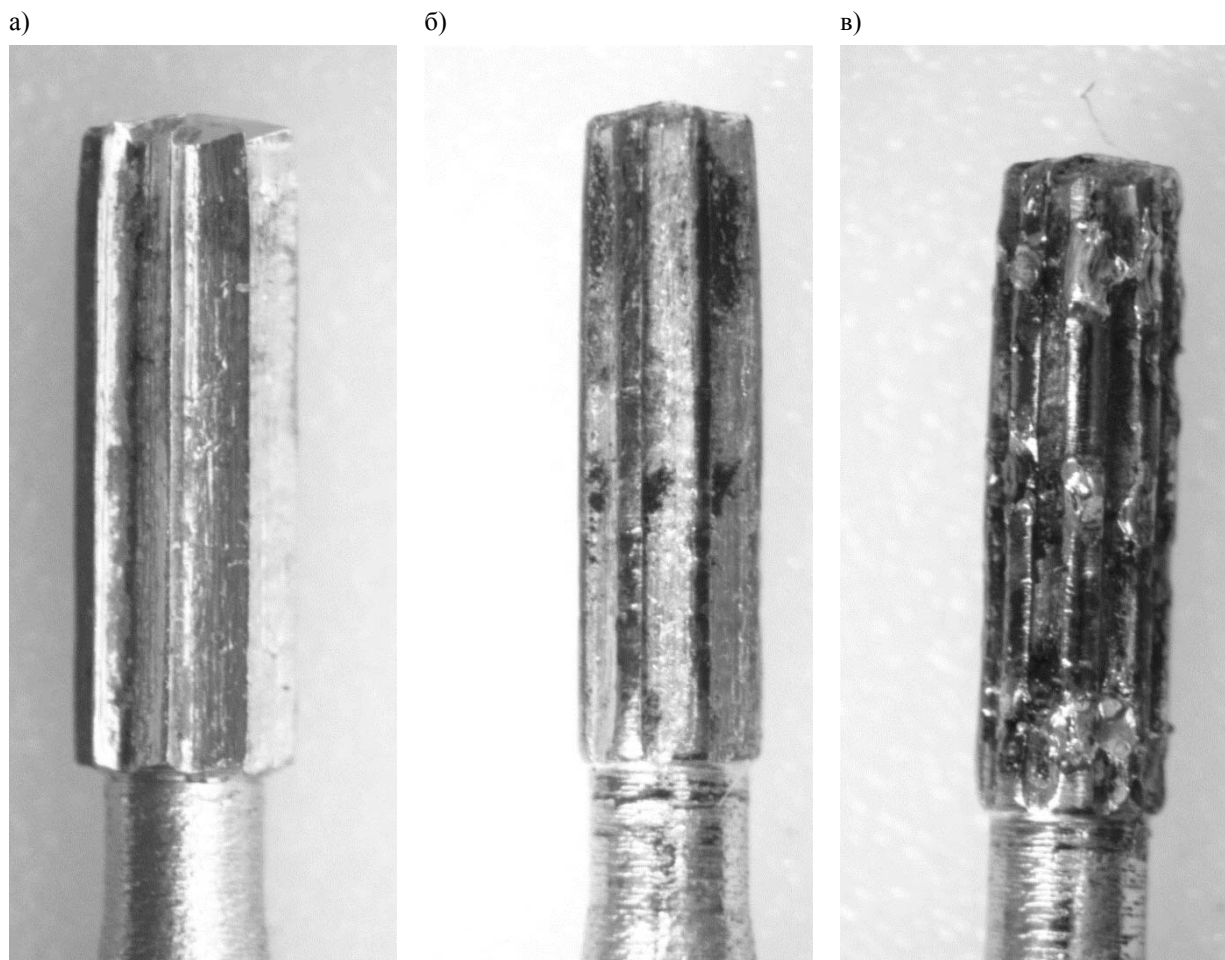


Рис. 6. Фотография режущей части стального бора: а – в исходном состоянии; б – в изношенном состоянии; в – после электроэрозионного модифицирования изношенной поверхности при  $U = 120$  В

Из их сравнения видно, что в результате изнашивания режущих зубьев на рабочей поверхности бора ее диаметр по сравнению с исходным уменьшается. После осуществления модифицирования за счет образовавшихся по краям

лунок наплывов металла его значение увеличивается на удвоенную высоту этих наплывов. В табл. 1 приведены значения диаметров рабочей поверхности испытуемых боров при различном ее состоянии.

Табл. 1. Значения диаметров рабочей поверхности испытываемых боров при различном ее состоянии

Состояние рабочей поверхности испытываемого бора	Диаметр рабочей поверхности испытываемого бора, мм	
	стального	твердосплавного
Исходное состояние	1,53	2,08
Изношенное состояние	1,33	1,92
Модифицированная при $U = 75$ В изношенная поверхность бора	1,35	1,94
Модифицированная при $U = 120$ В изношенная поверхность бора	1,43	1,98

Из представленных данных следует, что в результате изнашивания режущих зубьев боров диаметр их рабочей поверхности уменьшился для стального бора на 0,2 мм, для твердосплавного на 0,16 мм. В результате проведения модифицирования при  $U = 75$  В диаметр их изношенной поверхности увеличился для стального бора на 0,03 мм, для твердосплавного на 0,02 мм, а при  $U = 120$  В это увеличение соответственно составило 0,1 и 0,06 мм. Такое увеличение диаметра изношенной поверхности боров после ее модифицирования связано с формированием на ней лунок, имеющих по краям наплывы металла, выходящие за ее исходный контур. При этом с увеличением напряжения накопительного конденсатора в процессе модифицирования изношенной поверхности бора высота этих наплывов металла возрастает. Объясняется это тем, что с повышением  $U$  увеличивается энергия электрического разряда, что приводит к увеличению размеров получаемой на поверхности бора лунки, включая высоту образовавшихся по ее краю наплывов металла. При постоянной энергии электрического разряда и условиях его протекания (в данном случае – при неизменном значении  $U$ ) размеры и параметры получаемой лунки зависят от теплофизических свойств материала поверхности, в частности от теплоты испарения, удельной теплоем-

кости, теплопроводности, температуры плавления.

На рис. 7 приведены фотографии единичной лунки, полученной на полированной поверхности стального (ШХ15) и твердосплавного (ВК6М) образцов при напряжении накопительного конденсатора 75 В.

Из их сравнения видно, что размеры лунки, полученной на поверхности стального образца, существенно превосходят размеры лунки на поверхности твердосплавного. При этом важно отметить, что по краю лунки, полученной на поверхности стального образца, образуются значительно большие по размеру наплывы металла на поверхности твердосплавного. Как уже отмечалось, эти наплывы металла оправданно рассматривать как своеобразные режущие элементы (зубья) на модифицированной поверхности бора, придающие ей режущую способность. Поэтому чем больше высота наплывов металла, т. е. высота зубьев, на модифицированной поверхности бора, тем выше его режущая способность. Именно этим объясняется более низкая степень влияния модифицирования изношенной рабочей поверхности твердосплавного бора на восстановление ее режущей способности (55 % от первоначальной) по сравнению со стальным бором, у которого режущая способность восстанавливается до 80 % от первоначальной.

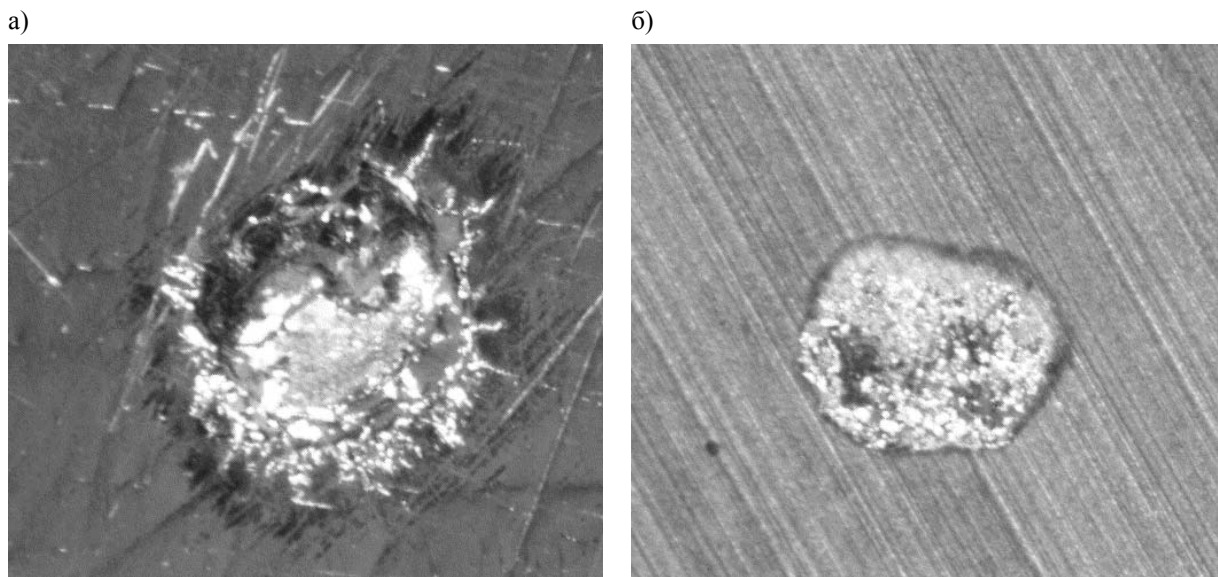


Рис. 7. Фотографии единичной лунки, полученной на поверхности стального (а) и твердосплавного (б) образцов при напряжении накопительного конденсатора 75 В (увеличение  $30\times$ )

### Выводы

1. Исходя из анализа результатов ранее проведенных исследований, на основании которых доказано, что путем электроэрозионного модифицирования исходной гладкой поверхности проводочного, ленточного и дискового инструментов ей можно придать режущую способность, обоснована перспективность применения такой обработки с целью восстановления режущей способности изношенной рабочей поверхности зубных боров и их последующего использования.

2. Разработана методика проведения экспериментальных исследований по оценке влияния электроэрозионного модифицирования изношенной поверхности стального (XB5) и твердосплавного (BK6) боров на восстановление ее режущей способности, включающая устройство для выполнения этой операции, а также устройство определения режущей способности испытуемых боров по значению интенсивности резания ими пластины из текстолита.

3. Экспериментально установлено, что наибольшей режущей способностью обладают боры в исходном состоянии (состоянии поставки). Так, для стально-

го бора значение интенсивности  $i$  резания пластины из текстолита составило  $0,25 \text{ мм}^2/\text{с}$ , для твердосплавного –  $0,28 \text{ мм}^2/\text{с}$ . В результате изнашивания режущих зубьев на их поверхностях в процессе обработки гранита в течение 5 мин интенсивность резания текстолита стальным бором снизилась до  $0,03 \text{ мм}^2/\text{с}$ , твердосплавным – до  $0,07 \text{ мм}^2/\text{с}$ , т. е. их режущая способность по отношению к исходной – до 14 и 27 % соответственно.

4. Установлено, что после модифицирования изношенной поверхности испытуемых боров режущая способность возрастает и тем больше, чем выше напряжение  $U$  накопительного конденсатора. Так, при повышении  $U$  с 75 до 120 В интенсивность резания текстолита стальным бором увеличилась с  $0,09$  до  $0,2 \text{ мм}^2/\text{с}$ , твердосплавным бором – с  $0,1$  до  $0,15 \text{ мм}^2/\text{с}$ , что соответствует повышению режущей способности по отношению к исходной (равной 100 %) стального бора с 37 до 80 % и твердосплавного с 36 до 55 %.

5. Установлено, что в результате модифицирования изношенной рабочей поверхности испытуемых боров на ней формируются лунки, имеющие по краям

наплывы металла, выходящие за ее исходный контур, высота которых увеличивается с повышением напряжения накопительного конденсатора, что приводит к увеличению диаметра обработанной поверхности. Так, при  $U = 75$  В диаметр стального бора по отношению к изношенному увеличился на 0,06 мм, твердосплавного – на 0,02 мм, а при  $U = 120$  В увеличение этого параметра составило 0,1 и 0,06 мм соответственно.

6. Показано, что такие наплывы металла оправданно рассматривать как своеобразные режущие элементы (аналоги зубьев) на модифицированной поверхности боров, восстанавливающие

режущую способность их изношенной поверхности и тем эффективнее, чем больше высота этих наплывов. Установлено, что при постоянном значении напряжения накопительного конденсатора ( $U = 120$  В) размеры единичной лунки, полученной на поверхности стального образца, и высота наплывов по ее краю оказываются значительно больше, чем на поверхности твердосплавного, что объясняет более низкую режущую способность модифицированной поверхности твердосплавного бора по сравнению с поверхностью стального бора (55 % против 80 %).

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Тургунов, Е. М.** Хирургические инструменты / Е. М. Тургунов, А. А. Нурбеков. – Караганда, 2008. – 48 с.
2. **Островерхов, Г. Е.** Оперативная хирургия и топографическая анатомия / Г. Е. Островерхов, Ю. М. Бомаш, Д. Н. Лубоцкий. – Курск : КГМУ, 1996. – 738 с.
3. Экспериментальная оценка режущей способности штрипс с модифицированной путем электроконтактной обработки рабочей поверхностью / М. Г. Киселев [и др.] // Механика машин, механизмов и материалов. – 2014. – № 3. – С. 64–68.
4. Эффективность применения электроэрозионной обработки поверхности проволочного инструмента с целью придания ей режущей способности / М. Г. Киселев [и др.] // Вестн. Полоц. гос. ун-та. – 2013. – № 11. – С. 73–77.
5. Влияние скорости вращения рабочей поверхности отрезного диска в процессе ее электроэрозионной обработки на режущую способность инструмента / М. Г. Киселев [и др.] // Механика машин, механизмов и материалов. – 2016. – № 2. – С. 58–62.
6. **Артамонов, Б. А.** Электрофизические и электрохимические методы обработки материалов : в 2 т. Т. 1. Обработка материалов с применением инструмента / Б. А. Артамонов. – Москва : Высшая школа, 1983. – 247 с.

*Статья сдана в редакцию 24 мая 2017 года*

**Михаил Григорьевич Киселев**, д-р техн. наук, проф., Белорусский национальный технический университет. E-mail: kiselev.maikl@gmail.com.

**Вячеслав Леонидович Габец**, канд. техн. наук, доц., Белорусский национальный технический университет.

**Павел Сергеевич Богдан**, аспирант, Белорусский национальный технический университет.

**Валерия Петровна Семенкович**, студент, Белорусский национальный технический университет.

**Mikhail Grigoryevich Kiselev**, DSc (Engineering), Prof., Belarusian National Technical University. E-mail: kiselev.maikl@gmail.com.

**Vyacheslav Leonidovich Gabets**, PhD (Engineering), Associate Prof., Belarusian National Technical University.

**Pavel Sergeevich Bogdan**, PhD student, Belarusian National Technical University.

**Valeriya Petrovna Semenkovich**, student, Belarusian National Technical University.

---

УДК 621.791.763.2

*А. О. Коротеев, В. П. Куликов, В. П. Долячко*

**МОДЕЛИРОВАНИЕ ГАЗОДИНАМИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ В ЗАЩИТНОЙ АТМОСФЕРЕ ДУГИ ПРИ СВАРКЕ В СМЕСИ КООКСИАЛЬНО ПОДАВАЕМЫХ ГАЗОВ**

---

UDC 621.791.763.2

*A. O. Koroteyev, V. P. Kulikov, V. P. Dolyachko*

**MODELING OF GAS-DYNAMIC PROCESSES IN PROTECTIVE ATMOSPHERE AROUND THE ARC DURING WELDING IN THE MIXTURE OF COAXIALLY SUPPLIED GASES**

---

**Аннотация**

На основании математического моделирования газодинамических процессов и экспериментальных исследований установлен физический механизм формирования защитной атмосферы при сварке с двухструйной коаксиальной подачей газов в зону горения дуги. Исследованы закономерности изменения концентрации углекислого газа в различных областях газовой защиты.

**Ключевые слова:**

моделирование газодинамических процессов при сварке, двухструйная газовая защита, коаксиальная подача газов в зону сварки, газовые смеси.

**Abstract**

Based on the mathematical modeling of gas-dynamic processes and experimental studies, a physical mechanism was established for the formation of protective atmosphere during welding with a two-jet coaxial supply of gases to the arc zone. The changes in the concentration of carbon dioxide in different areas of gas shield were studied.

**Key words:**

simulation of gas- dynamic processes during welding, two-jet protective gas shield, coaxial gas supply to the welding zone, gas mixtures.

---

Традиционно для защиты зоны горения дуги от воздуха при сварке используется струйная газовая защита, при которой расплавленный металл сварочной ванны защищается однородной струей газа, истекающей из сопла сварочной горелки.

В предлагаемой авторами технологии сварки защита осуществляется потоками двух газов, коаксиально истекающими из сопла сварочной горелки и выполняющими различные функции [1, 2]. При таком способе углекислый газ поступает в зону сварки по внешнему кольцевому каналу и выполняет защитную функцию, аргон подаётся по

центральному каналу и его удельный расход определяет состав защитной атмосферы (рис. 1).

Особенности защиты сварочной ванны такими потоками почти не изучены. В литературе отсутствуют сведения о параметрах газовых потоков, рекомендуемых расходах газов, конструкциях и размерах горелок и другие сведения, позволяющие обеспечить оптимальное качество газовой защиты.

Исследования процессов формирования защитной газовой атмосферы при сварке, а также газодинамического взаимодействия компонентов защитных газовых смесей вызывают существен-

ные затруднения. Основные причины этому – высокая температура в области горения дуги, «прозрачность» защитных газов и ряд других факторов. Наиболее информативным в этом случае являются методы компьютерного моделирования газодинамических процессов.

Авторами было проведено численное моделирование процесса истечения коаксиальных потоков двух газов в среде SOLIDWORKS Flow Simulation. Целью данного моделирования являлось определение оптимальных значений ос-

новных параметров газовой защиты: расход аргона, расход углекислого газа, расстояние от сопла до поверхности изделия. От расхода газа зависит скорость газового потока. В свою очередь, от соотношения скоростей потоков зависят взаимная инжекция газов и степень их смешивания.

Расход углекислого газа при моделировании выбирали с учетом надежной газовой защиты области горения дуги от воздуха по разработанной авторами номограмме (рис. 2) [3].

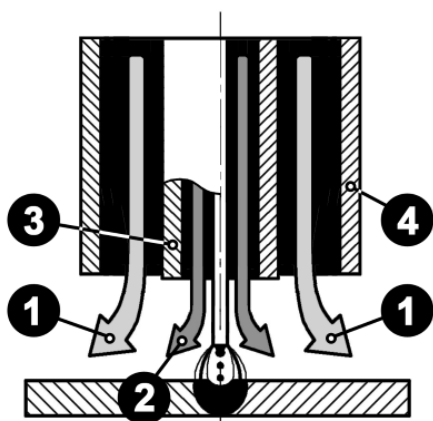


Рис. 1. Принципиальная схема двухструйной коаксиальной подачи защитных газов в зону сварки: 1 – кольцевой поток углекислого газа; 2 – центральный струйный поток аргона; 3 – внутренний трубчатый канал сопла горелки; 4 – внешний кольцевой канал сопла горелки

Математическое моделирование включает в себя следующие этапы.

1. Создание геометрии в SOLIDWORKS. На данном этапе формируется и дискретизируется геометрия модели, формулируются необходимые физические условия.

2. Создание и настройка расчетной области в Flow Simulation. На данном этапе формулируются необходимые физические условия, задаются начальные и граничные условия дифференциальных уравнений.

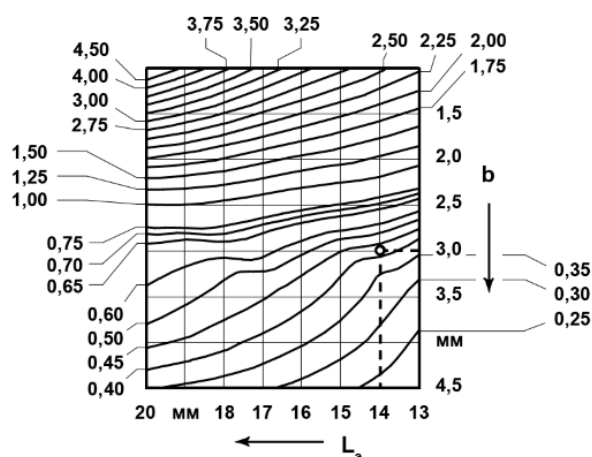


Рис. 2. Номограмма для определения минимально допустимой скорости кольцевого потока газа  $V_{min}$  на выходе из сопла сварочной горелки, обеспечивающей надежную газовую защиту области горения дуги

3. Создание расчетной элементной сетки.

4. Расчет. На данном этапе численно решаются основные уравнения с точки зрения базовых физических параметров (скорость, давление, плотность, температура, энтальпия и т. д.) с последующей записью результатов решения в память.

5. Визуализация и анализ полученного результата. Результаты решения отображаются в виде графиков, таблиц, а также контурных или вектор-

ных схем, привязанных к исходной геометрии.

6. Оценка точности и адекватности предлагаемой модели реальному физическому процессу.

Расчетная модель представляет собой сопло сварочной горелки с коаксиально истекающими из неё потоками двух газов. Внешний вид модели представлен на рис. 3. Площадки 1, 2 служат для генерации потоков аргона и углекислого газа с заданным объемным расходом. Конический элемент 5, расположенный между торцом сварочной проволоки и поверхностью пластины 7, с температурой, близкой к температуре дуги, необходим для моделирования температурного воздействия сварочной дуги. В модели также учтены физические свойства материалов, из которых изготовлены элементы сопла. С целью

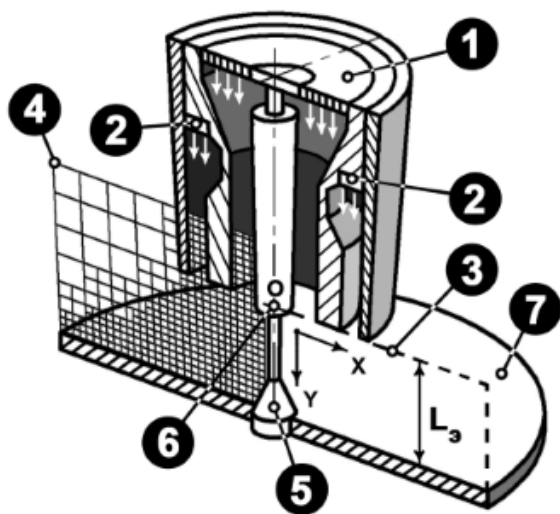


Рис. 3. Расчетная модель: 1 – зона генерации потока аргона; 2 – зона генерации потока углекислого газа; 3 – область построения графиков; 4 – расчетная сетка; 5 – зона генерации температуры; 6 – начало координат (исходная точка); 7 – поверхность, имитирующая свариваемую деталь

Совокупность элементарных объемов представляет собой расчетную сетку. Ячейки сетки могут иметь различную форму. Вычислительный под-

*Машиностроение*

сокращения времени расчета и облегчения анализа результатов использовалась расчетная область, ограниченная соплом сварочной горелки, поверхностью свариваемой пластины, осью сопла и границей модели 3. В этой области используется плоская система декартовых координат  $\theta$  с началом в точке  $O$ .

Для расчета используется метод конечных объемов. В его основе лежит численный метод интегрирования систем дифференциальных уравнений в частных производных. Сущность метода заключается в дискретизации уравнений Навье-Стокса, осредненных по Рейнольдсу. При этом расчетная область разбивается на большое количество непересекающихся элементарных объемов таким образом, чтобы каждый объем содержал только одну расчетную узловую точку (рис. 4).

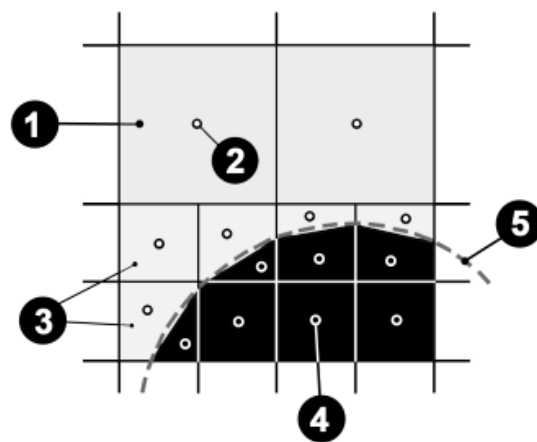


Рис. 4. Разбиение ячеек начальной сетки границей геометрии на дочерние многогранные ячейки: 1 – ячейки исходной сетки; 2 – центры для расчетов контрольных объемов текучей среды (газа); 3 – дискретизированные ячейки вблизи твердого тела; 4 – центры для расчетов контрольных объемов твердого тела; 5 – реальная форма границы между твердым телом и текучей средой

ход в Flow Simulation основан на использовании прямоугольной сетки, адаптированной вблизи границ геометрии. Ячейки сетки представляют собой



прямоугольные параллелепипеды с гранями, перпендикулярными осям декартовой системы координат. Приграничные ячейки имеют более сложную форму. Они формируются в результате расчленения ячейки начальной сетки границами геометрии (см. рис. 4).

Интегрирование дифференциальных уравнений производится по каждому элементарному объему. Интегралы вычисляются с использованием интерполяционных формул, при помощи которых определяют значения искомого переменных между расчетными точками.

$$\begin{cases} \frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial \rho}{\partial x_i} (\rho u_i) = 0; \\ \frac{\partial \rho u_i}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho u_i u_j) + \frac{\partial \rho}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} (\tau_{ij} + \tau_{ij}^R) + S_i; \\ \frac{\partial \rho H}{\partial t} + \frac{\partial \rho u_i H}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} (u_j (\tau_{ij} + \tau_{ij}^R) + q_i) + \frac{\partial \rho}{\partial t} - \tau_{ij}^R \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \rho \varepsilon + S_i u_i + Q_H; \\ H = h + \frac{u^2}{2}, \end{cases} \quad (1)$$

где  $u$  – скорость газа;  $\rho$  – плотность газа;  $S_i$  – внешние массовые силы, действующие на единичную массу среды;  $h$  – энтальпия;  $Q_H$  – тепло, выделяемое источником в единичном объеме;  $\tau_{ik}$  – тензор вязких сдвиговых напряжений;  $q_i$  – диффузионный тепловой поток.

Уравнение состояния для газовой среды

$$p = \rho(P, R, y), \quad (2)$$

где  $y$  – вектор концентраций компонентов потока,  $y = (y_1, y_2, \dots, y_N)$ .

Для идеальных газов используется уравнение состояния идеального газа

$$p = \frac{P}{RT}, \quad (3)$$

где  $R$  – газовая постоянная моделируемого газа.

Диффузионный тепловой поток

ми. В результате получают дискретный аналог исходных уравнений в узловых точках, который отражает закон сохранения изучаемых переменных в каждом конечном объеме.

Движение в газе моделируется с помощью уравнений Навье-Стокса, описывающих законы сохранения массы, импульса и энергии. Для декартовой системы координат, вращающейся с угловой скоростью вокруг оси, проходящей через начало координат, данные уравнения могут быть представлены в следующем виде:

$$q_i = \left( \frac{\mu}{P_r} + \frac{\mu_t}{\sigma_c} \right) \frac{\partial h}{\partial x_i}, \quad i=1, 2, 3, \quad (4)$$

где  $P_r$  – число Прандтля;  $\sigma_c$  – константа,  $\sigma_c = 0,9$ .

Тензор вязких сдвиговых напряжений определяется следующим образом:

$$\tau_{ij} = \mu \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \delta_{ij} \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \right), \quad (5)$$

где  $\mu$  – коэффициент динамической вязкости,  $\mu = \mu_i + \mu_d$ ;  $\mu_t$  – коэффициент турбулентной вязкости;  $\delta_{ij}$  – дельта-функция Кронекера;  $k$  – кинетическая энергия турбулентности.

По результатам численного моделирования были построены номограммы, позволяющие определить объемную

долю углекислого газа в зоне горения дуги в зависимости от расхода аргона и

расстояния от сопла горелки до поверхности изделия (рис. 5).

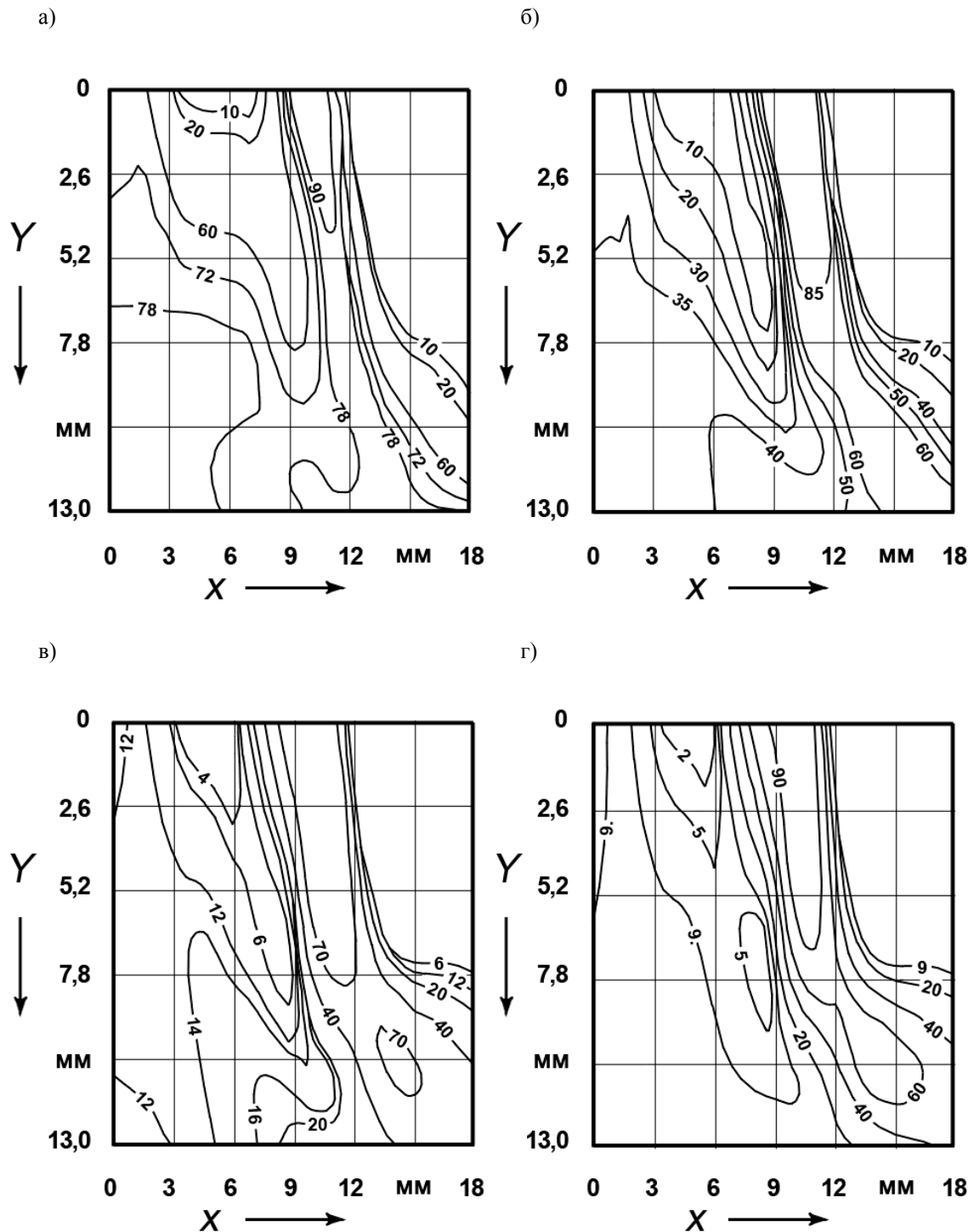


Рис. 5. Распределение массовой доли углекислого газа ( $\text{CO}_2$ ) в образующейся в зоне сварки защитной газовой атмосфере: а –  $Q(\text{Ar}) = 1$  л/мин; б –  $Q(\text{Ar}) = 2,125$  л/мин; в –  $Q(\text{Ar}) = 3,25$  л/мин; г –  $Q(\text{Ar}) = 4,5$  л/мин (расстояние от сопла горелки до поверхности пластины  $L_s = 13$  мм; расход углекислого газа  $Q(\text{CO}_2) = 8,3$  л/мин)

Полученные данные свидетельствуют о смешивании газов в области сварки. Причем с увеличением расхода аргона количество углекислого газа, подмешиваемого из кольцевого потока в центральную область и участвующего в формировании защитной газовой атмосферы в непосредственной близости от сварочной дуги, снижается.

Следует также отметить, что окислительный потенциал защитной атмосферы, формируемой при коаксиальной двухструйной подаче газов, снижается по мере удаления от поверхности изделия. Это можно объяснить особенностью строения центральной струи аргона, характеризующейся потенциальным ядром, длина которого напрямую зависит от скорости истечения газа. При определенных условиях,

когда величина ядра меньше расстояния от сопла до пластины, в области, расположенной вблизи изделия, происходит интенсивное подмешивание углекислого газа из кольцевого потока.

Анализ полученных данных позволил определить оптимальные расходы аргона с точки зрения получения в зоне сварки защитных газовых смесей требуемого состава.

Для удобства выбора расходов газов авторами была разработана номограмма. На рис. 6 приведен пример определения расходов газов для случая, когда расстояние от сопла до поверхности изделия составляет  $L_3 = 15$  мм и необходимо получить в зоне горения дуги защитную газовую смесь 82 % Ar + 18 % CO<sub>2</sub>.

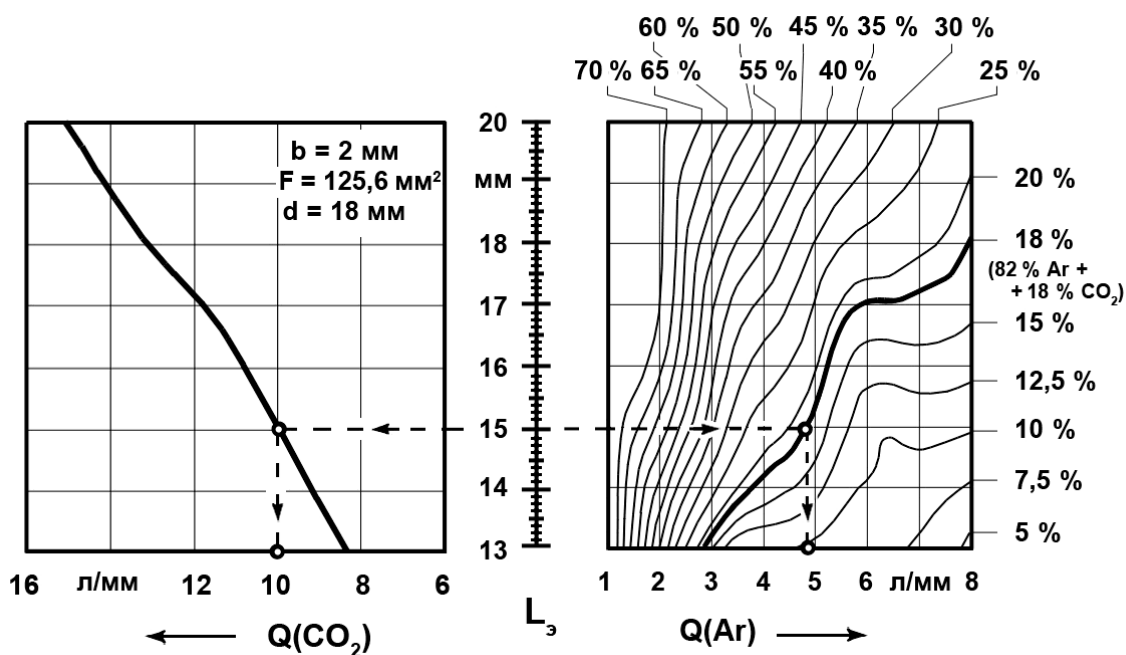


Рис. 6. Номограмма для определения расходов газов при двухструйной газовой защите зоны горения дуги

Сначала из точки на шкале значений расстояния от сопла до поверхности изделия (15 мм) проводятся горизонтальные линии в обе стороны до пересечений с соответствующими кривыми

на графиках. В левой части номограммы расположена кривая для определения расхода углекислого газа, подаваемого по кольцевому каналу сопла. В правой части рисунка находится номограмма

для определения расхода аргона в зависимости от необходимого состава защитной газовой смеси в зоне сварки. В данном случае рассматриваемый состав смеси выделен жирной линией (82 % Ar + 18 % CO<sub>2</sub>). Из точек пересечения опускают вертикальные линии на горизонтальные оси, при этом получают необходимые расходы газов, которые составят  $Q(\text{Ar}) = 4,9$  л/мин и  $Q(\text{CO}_2) = 10$  л/мин.

Таким образом, в результате численного моделирования определены условия создания в зоне горения дуги защитной газовой смеси с заданным со-

держанием компонентов. В качестве параметров, определяющих состав защитной атмосферы, принимаются расход аргона, подаваемого по центральному каналу сопла, и расстояние от сопла сварочной горелки до поверхности пластины. Кольцевой поток углекислого газа при этом обеспечивает защиту зоны сварки от воздуха.

Для практической реализации двухструйной подачи защитных газов была разработана сварочная горелка (рис. 7 и 8) и схема подачи защитных газов (рис. 9).

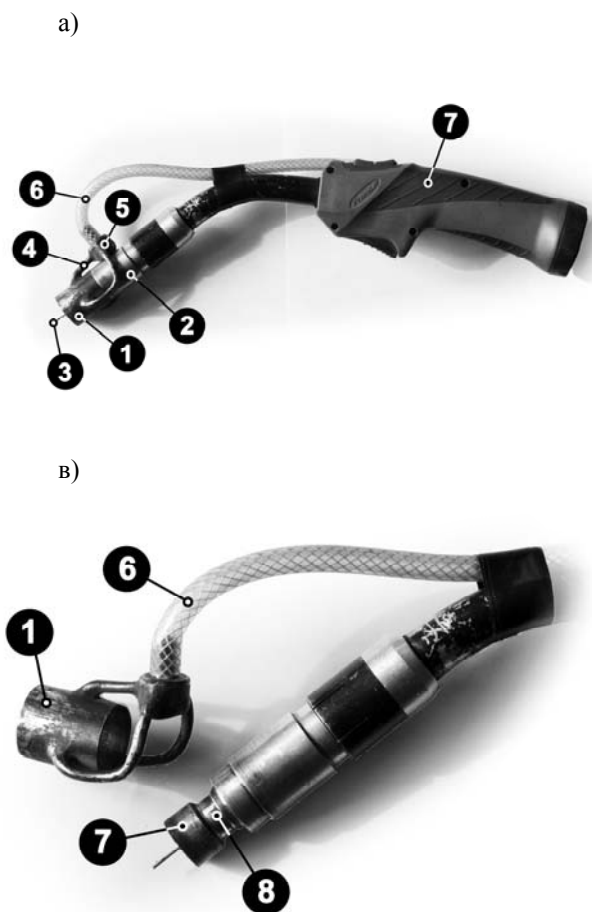


Рис. 7. Внешний вид сварочной горелки (а) и элементы сопла с коаксиальной двухструйной подачей защитных газов в зону сварки (б): 1 – внешняя съемная часть сопла; 2 – сопло сварочной горелки; 3 – электродная проволока; 4 – газоподводящие трубки; 5 – газораспределительный штуцер; 6 – шланги для подвода углекислого газа к кольцевому каналу сопла; 7 – сварочная горелка; 8 – полость для стабилизации потока газа

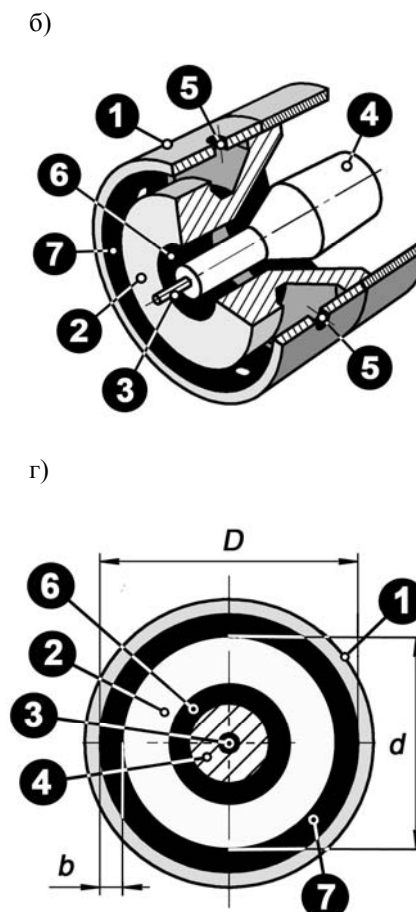


Рис. 8. Принципиальная схема (а) и геометрические параметры (б) сопла с двухструйной подачей компонентов газовой смеси в зону сварки: 1 – внешняя часть сопла; 2 – газоразделительный отбкатель; 3 – электродная проволока; 4 – токоподводящий наконечник; 5 – отверстия для подачи газа в кольцевой канал; 6 – центральный канал; 7 – кольцевой канал

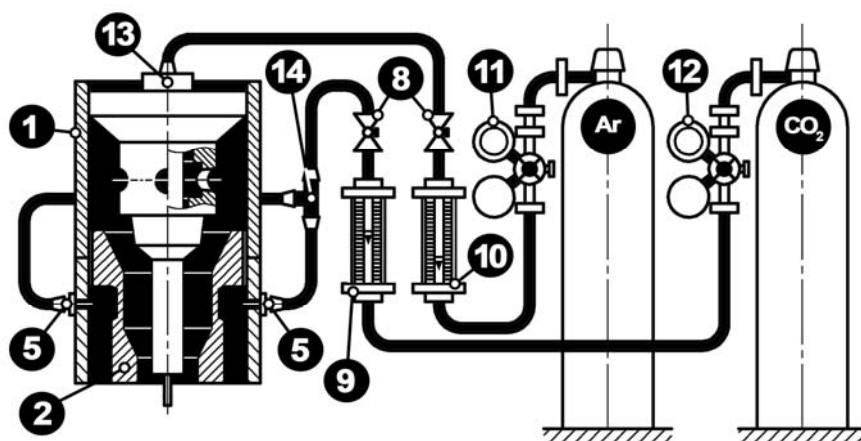


Рис. 9. Схема двухструйной независимой коаксиальной подачи защитных газов: 1 – внешняя часть сопла; 2 – газоразделительный обтекатель; 3 – электродная проволока; 4 – токоподводящий наконечник; 5 – отверстия для подачи газа в кольцевой канал; 6 – центральный канал; 7 – кольцевой канал; 8 – дросселирующие вентили для регулирования расхода газа; 9, 10 – ротаметр для контроля расхода газа; 11, 12 – газовые редукторы; 13 – подвод аргона; 14 – газораспределительный штуцер

Для оценки адекватности математического моделирования авторами предлагается косвенное сравнение химических составов наплавки, выполненной в готовой газовой смеси (полученной с помощью газового смесителя), и наплавки с использованием разработанной двухструйной подачи газов с расходами, обеспечивающими, согласно моделированию, аналогичный состав защитной атмосферы в зоне сварки.

Наплавка осуществлялась на сталь Ruukki Optim 700QL (S690QL EN 10025-6) в автоматическом режиме с целью обеспечения постоянства значимых параметров режима. Фиксация горелки сварочного полуавтомата на тракторе сварочного автомата позволила существенно снизить колебания силы сварочного тока, обеспечить постоянный вылет электродной проволоки и угол наклона горелки по отношению к наплавляемой поверхности.

Для проведения экспериментов авторами использовалась проволока ESAB OK Aristorod 69, предназначенная для сварки низкоуглеродистых низколегированных высокопрочных сталей, легированная незначительным количеством хрома, никеля и молибдена. Применение такой проволоки позволило

также оценить влияние состава защитной атмосферы на потерю легирующих элементов при переходе через дуговой промежуток.

Для создания смесей с традиционной защитой зоны сварки сплошным потоком газа использовали однопостовый газовый смеситель WITT VM-2M. Выбор расходов газов для наплавки в условиях двухструйной газовой защиты осуществлялся согласно номограмме, представленной на рис. 5. Внешний вид образцов до и после проведения анализа представлен на рис. 10. Для определения массовой доли химических элементов в металле наплавки на её поверхности фрезеровалась плоская площадка (рис. 10, б).

Измерение массовой доли химических элементов производилось на оптико-эмиссионном спектрометре Solaris GNR-SCP не менее чем в десяти точках на поверхности наплавленного металла.

Результаты анализа в виде графиков зависимости массовой доли углерода, кремния и марганца от объемной концентрации углекислого газа в защитной газовой атмосфере представлены на рис. 11.

Из графиков видно, что повышение содержания углекислого газа в за-

щитной атмосфере приводит к снижению количества рассматриваемых элементов (C, Si, Mn) в наплавленном металле, что связано с реакциями раскисления, интенсивно протекающими в сварочной ванне. В то же время массовая доля легирующих элементов (Cr, Ni,

Mo) в наплавке почти не изменяет своего значения в диапазоне изменения состава защитной атмосферы дуги при проведении экспериментов, что объясняется меньшим сродством этих элементов к кислороду.

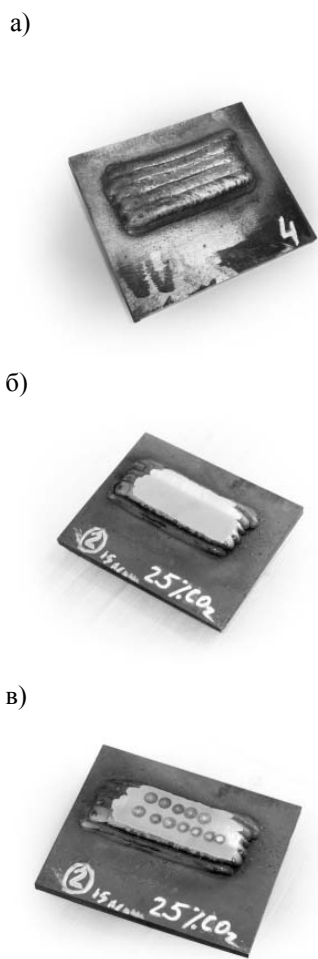


Рис. 10. Образцы для проведения спектрального оптико-эмиссионного анализа: а – внешний вид наплавки; б – образец с подготовленной поверхностью; в – внешний вид образца после проведения спектрального анализа

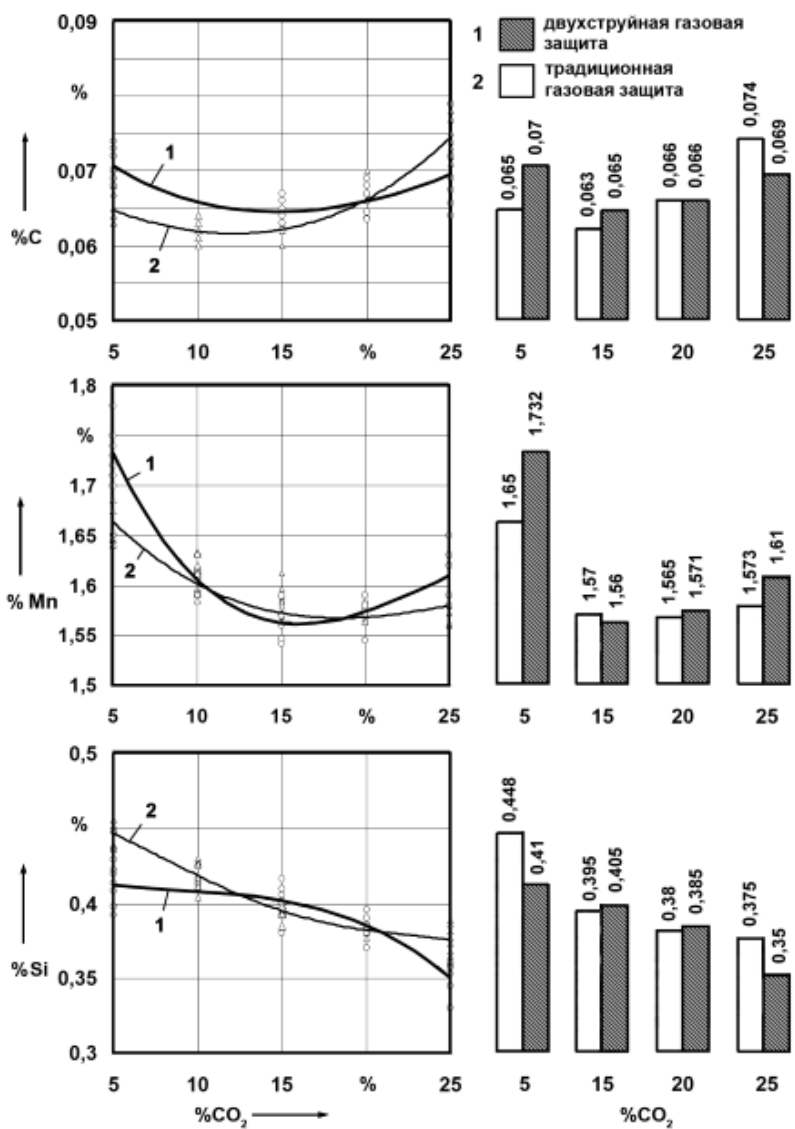


Рис. 11. Содержание C, Mn и Si в наплавленном металле при различных способах формирования защитной атмосферы дуги

Анализ полученных данных показал достаточную сходимость (см. рис. 9) значений в обоих вариантах реализации газовой защиты.

Наплавка с традиционной газовой защитой и с двухструйной подачей газов осуществлялась при одинаковых

значениях параметров режима сварки. Сходимость результатов свидетельствует об аналогичных условиях с точки зрения состава атмосферы зоны горения дуги, что с некоторыми допущениями косвенно подтверждает результаты моделирования процесса смешивания

вания газов в зоне сварки.

Полученные отклонения можно объяснить погрешностью измерений химического состава наплавленного металла, а также тем, что при моделировании не учитывались некоторые факторы, способные повлиять на характер формирования защитной атмосферы. Наиболее важными из них являются термическая и фотоионизация компонентов защитной газовой атмосферы, наличие плазменных потоков вблизи столба дуги, а также некоторое перераспределение кислорода под действием магнитного поля.

Таким образом, разработанная авторами методика по выбору расходов газов при их двухструйной подаче в зону сварки позволяет с достаточной точностью получать защитные газовые смеси необходимого состава (в исследованном диапазоне) непосредственно в зоне горения дуги. При этом важным преимуществом по сравнению с традиционной газовой защитой является существенная экономия аргона при сохранении качества газовой защиты.

### **Выводы**

1. Разработана конечно-элементная модель процесса газовой защиты сварочной ванны при коаксиальной схеме подачи в сварочную горелку двух газов, один из которых (обычно  $\text{CO}_2$ ) подается в виде наружного кольцевого потока и выполняет функцию вытеснения воздуха, другой (обычно  $\text{Ar}$ ) – в виде центрального струйного потока, который создает газовую атмосферу в зоне расплавленного металла. Математические расчеты показывают

возможность получения при такой схеме надежной защиты зоны сварки при значительном снижении (с 8...10 до 3...4 л/мин) расхода дорогостоящего газа аргона. Адекватность модели подтверждена экспериментальными исследованиями.

2. Раздельная подача газов двумя потоками позволяет реализовать механизм формирования требуемой защитной смеси непосредственно в зоне сварки, не насыщая аргоном периферийные области газовой защиты, а сосредоточив его в зоне расплавленного металла. При этом процентное соотношение  $\text{Ar}$  и  $\text{CO}_2$  над сварочной ванной, а следовательно, степень её окисления и термодинамические характеристики дуги можно регулировать скоростью подачи аргона, от которой зависит турбулентное взаимодействие газов и степень их смешивания. Определены условия создания различных смесей в зоне сварки. Для получения стандартной смеси 82 %  $\text{Ar}$  + 18 %  $\text{CO}_2$  в области сварочной ванны расход аргона должен быть 3...4 л/мин.

3. Установлено, что при использовании предлагаемой схемы подачи в зону сварки защитных газов распределение аргона в столбе дуги неравномерно. Максимальное его количество (до 90 %) наблюдается в верхней анодной части дуги в зоне сварочной проволоки. Это создает отличные от сварки по традиционной технологии условия образования и отрыва капли расплавленного металла, оказывает влияние на перенос в сварочную ванну и переход в шов химических элементов из проволоки.

### **СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ**

1. **Коротеев, А. О.** О потерях электродного металла при дуговой сварке в условиях комбинированной газовой защиты / А. О. Коротеев, В. П. Куликов, М. А. Кадров // Вестн. Белорус.-Рос. ун-та. – 2014. – № 3 (44). – С. 25–34.
2. **Коротеев, А. О.** О потерях электродного металла при дуговой сварке с комбинированной подачей защитного газа / А. О. Коротеев, В. П. Куликов, В. В. Липков // Материалы, оборудование и ре-

сурсосберегающие технологии : материалы Междунар. науч.-техн. конф. – Могилев : Белорус.-Рос. ун-т, 2014. – С. 187–188.

3. **Коротеев, А. О.** Дуговая сварка в условиях кольцевого потока защитного газа : в 2 ч. / А. О. Коротеев, В. П. Куликов, М. А. Кадров // Материалы, оборудование и ресурсосберегающие технологии : материалы Междунар. науч.-техн. конф. – Могилев : Белорус.-Рос. ун-т, 2013. – Ч. 1. – С. 176–177.

*Статья сдана в редакцию 20 апреля 2017 года*

**Артур Олегович Коротеев**, ассистент, Белорусско-Российский университет. Тел.: 8-029-845-49-70.

**Валерий Петрович Куликов**, д-р техн. наук, проф., Белорусско-Российский университет. Тел.: 8-022-227-37-43.

**Валерий Петрович Долячко**, инженер, Белорусско-Российский университет. Тел.: 8-022-227-37-43.

**Artur Olegovich Koroteyev**, assistant lecturer, Belarusian-Russian University. Phone: 8-029-845-49-70.

**Valery Petrovich Kulikov**, DSc (Engineering), Prof., Belarusian-Russian University. Phone: 8-022-227-37-43.

**Valery Petrovich Dolyachko**, engineer, Belarusian-Russian University. Phone: 8-022-227-37-43.



---

УДК 621.791.763.2

*А. О. Коротеев, В. П. Куликов, В. П. Долячко*

## ОСОБЕННОСТИ ВЫБОРА СВАРОЧНЫХ ПРОВОЛОК ПРИ ДУГОВОЙ СВАРКЕ В СРЕДЕ $Ar + CO_2$ С ДВУХСТРУЙНОЙ КОАКСАЛЬНОЙ ПОДАЧЕЙ ЗАЩИТНЫХ ГАЗОВ В ЗОНУ ГОРЕНИЯ ДУГИ

---

UDC 621.791.763.2

*A. O. Koroteyev, V. P. Kulikov, V. P. Dolyachko*

## CHARACTERISTICS OF THE SELECTION OF WELDING WIRE FOR ARC WELDING IN $Ar + CO_2$ WITH TWO-JET COAXIAL SUPPLY OF SHIELDING GASES TO THE ARC ZONE

---

### Аннотация

На основании экспериментальных зависимостей ударной вязкости металла шва сварного соединения из низкоуглеродистых сталей от его химического состава, особенностей формирования защитной газовой атмосферы в зоне горения дуги и параметров режима сварки существенно расширен диапазон применения сварочных проволок отечественного производства типа Св-08ГС с пониженным содержанием элементов-раскислителей. Установлены области рационального использования проволоки Св-08Г2С и определены границы её применимости для сварки в среде  $Ar + CO_2$ .

### Ключевые слова:

двухструйная газовая защита, коаксиальная подача газов в зону сварки, газовые смеси, сварочные проволоки, ударная вязкость металла шва, элементы-раскислители, механические испытания сварных соединений.

### Abstract

The range of application of domestically produced welding wires of the Св-08ГС type with a reduced content of deoxidizing elements was significantly broadened based on the experimental dependencies established between the impact strength of weld material of joints made of low-carbon steels and its chemical composition, the peculiarities of formation of shielding gas atmosphere in the arc zone, the parameters of welding conditions. The areas of rational use of Св-08Г2С wire and its applicability limits for welding in  $Ar + CO_2$  were determined.

### Key words:

two-jet protective gas shield, coaxial gas supply to the welding zone, gas mixtures, welding wires, impact strength of weld material, deoxidizing elements, mechanical testing of welded joints.

---

Одним из перспективных направлений исследований, связанных со снижением стоимости сварочных работ и повышением качества сварных соединений, является реализация коаксиальной подачи защитных газов в зону сварки. При этом принципиально меняется подход к формированию защитной газовой атмосферы. Струя газа, истекающая из сопла сварочной горелки и вытесняющая воздух из зоны горения дуги, в этом случае функционально разде-

ляется на два независимых потока, состоящие из различных газов: центральный поток чистого аргона с небольшим удельным расходом и кольцевой, коаксиально расположенный поток углекислого газа, выполняющий защитную функцию. Возможность регулировать расход каждого из них независимо друг от друга обеспечивает необходимые условия для создания в зоне горения дуги защитной среды различного состава, не изменяя

© Коротеев А. О., Куликов В. П., Долячко В. П., 2017

при этом конструкции сопла горелки. Причём степень перемешивания газов зависит от многих факторов и, в свою очередь, определяет технологические параметры сварочной дуги. Это позволит, кроме существенной экономии аргона, расширить круг свариваемых материалов и область использования процесса сварки в смесях защитных газов.

Ранее были опубликованы результаты исследований защитных свойств кольцевого потока газа, механизма образования защитной газовой смеси в зоне горения дуги и основные показатели потерь электродного металла при сварке, показавшие преимущество использования данного способа сварки по сравнению с традиционными способами реализации газовой защиты [1–3]. Исследуем особенности применения различных типов сварочных проволок для процесса сварки с двухструйной подачей защитных газов в зону горения дуги на основании результатов механических испытаний сварных соединений

на ударный изгиб.

Для проведения исследований использовались наиболее распространенные для сварки низкоуглеродистой стали проволоки типов Св-08ГС и Св-08Г2С с омедненной и полированной поверхностью. В качестве основного материала применялась низкоуглеродистая сталь обыкновенного качества Ст3сп. Сварка соединений производилась при постоянном значении силы сварочного тока. В качестве свариваемого материала для проведения экспериментов использовались пластины толщиной 6 мм. Сварка выполнялась в нижнем положении. Тип сварного соединения С7 согласно ГОСТ 14771–76. Сварка производилась по двум технологиям: в защитной газовой смеси 82 % Ar + 18 % CO<sub>2</sub> с двухструйной и традиционной подачей газов.

Значения параметров режима сварки при проведении экспериментов представлены в табл. 1.

Табл. 1. Значения параметров режима сварки

Параметр режима сварки	Значение
Сила сварочного тока $I_{св}$ , А	180
Напряжение на дуге $U_{св}$ , В	22
Скорость сварки $V_{св}$ , м/ч	20
Вылет электродной проволоки $L_{np}$ , мм	13...15

Для испытаний на ударный изгиб металла сварного шва из полученного соединения были изготовлены образцы по ГОСТ 6996–66 с U-образным концентратором (рис. 1). Испытания проводились на маятниковом копре ИО5003-0,3. Для охлаждения образцов до минимальных температур (минус 40 °С) использовался криостат, позволяющий точно контролировать температуру и поддерживать её на постоянном уровне в течение дли-

тельного времени. Ударную вязкость образцов фиксировали при различных температурах от минус 40 до плюс 20 °С, сопоставляя эти значения с химическим составом шва.

В результате проведения механических испытаний были получены графические зависимости значений ударной вязкости металла сварного шва от температуры, представленные на рис. 2.

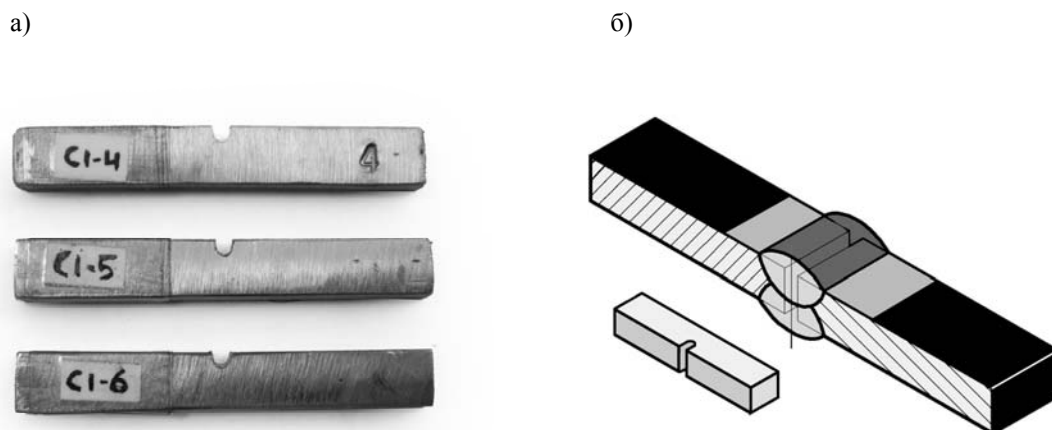


Рис. 1. Внешний вид (а) и схема вырезки (б) образцов для испытаний на ударный изгиб

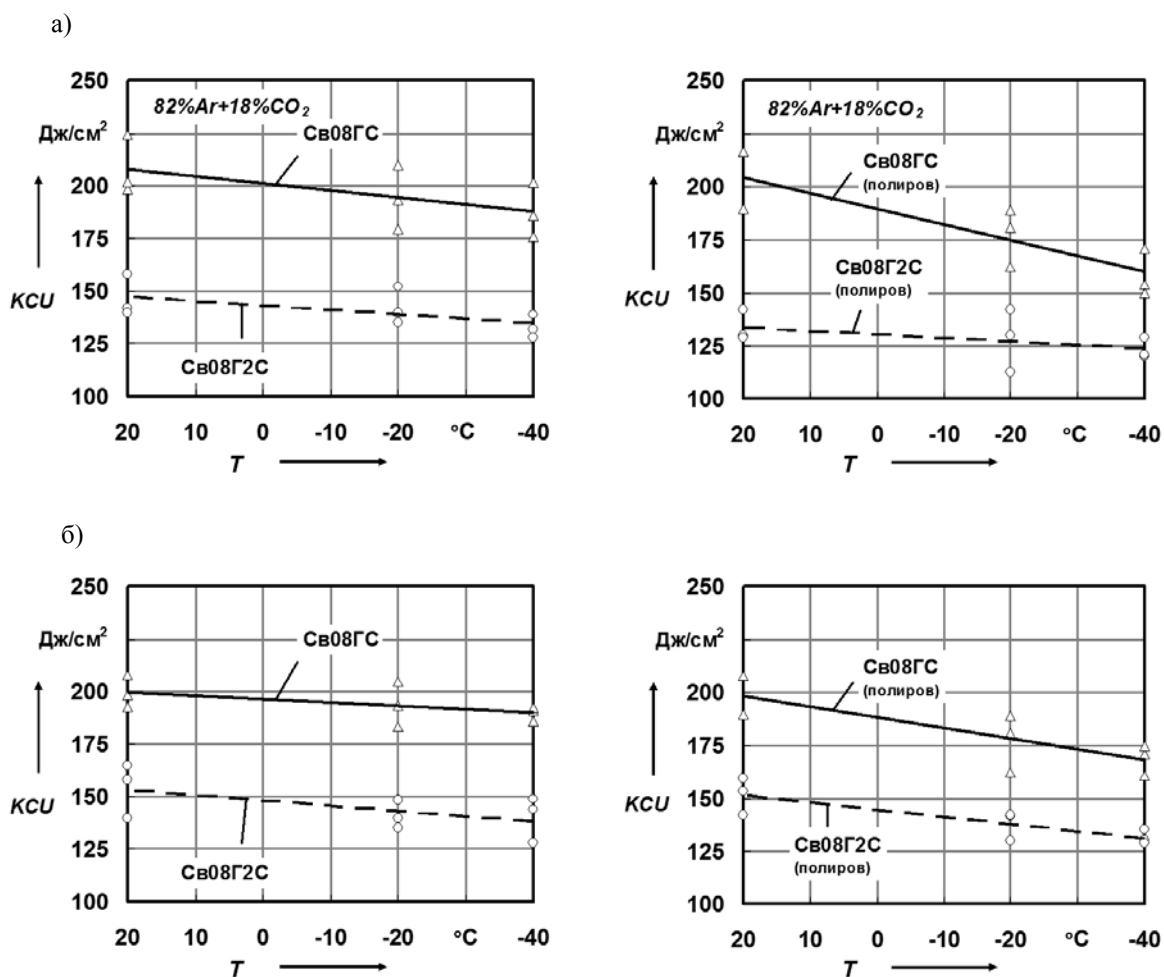


Рис. 2. Зависимость ударной вязкости металла сварного шва от температуры испытаний при сварке различными проволоками: а – двухструйная подача защитных газов в зону горения дуги; б – традиционная технология газовой защиты смесью 82 % Ar + 18 % CO<sub>2</sub>

Анализ полученных результатов показал, что ударная вязкость металла шва при сварке с двухструйной подачей защитных газов в зону горения дуги и использовании проволоки Св-08ГС существенно превосходит аналогичные показатели для проволоки Св-08Г2С как по традиционной технологии газовой защиты смесью 82 % Ar + 18 % CO<sub>2</sub>, так и в случае двухструйной коаксиальной подачи газов в зону сварки.

Анализ поверхностей излома образцов показал, что при использовании

проволок с пониженным содержанием элементов-раскислителей (Св-08ГС) процент вязкого волокна в изломе образца существенно выше по сравнению с образцами, полученными с использованием проволоки Св-08Г2С (рис. 3). При этом вязкое разрушение наблюдается даже при минимальных температурах испытаний, о чем свидетельствуют характерные «утяжины» в виде значительных пластических деформаций на образцах (см. рис. 3, в).

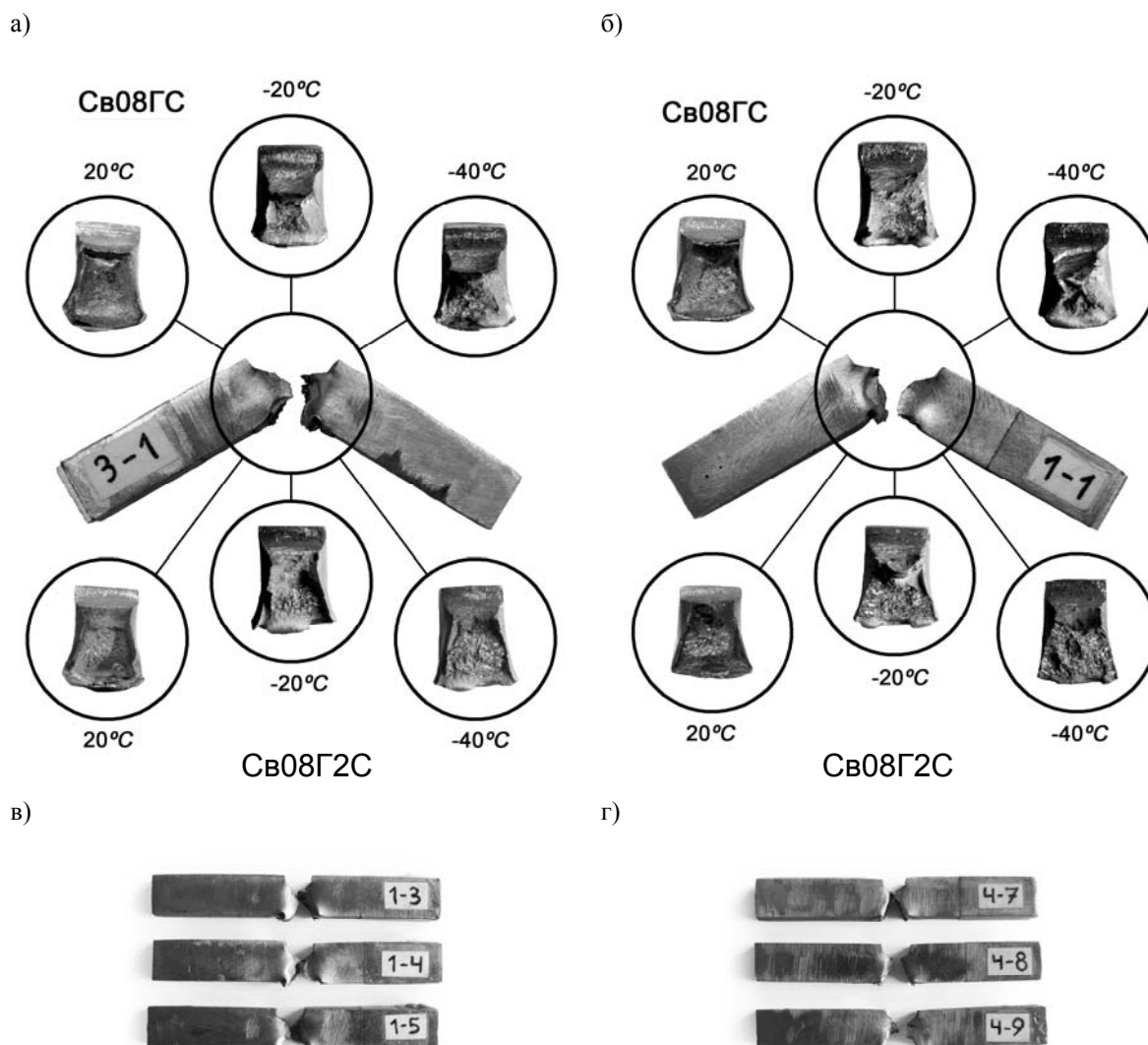


Рис. 3. Внешний вид образцов после испытаний на ударный изгиб: а – сварка с двухструйной подачей газов в зону горения дуги; б – сварка в газовой смеси Ar + CO<sub>2</sub> по традиционной технологии; в – образцы с большой долей вязкого волокна в изломе; г – образцы с большой долей хрупкого волокна в изломе

Для объяснения данного факта были проведены исследования химического состава наплавленного металла шва при помощи спектрального опико-эмиссионного анализа с использованием

спектрометра SOLARIS GNR.

На рис. 4 представлены зависимости ударной вязкости от содержания марганца в наплавленном металле шва при различной температуре.

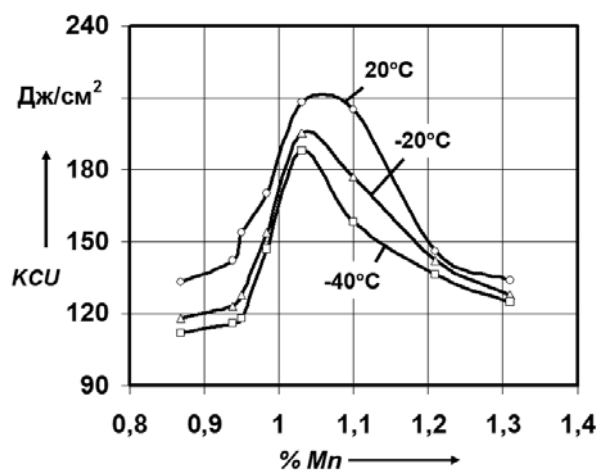


Рис. 4. Зависимость ударной вязкости металла сварного шва от содержания марганца при различной температуре испытаний

Анализ полученных данных свидетельствует о снижении ударной вязкости с увеличением содержания марганца (Mn) свыше 1,05 %. Таким образом, можно предположить, что чрезмерное легирование сварочной проволоки элементами-раскислителями в этом случае (при использовании проволоки Св-08Г2С) приводит к превышению их допустимой концентрации в металле сварного шва, снижая тем самым ударную вязкость соединения. При этом часть элементов-раскислителей не вступает в реакцию с кислородом.

Таким образом, до определённого предела легирование металла сварного шва марганцем повышает ударную вязкость, однако большое его содержание приводит к снижению этого показателя, особенно при отрицательных температурах. Итак, наиболее вероятной причиной хрупкого разрушения образцов, сваренных проволоками типа Св-08Г2С

при отрицательных температурах испытаний, является чрезмерное содержание марганца в металле сварного шва.

Данные исследования проведены для значения силы сварочного тока 180 А. Вместе с тем параметры режима оказывают существенное влияние на металлургические процессы, происходящие при сварке. Так, например, увеличение значений силы сварочного тока связано с необходимостью повышения значений напряжения на дуге с точки зрения стабильности её горения. Между тем напряжение на дуге, как было описано ранее, оказывает непосредственное влияние на протекание металлургических реакций на стадии капли. Кроме того, повышение значений параметров режима приводит к увеличению размеров сварочной ванны.

В связи с этим важным этапом исследований выступает оценка влияния параметров режима сварки на механические свойства сварного соединения.

Основной задачей проводимых исследований являлось определение зависимости между значениями параметров режима и ударной вязкостью металла шва, полученного с использованием рассматриваемых проволок по традиционной технологии сварки в газовой смеси  $Ar + CO_2$  и с использованием двухструй-

ной подачи газов в зону горения дуги.

Сварка образцов осуществлялась по методике, описанной ранее. Тип сварного соединения С7. Значение силы сварочного тока при проведении экспериментов изменялось от 180 до 300 А. Результаты механических испытаний на ударный изгиб представлены на рис. 5.

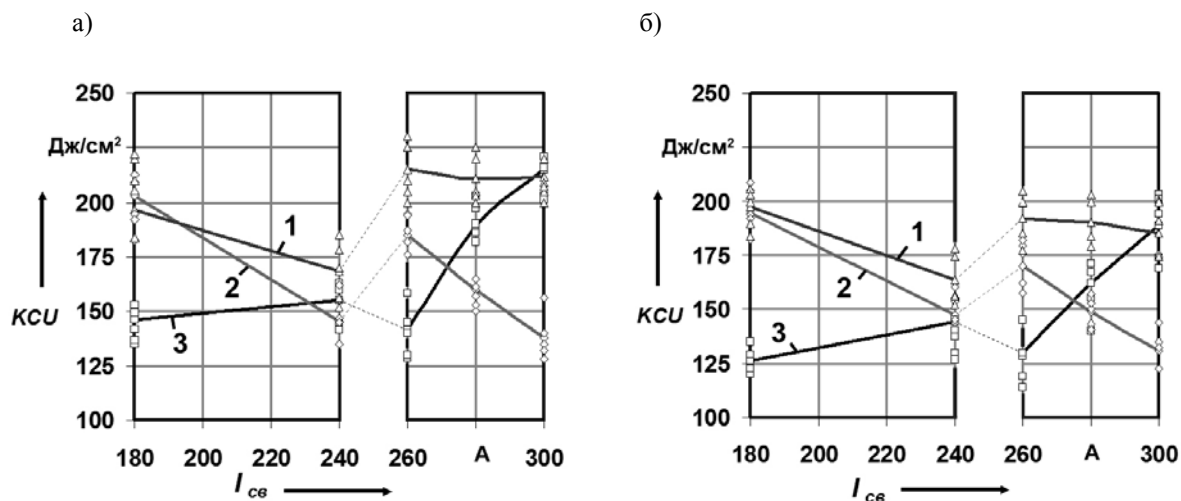


Рис. 5. Зависимость ударной вязкости металла шва сварного соединения от режимов сварки при использовании различных проволок (температура 20 °С): а – температура испытаний 20 °С; б – температура испытаний минус 40 °С; 1 – Св-08ГС (двухструйная коаксиальная подача газов в зону сварки); 2 – Св-08ГС (сварка в среде 82 %  $Ar + 18\% CO_2$ ); 3 – Св-08Г2С (сварка в среде 82 %  $Ar + 18\% CO_2$ )

Анализ полученных результатов показал, что по мере увеличения силы сварочного тока наблюдается чёткая зависимость ударной вязкости от типа сварочной проволоки и значения силы тока. На графиках можно выделить две характерные зоны: зону капельного переноса электродного металла, характеризующуюся значениями силы сварочного тока, не превышающими 240 А, и зону струйного переноса электродного металла (значения силы тока превышают 260 А).

Область значений силы сварочного тока, находящаяся между 240 и 260 А, характеризуется нестабильностью переноса электродного металла с переходами от капельного к струйному процессу. Эта область является нежелательной с точки зрения стабильности процесса сварки, так как технологические харак-

теристики и условия горения дуги меняются скачкообразно, что существенно затрудняет анализ влияния параметров режима на механические свойства сварного соединения. По данной причине характер изменения кривых на этом участке не исследуется и не рассматривается (пунктирные линии на графиках).

Анализ полученных результатов показал, что графики зависимости ударной вязкости наплавленного металла от силы сварочного тока с использованием проволок Св-08Г2С и Св-08ГС имеют различный характер.

В области значений силы сварочного тока, лежащей ниже 240 А и характеризующейся капельным переносом электродного металла, очевидным преимуществом при всех температурах проведения испытаний обладает проволока Св-08ГС.

Применение проволок Св-08Г2С при сварке по традиционной технологии связано с чрезмерным количеством раскислителей в наплавленном металле, что обуславливает более низкие значения ударной вязкости. Однако с возрастанием значений силы тока и напряжения на дуге это количество снижается, что приводит к повышению ударной вязкости. С другой стороны, количество элементов при использовании проволок типа Св-08ГС при этом становится недостаточным для выполнения реакций раскисления и ударная вязкость наплавленного металла, напротив, начинает достаточно интенсивно снижаться.

В области капельного переноса электродного металла (значения силы сварочного тока менее 240 А) данные процессы объясняются увеличением времени существования капли, что приводит к повышению времени её взаимодействия с кислородом, находящимся в защитной атмосфере в результате диссоциации углекислого газа.

Таким образом, установлено, что проволока Св-08ГС обладает преимуществом использования для обеих технологий сварки в этом диапазоне значений параметров режима сварки, т. к. позволяет получить более высокие значения ударной вязкости металла шва по сравнению с проволокой Св-08Г2С.

Область струйного переноса электродного металла характеризуется значениями силы сварочного тока свыше 260 А. При этом наблюдается качественное изменение характера переноса электродного металла, существенно повышается температура плазмы дуги. Данные процессы оказывают непосредственное влияние на протекание металлургических реакций как на стадии капли, так и в расплавленном металле сварочной ванны.

Анализ полученных результатов показал, что тенденция уменьшения значений ударной вязкости для проволоки Св-08ГС на данном участке сохраняется. Причем для традиционной

технологии газовой защиты смесью 82 % Ar + 18 % CO<sub>2</sub> она принимает более интенсивный характер, чем на участке капельного переноса электродного металла (на токах до 240 А). Ударная вязкость при этом снижается более чем на 25 %, что делает проволоку Св-08ГС неэффективной для использования.

В то же время, как было описано ранее, процесс сварки с двухструйной подачей защитных газов в зону горения дуги характеризуется переменным составом защитной атмосферы по вертикальной оси. Причем с увеличением расстояния от поверхности изделия количество углекислого газа в образующейся смеси снижается и атмосфера становится более инертной. Сварка же на повышенных значениях силы тока и напряжения на дуге характеризуется большей длиной дуги. Торцы плавящейся электродной проволоки в этом случае будут с ростом напряжения находиться в более инертной среде. При использовании проволок Св-08ГС данное обстоятельство позволит избежать чрезмерного снижения количества элементов-раскислителей в металле шва.

Анализ поверхностей разрушения образцов показал, что использование проволоки Св-08ГС в условиях двухструйной подачи защитных газов в зону сварки характеризуется существенно большей вязкой составляющей волокна в изломе (рис. 6 и 7). Это говорит о меньшем содержании растворенных оксидных частиц, повышающих температуру перехода в хрупкое состояние.

Таким образом, анализ результатов механических испытаний сварных соединений, полученных с использованием проволок Св-08ГС в условиях двухструйной подачи защитных газов в зону горения дуги, показал, что данная проволока обладает преимуществом не только на токах до 240 А, но и в области струйного переноса электродного металла (значения силы сварочного тока более 260 А).

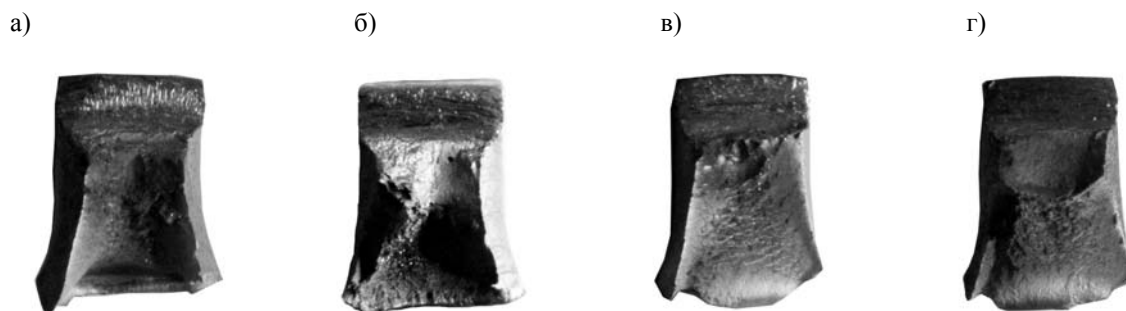


Рис. 6. Внешний вид поверхности излома образцов, сваренных с двухструйной подачей защитных газов в зону горения дуги при использовании проволоки Св-08ГС: а –  $I_{св} = 180$  А; б –  $I_{св} = 240$  А; в –  $I_{св} = 260$  А; г –  $I_{св} = 300$  А (температура испытаний минус 40 °С)

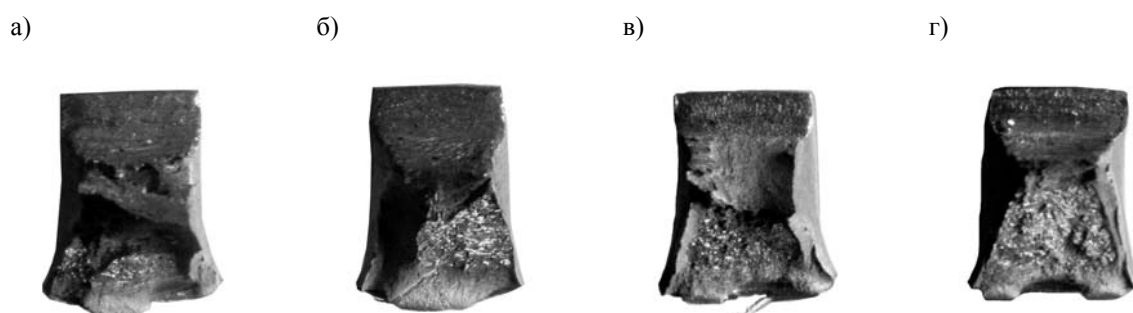


Рис. 7. Внешний вид поверхности излома образцов, сваренных проволокой Св-08ГС в условиях традиционной технологии газовой защиты смесью 82 % Ar + 18 % CO<sub>2</sub>: а –  $I_{св} = 180$  А; б –  $I_{св} = 240$  А; в –  $I_{св} = 260$  А; г –  $I_{св} = 300$  А (температура испытаний минус 40 °С)

Особенности формирования защитной газовой атмосферы в этом случае позволяют устранить падение значений ударной вязкости в области значений силы сварочного тока более 260 А, расширив вместе с тем диапазон её рационального использования.

### Выводы

1. Особенности формирования защитной газовой атмосферы при двухструйной подаче защитных газов в зону сварки позволяют существенно расширить область рационального использования присадочных сварочных проволок отечественного производства с пониженным содержанием элементов раскислителей типа Св-08ГС при сварке низкоуглеродистых сталей.

2. На повышенных значениях параметров режима сварки, характеризующихся струйным переносом электродного металла (более 260 А) и большим временем существования капли при капельном переносе (240...260 А), отсутствует свойственное сварке в защитных газовых смесях падение ударной вязкости наплавленного металла шва, связанное с недостаточным количеством элементов-раскислителей. Использование двухструйной газовой защиты по предлагаемой технологии позволяет устранить этот недостаток благодаря компенсации потерь элементов-раскислителей за счет снижения окислительного потенциала защитной газовой атмосферы в области торца плавящейся электродной проволоки при повышении напряжения на дуге.



## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Куликов, В. П.** Технология сварки плавлением и термической резки : учебник / В. П. Куликов. – Минск : Новое знание ; Москва : ИНФРА-М, 2016. – 463 с. : ил.
2. **Коротеев, А. О.** О потерях электродного металла при дуговой сварке в условиях комбинированной газовой защиты / А. О. Коротеев, В. П. Куликов, М. А. Кадров // Вестн. Белорус.-Рос. ун-та. – 2014. – № 3 (44). – С. 25–34.
3. **Коротеев, А. О.** Дуговая сварка в условиях кольцевого потока защитного газа / А. О. Коротеев, В. П. Куликов, М. А. Кадров // Материалы, оборудование и ресурсосберегающие технологии : материалы Междунар. науч.-техн. конф. – Могилев : Белорус.-Рос. ун-т, 2013. – Ч. 1. – С. 176–177.

*Статья сдана в редакцию 27 июня 2017 года*

**Артур Олегович Коротеев**, ассистент, Белорусско-Российский университет. Тел.: 8-029-845-49-70.  
**Валерий Петрович Куликов**, д-р техн. наук, проф., Белорусско-Российский университет. Тел.: 8-022-227-37-43.  
**Валерий Петрович Долячко**, инженер, Белорусско-Российский университет. Тел.: 8-022-227-37-43.  
**Artur Olegovich Koroteyev**, assistant lecturer, Belarusian-Russian University. Phone: 8-029-845-49-70.  
**Valery Petrovich Kulikov**, DSc (Engineering), Prof., Belarusian-Russian University. Phone: 8-022-227-37-43.  
**Valery Petrovich Dolyachko**, engineer, Belarusian-Russian University. Phone: 8-022-227-37-43.

---

УДК 621.83.06

*М. Е. Лустенков, И. И. Маковецкий, Е. С. Лустенкова, Ю. В. Машин, В. Л. Комар*

## СРАВНИТЕЛЬНЫЙ АНАЛИЗ РАЗЛИЧНЫХ ТИПОВ ЦЕНТРОВЫХ КРИВЫХ КУЛАЧКОВЫХ ПРОФИЛЕЙ СФЕРИЧЕСКИХ РОЛИКОВЫХ ПЕРЕДАЧ

---

UDC 621.83.06

*M. E. Lustenkov, I. I. Makovetsky, E. S. Lustenkova, Y. V. Mashin, V. L. Komar*

## COMPARATIVE ANALYSIS OF VARIOUS TYPES OF CENTER CURVES OF CAM PROFILES IN SPHERICAL ROLLER TRANSMISSIONS

---

### **Аннотация**

Рассмотрены вопросы проектирования механических передач с промежуточными телами качения (роликами). Траектории центров масс роликов располагаются на сферических поверхностях. Получены уравнения координат точек центровых кривых кулачковых профилей для изготовления сферических кулачков, образующих многопериодную беговую дорожку. Разработаны компьютерные модели передач с разными типами центровых кривых. Приведены результаты сравнительного анализа кинематических характеристик редукторных механизмов по критерию минимальной кинематической погрешности.

### **Ключевые слова:**

сферический механизм, механическая передача, редуктор, ролик, кулачок.

### **Abstract**

The paper deals with the design of mechanical transmissions with intermediate rolling elements (rollers). The trajectories of centers of mass of the rollers are arranged on a spherical surface. The equations for the coordinates of points of center curves of cam profiles were obtained to manufacture spherical cams, forming a multi-period racetrack. Computer models of transmissions with different types of center curves were developed. The results of a comparative analysis of kinematic characteristics of reducing mechanisms according to the minimum kinematic error criterion are given.

### **Key words:**

spherical mechanism, mechanical transmission, speed reducer, roller, cam.

---

### ***Введение и постановка задачи***

Разработка малогабаритных и энергоэффективных редукторных узлов позволяет снизить материалоемкость привода, его размеры и энергопотребление. В качестве соосных встраиваемых редукторных модулей в приводах технологического оборудования и робототехнических комплексов широко используют планетарные зубчатые передачи, сконструированные по схеме 2К-Н с тремя или четырьмя сателлитами [1]. В Белорусско-Российском университете разрабатываются сферические ролико-

вые передачи (СРП) как разновидность механизмов из класса передач с промежуточными телами качения (ППТК) [2]. В СРП центры масс тел качения (роликов) в процессе работы передачи перемещаются по траекториям, расположенным на сферических поверхностях. Передача мощности по множеству параллельных потоков и замена скольжения качением позволяют рассматривать СРП как потенциально перспективные элементы механических приводов. Для внедрения в промышленность необходимо разработать теоретические основы расчета и проектирования данных передач.

В СРП ролики, установленные в одном из звеньев передачи – генераторе, своими концами сферической формы взаимодействуют с пространственной замкнутой периодической беговой дорожкой. Беговая дорожка образуется рабочими поверхностями двух сферических торцовых кулачков, закрепленных в корпусе редуктора. Кулачковый профиль изготавливается на станках с ЧПУ сферической фрезой, центр которой перемещается по кривой, называемой центральной кривой кулачковых профилей. Определение параметров центральных кривых для СРП является важной задачей в теории ППТК.

### Модель передачи и вывод уравнений центральных кривых

Рассмотрим модель сферической передачи, приведенную на рис. 1. Ее

прототипом является синусошариковая передача [3], в которой траектории центров масс шариков расположены на цилиндрических поверхностях. Тела качения при этом не закреплены на общем основании. Предположим существование трех сферических поверхностей с одинаковым радиусом  $R$ , одна из которых связана с ведущим валом передачи и содержит кривую 1, вторая связана с ведомым валом и содержит кривые 2, а третья связана с корпусом и содержит кривую 3. Точки пересечения кривых 1 и 3 первой группы [3] обозначены  $P_i$ .

На рис. 1 параметр  $A'$  – это проекция амплитуды центральных кривых на плоскость, касательную к сферической поверхности и параллельную оси  $Oz$ . Сама амплитуда определяется как  $A = R \cdot \Theta$ .

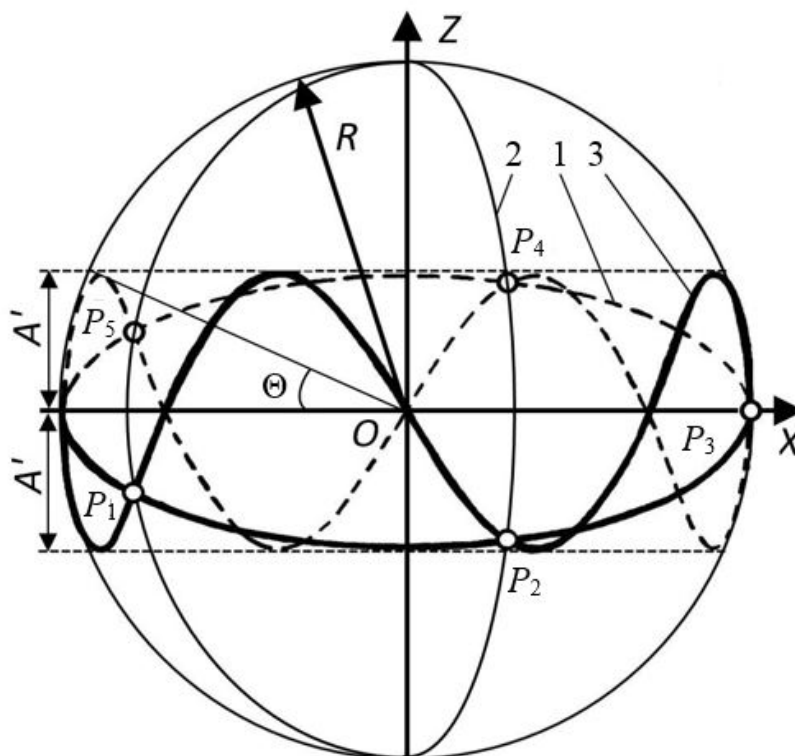


Рис. 1. Модель сферической ППТК: 1 – однопериодная центровая кривая; 2 – траектории центров масс тел качения относительно сепаратора; 3 – многопериодная центровая кривая

Ранее были получены параметрические уравнения семейства центровых

кривых [4]

$$x_j(\varphi) = \frac{R \cdot \cos(\Theta) \cdot \cos(\varphi)}{\sqrt{\cos^2(\Theta) \cdot \cos^2(Z_j \cdot \varphi) + \sin^2(Z_j \cdot \varphi)}}; \quad (1)$$

$$y_j(\varphi) = \frac{R \cdot \cos(\Theta) \cdot \sin(\varphi)}{\sqrt{\cos^2(\Theta) \cdot \cos^2(Z_j \cdot \varphi) + \sin^2(Z_j \cdot \varphi)}}; \quad (2)$$

$$z_j(\varphi) = \frac{R \cdot \sin(\Theta) \cdot \sin(Z_j \cdot \varphi)}{\sqrt{\cos^2(\Theta) \cdot \cos^2(Z_j \cdot \varphi) + \sin^2(Z_j \cdot \varphi)}}. \quad (3)$$

где  $j$  – индекс принадлежности параметра беговой дорожке, образованной внутренними (1) или наружными (3) кулачками;  $\varphi$  – центральный угол, отсчитываемый в экваториальной плоскости ( $xOy$ ) основной сферической поверхности,  $\varphi = 0 \dots 2\pi$ ;  $Z_j$  – числа периодов центральной кривой;  $\Theta$  – постоянный коэффициент,  $\Theta = A/R$ .

При данном виде центровых кривых ведущее звено передачи имеет беговую дорожку в форме кольцевой канавки, а центровая кривая кулачковых профилей – окружность.

Беговые дорожки, изготовленные по центровым кривым, описываемым уравнениями (1)–(3), не обеспечивают постоянства мгновенного передаточного отношения сферических ППТК. Возникает погрешность, которая компенсируется увеличенными зазорами в зацеплении. Эта погрешность растет с увеличением параметра  $\Theta$  [5]. В связи с этим была предпринята попытка получить уравнения центральной кривой, взаимодействующей с центральной кривой в виде окружности, т. н. «механическим» методом. Метод предполагает вращение с заданным шагом однопериодной кривой (окружности), наклоненной к

оси  $Oz$ , вокруг этой оси. Одновременно производится наблюдение за траекторией движения одной из точек, принадлежащей этой окружности. При этом на параметры движения исследуемой точки налагаются геометрические и кинематические зависимости, связанные с вращением ведомого звена механизма. Схожий метод без математического обоснования описан в [6].

Координаты окружности 1, лежащей в плоскости  $xOy$ , с центром в точке  $O$  описываются параметрическими уравнениями, которые представлены в виде матрицы

$$C(\varphi) = \begin{pmatrix} R \cdot \cos(\varphi) \\ R \cdot \sin(\varphi) \\ 0 \end{pmatrix}. \quad (4)$$

При этом центральный угол изменяется в диапазоне  $\varphi = 0 \dots 2\pi$ . Однопериодная центровая кривая, рассматриваемая в начальный момент времени, представляет собой окружность, лежащую в плоскости, образующую с осью  $Oy$  угол  $\Theta$ . Оператор поворота окружности на данный угол описывается матрицей

$$M(x, y, z, \Theta) = \begin{pmatrix} \cos(\Theta) + (1 - \cos(\Theta)) \cdot x^2 & (1 - \cos(\Theta)) \cdot x \cdot y - \sin(\Theta) \cdot z & (1 - \cos(\Theta)) \cdot x \cdot z + \sin(\Theta) \cdot y \\ (1 - \cos(\Theta)) \cdot y \cdot x + \sin(\Theta) \cdot z & \cos(\Theta) + (1 - \cos(\Theta)) \cdot y^2 & (1 - \cos(\Theta)) \cdot y \cdot z - \sin(\Theta) \cdot x \\ (1 - \cos(\Theta)) \cdot z \cdot x - \sin(\Theta) \cdot y & (1 - \cos(\Theta)) \cdot z \cdot y + \sin(\Theta) \cdot x & \cos(\Theta) + (1 - \cos(\Theta)) \cdot z^2 \end{pmatrix}. \quad (5)$$

Ось поворота задается ее ортом (вектором единичной длины), направленным вдоль оси, относительно которой осуществляется поворот против хода часовой стрелки. Чтобы получить

уравнения окружности, повернутой относительно оси  $Ox$  на угол  $\Theta$ , воздействуем оператором  $M$  на матрицу  $C$ . Получим

$$C_1(\varphi, \Theta) = M(1, 0, 0, \Theta) \cdot C(\varphi) = \begin{pmatrix} R \cdot \cos(\varphi) \\ R \cdot \cos(\Theta) \cdot \sin(\varphi) \\ R \cdot \sin(\Theta) \cdot \sin(\varphi) \end{pmatrix}. \quad (6)$$

Рассмотрим некоторую точку на наклоненной окружности (например,  $P_3$ ) на рис. 1. При повороте сферической поверхности, связанной с ведущим валом передачи, с расположенной на ней окружностью на некоторый угол  $\varphi_1$  относительно оси  $Oz$  рассматриваемая точка  $P_3$  (назовем ее задающей точкой) переместится таким образом, что проекция отрезка, соединяющая ее с началом координат в плоскости, перпендикулярной оси  $Oz$ , также будет составлять с осью  $Ox$  угол  $\varphi_1$ . Искомая точка, принадлежащая сферической поверхности, связанной с ведомым валом, в

плоскости  $xOy$  должна переместиться на угол  $\varphi_2 = \varphi_1 / i_{12}^{(3)}$ , т. е. отстать от задающей ее точки на угол  $(1 - 1/i_{12}^{(3)}) \cdot \varphi_1$ , но при этом остаться на окружности (однопериодной кривой).

Чтобы найти уравнения многопериодной беговой дорожки, связанной с неподвижной сферической поверхностью, необходимо рассмотреть точку, имеющую угловую координату  $(1 - 1/i_{12}^{(3)}) \cdot \varphi_1$ , и затем переместить ее относительно оси  $Oz$  с помощью оператора поворота  $M$  на угол  $\varphi$ , т. е.

$$C_2(\varphi, i_{12}^{(3)}, \Theta) = M(1, 0, 0, \Theta) \cdot C_1\left(-\left(1 - \frac{1}{i_{12}^{(3)}}\right) \cdot \varphi, \Theta\right). \quad (7)$$

В результате вычислений по формуле (7) получаем матрицу  $C_2$  с координатами траектории центра тела качения при многопериодной кривой, взаимодействующей с кривой в виде окружно-

сти, обеспечивающей постоянство мгновенного передаточного отношения. Эти координаты определяются по следующим формулам:

$$x(\varphi) = R \cdot \left[ \cos\left(\left(1 - \frac{1}{i_{12}^{(3)}}\right) \cdot \varphi\right) \cdot \cos(\varphi) + \sin\left(\left(1 - \frac{1}{i_{12}^{(3)}}\right) \cdot \varphi\right) \cdot \cos(\Theta) \cdot \sin(\varphi) \right]; \quad (8)$$

$$y(\varphi) = R \cdot \left[ \cos\left(\left(1 - \frac{1}{i_{12}^{(3)}}\right) \cdot \varphi\right) \cdot \sin(\varphi) - \sin\left(\left(1 - \frac{1}{i_{12}^{(3)}}\right) \cdot \varphi\right) \cdot \cos(\Theta) \cdot \cos(\varphi) \right]; \quad (9)$$

$$z(\varphi) = -R \cdot \sin\left(\left(1 - \frac{1}{i_{12}^{(3)}}\right) \cdot \varphi\right) \cdot \sin(\Theta). \quad (10)$$

При изменении угла  $\varphi$  от 0 до  $2\cdot\pi$  однопериодная кривая совершит полный оборот вокруг оси  $Oz$ . При этом положение центра масс тела качения  $P_3$  на многопериодной кривой будет определяться центральным углом, равным  $2\cdot\pi/i_{12}^{(3)}$ . Для получения параметрических уравнений многопериодной кри-

вой, а точнее – семейства кривых, необходимо в формулы (8)–(10) вместо  $\varphi$  подставить  $i_{12}^{(3)}\cdot\varphi$ . В результате с учетом зависимости для первой кинематической схемы передачи  $i_{12}^{(3)} = 1 + Z_3$  [4] получим

$$x(\varphi) = R \cdot (\cos(Z_3 \cdot \varphi) \cdot \cos((Z_3 + 1) \cdot \varphi) + \sin(Z_3 \cdot \varphi) \cdot \sin((Z_3 + 1) \cdot \varphi) \cdot \cos(\Theta)); \quad (11)$$

$$y(\varphi) = R \cdot (\cos(Z_3 \cdot \varphi) \cdot \sin((Z_3 + 1) \cdot \varphi) - \sin(Z_3 \cdot \varphi) \cdot \cos((Z_3 + 1) \cdot \varphi) \cdot \cos(\Theta)); \quad (12)$$

$$z(\varphi) = R \cdot \sin(Z_3 \cdot \varphi) \cdot \sin(\Theta). \quad (13)$$

На рис. 2 показаны сферические центровые кривые со следующими параметрами:  $R = 40$  мм,  $A = 12$  мм,  $Z_1 = 1$ ,  $Z_3 = 5$ . Установлено, что для четных зна-

чений передаточных отношений и чисел тел качения соответственно полученные траектории обладают центральной симметрией (относительно точки  $O$ ).

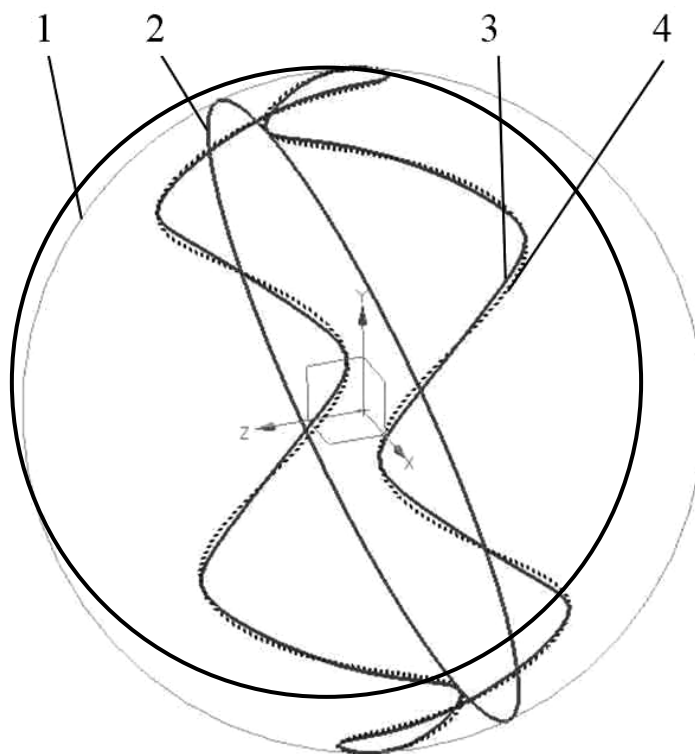


Рис. 2. Сферические центровые кривые: 1 – основная сфера; 2 – однопериодная центровая кривая (окружность); 3 – центровая кривая, построенная по уравнениям (11)–(13); 4 – центровая кривая, построенная по уравнениям (1)–(3)

### Сравнительный анализ двух типов центровых кривых

Исследуем, как изменяется расстояние между центрами масс роликов двух типов сферических кривых с указанными выше параметрами. Для этого у обоих типов кривых рассматривались точки пересечения с индексами  $m = 0$  и  $m = 1$ . Параметр  $\varphi$  заменялся на параметр  $\varphi - 2 \cdot \pi \cdot m/n$ , где  $m$  – номер тела качения (0 и 1),  $n$  – число тел качения в передаче, равное передаточному отно-

шению. При перемещении двух точек по многопериодной кривой (изменении угла  $\varphi$  от 0 до  $2 \cdot \pi$ ) центральный угол между ними в плоскости  $xOy$  оставался постоянным и равным  $2 \cdot \pi/n$ . Таким образом, в модели изначально обеспечивалось постоянство мгновенного передаточного отношения. При этом использовались уравнения (11)–(13) для одной кривой с указанными выше параметрами и уравнения (1)–(3). Вычислялось расстояние  $d$  между соседними точками пересечения кривых по формуле

$$d_k(\varphi) = \sqrt{(x_{k0} - x_{k1})^2 + (y_{k0} - y_{k1})^2 + (z_{k0} - z_{k1})^2}, \quad (14)$$

где  $k$  – вид кривой: 1 – кривые по уравнениям (1)–(3); 2 – кривые по уравнениям (11)–(13).

Результаты расчетов показаны на рис. 3.

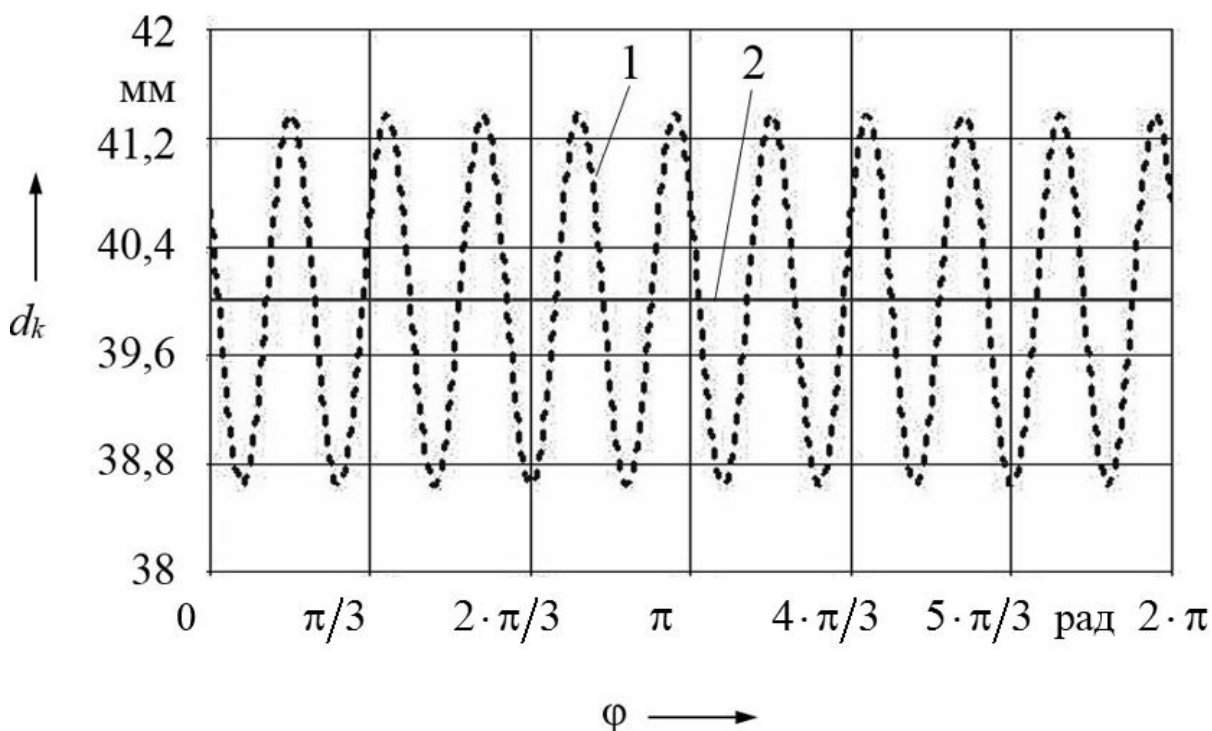


Рис. 3. Расстояние между центрами масс соседних тел качения: 1 –  $d_1$ ; 2 –  $d_2$

Установлено, что расстояние между двумя точками пересечения центровых кривых (окружности и кривой, построенной по уравнениям (11)–(13))

остается постоянным при любом числе тел качения (четном и нечетном).

Компьютерное моделирование передач проводилось в системе NX [7].

Сравниваемые модели передач (рис. 4) имели одинаковые параметры:  $R = 40$  мм,  $A = 5$  мм,  $Z_1 = 1$ ,  $Z_3 = 5$ ,  $i_{12}^{(3)} = 6$ ,  $r_s = 2,99$  мм (радиус профиля беговой дорожки). Беговые дорожки формировались в системе NX в блоке Modelling инструментом Tube с наружным радиусом  $r_p = 3$  мм. Зазор  $\Delta r_s = 0,01$  мм на радиус тела качения (0,02 мм на диаметр) был смоделирован для

устранения интерференции контактирующих тел в основном для компенсации неточностей положения роликов при установке их в сборку из-за округления значений координат. Наружный диаметр внутреннего кулачка  $D_{12} = 78$  мм, внутренний диаметр наружного кулачка  $D_{31} = 82$  мм (стенка сепаратора имела толщину 2 мм).

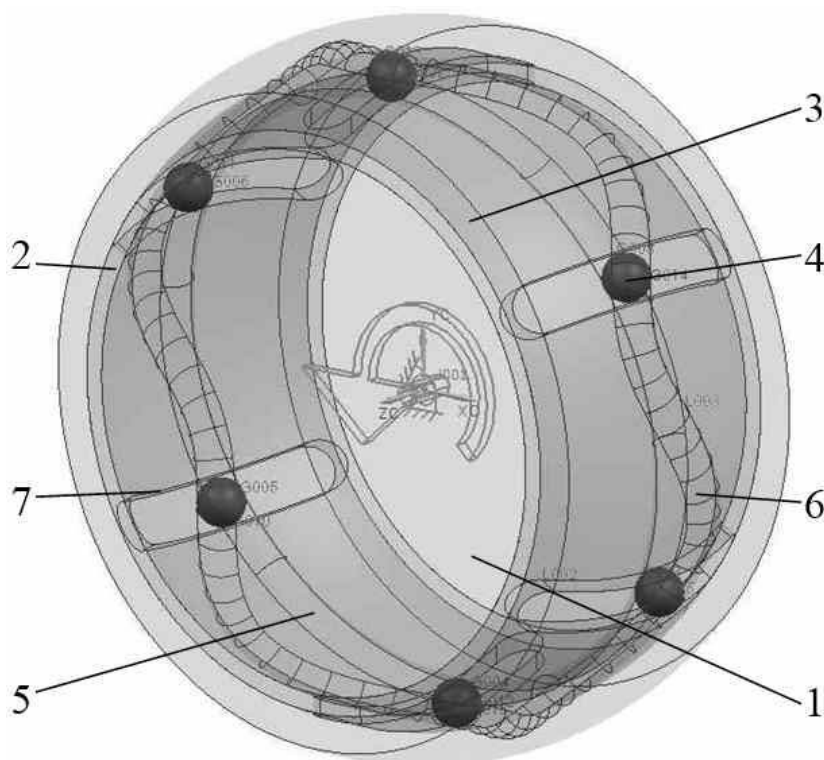


Рис. 4. Общий вид параметрической модели сферической трехзвенной передачи: 1 – внутренний кулачок (сделан прозрачным); 2 – сепаратор; 3 – наружный кулачок; 4 – тела качения (шарики); 5 – однопериодная беговая дорожка; 6 – многопериодная беговая дорожка; 7 – меридиональные пазы сепаратора

В модуле системы NX Motion simulation ведущему элементу с однопериодной беговой дорожкой сообщалось вращение с постоянной частотой вращения  $\omega_1 = 6$  с<sup>-1</sup>. Контакт тел качения и поверхностей основных элементов передачи моделировался с помощью инструмента 3D-Contact с одинаковыми параметрами для обеих передач для всех деталей: коэффициент жесткости  $c = 100\,000$  Н/мм, экспоненциальный показатель жесткости  $n_e = 2$ , коэффици-

ент демпфирования материала  $\mu = 10$  Н·с/мм. Кулоновское трение в контактах не учитывалось.

Обе модели механизмов имели 37 степеней подвижности с учетом дублирующих связей (Gruebler count = 37). Для расчета использовался решатель ResurDyn, время расчета – 1 с, число шагов – 1200. Наблюдаемым параметром являлась мгновенная угловая скорость (частота вращения) ведомого вала (сепаратора)  $\omega_2$ . Результаты для двух



передач в виде графиков в сопоставимом масштабе показаны на рис. 5. Колебания мгновенных значений угловых скоростей  $\omega_2$  обусловлены наличием зазоров, устанавливаемых в модели, мо-

делированием физических свойств материалов тел (упругость, жесткость), алгоритмом вычислений, предполагающих многочисленные итерации на каждом из шагов вычислений.

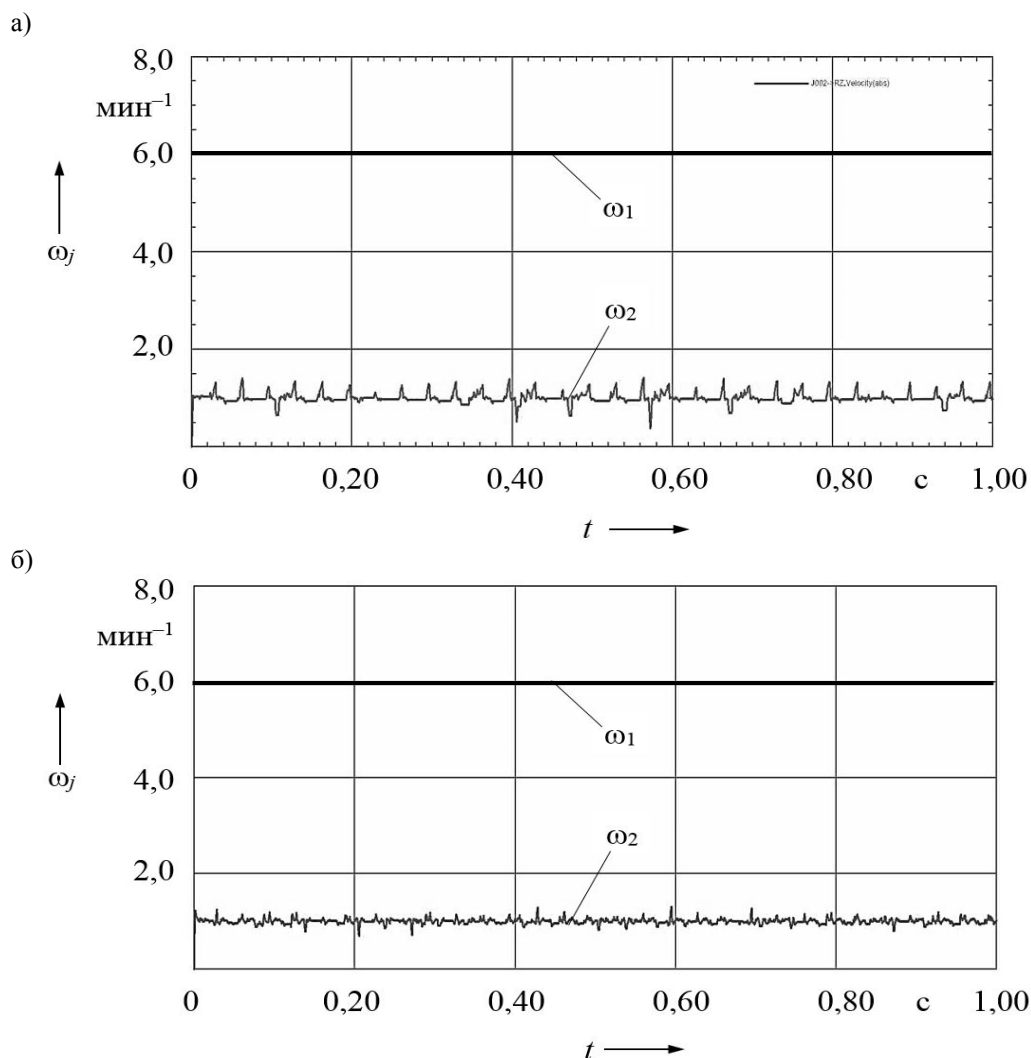


Рис. 5. Изменение угловой скорости ведомого вала  $\omega_2$  для моделей СРП: а – с центровыми кривыми, описываемыми уравнениями (1)–(3); б – с центровыми кривыми, описываемыми уравнениями (11)–(13)

### Выводы

Получены параметрические уравнения кривых, обеспечивающих постоянство мгновенного передаточного отношения и расстояний между центрами масс тел качения при работе передачи. Это означает, что от трехзвенной конструкции, включающей сепаратор, можно перейти к двухзвенной конструкции СРП, обладающей боль-

шей жесткостью и надежностью. При этом центры масс тел качения будут располагаться с равным шагом на окружности, наклоненной к оси  $Oz$  под углом  $\Theta$ , а сами тела качения (ролики) будут закреплены на одном из элементов СРП – генераторе. По структуре СРП приближаются к планетарным прецессионным передачам, обеспечивающим, однако, геометрическое замы-

кание высших кинематических пар и повышенную нагрузочную способность.

Результаты компьютерного моделирования показали более высокую стабильность мгновенного передаточного

отношения, чем в передаче с беговыми дорожками с центровыми кривыми по уравнениям, полученным ранее [4].

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Планетарные передачи : справочник / Под ред. В. Н. Кудрявцева, Ю. Н. Кирдяшева. – Ленинград : Машиностроение, 1977. – 536 с.
2. **Становской, В. В.** Передачи со свободными телами качения, обзор патентной литературы / В. В. Становской, Т. А. Ремнева, С. М. Казакиявичус // Прогрессивные зубчатые передачи : сб. науч. тр. / Новоурал. гос. технол. ин-т ; редкол.: А. Е. Беляев [и др.]. – Новоуральск, 2003. – С. 61–94.
3. **Игнатищев, Р. М.** Синусошариковые редукторы : монография / Р. М. Игнатищев. – Минск : Вышэйшая школа, 1983. – 107 с.
4. **Лустенков, М. Е.** Передачи с промежуточными телами качения: определение и минимизации потерь мощности : монография / М. Е. Лустенков. – Могилев : Белорус.-Рос. ун-т, 2010. – 274 с.
5. **Фитцова, Е. С.** Оценка уравновешенности сферических передач с промежуточными телами качения / Е. С. Фитцова // Новые материалы, оборудование и технологии в промышленности : материалы Междунар. науч.-техн. конф. молодых ученых, Могилев, 30–31 окт. 2013 г. / Белорус.-Рос. ун-т ; редкол. : И. С. Сазонов [и др.]. – Могилев, 2013. – С. 49.
6. Сфероидный зубчато-винтовой механизм : пат. 109419 СССР : МПК 47h,6, 47h,7 / Д. С. Рабинович. – Опубл. 24.04.1951.
7. NX для проектирования [Электронный ресурс]: официальный сайт компании Siemens PLM Software. – Режим доступа: [http://www.plm.automation.siemens.com/ru\\_ru/products/nx/for-design/index.shtml](http://www.plm.automation.siemens.com/ru_ru/products/nx/for-design/index.shtml). – Дата доступа: 01.02.2017.

*Статья сдана в редакцию 19 июня 2017 года*

**Михаил Евгеньевич Лустенков**, д-р техн. наук, проф., Белорусско-Российский университет. E-mail: [lustenkov@yandex.ru](mailto:lustenkov@yandex.ru).

**Илья Иванович Маковецкий**, канд. физ.-мат. наук, доц., Белорусско-Российский университет. E-mail: [i\\_makz@mail.ru](mailto:i_makz@mail.ru).

**Екатерина Сергеевна Лустенкова**, маркетолог, Белорусско-Российский университет. E-mail: [fittsova@gmail.com](mailto:fittsova@gmail.com)

**Юрий Викторович Машин**, канд. техн. наук, Белорусско-Российский университет. E-mail: [xneon@mail.ru](mailto:xneon@mail.ru).

**Виктор Леонидович Комар**, канд. техн. наук, доц., Белорусско-Российский университет.

**Mikhail Evgenyevich Lustenkov**, DSc (Engineering), Prof., Belarusian-Russian University. E-mail: [lustenkov@yandex.ru](mailto:lustenkov@yandex.ru)

**Ilya Ivanovich Makovetsky**, PhD (Physics & Mathematics), Associate Prof., Belarusian-Russian University. E-mail: [i\\_makz@mail.ru](mailto:i_makz@mail.ru).

**Ekaterina Sergeevna Lustenkova**, marketeer, Belarusian-Russian University. E-mail: [fittsova@gmail.com](mailto:fittsova@gmail.com).

**Yury Victorovich Mashin**, PhD, Belarusian-Russian University. E-mail: [xneon@mail.ru](mailto:xneon@mail.ru).

**Victor Vladimirovich Komar**, PhD, Associate Prof., Belarusian-Russian University.

---

УДК 621.869.447.43

*В. И. Мрочек, Т. В. Мрочек, А. И. Пузигов*

## АНАЛИЗ РЫНКА ФРОНТАЛЬНЫХ ПОГРУЗЧИКОВ В РОССИИ

---

UDC 621.869.447.43

*V. I. Mrochek, T. V. Mrochek, A. I. Puzikov*

## ANALYSIS OF FRONT-END LOADER MARKET IN RUSSIA

---

### **Аннотация**

Рассмотрены тенденции развития рынка фронтальных погрузчиков в России с начала 1990-х гг. по настоящее время. За указанный период рынок дважды испытывал рост и падение, что вызвало изменение спроса почти в 10 раз. После каждого падения восстановление рынка происходило главным образом не за счет роста производства погрузчиков в РФ и РБ, а посредством увеличения импорта. Основным импортером стала КНР. В 2013 г. около 70 % всего рынка приходилось на эту республику. Доля рынка, приходящаяся на РФ и РБ, уменьшилась в 2013 г., по сравнению с 2006 г., более чем в 3 раза.

### **Ключевые слова:**

фронтальный погрузчик, рынок, фирмы-производители, импорт, объемы производства.

### **Abstract**

The paper presents trends in the development of the front-end loader market in Russia during the period beginning in the early 1990s till the present time. Over this period the market experienced the rise and fall twice and was very feverish, when the demand decreased almost 10-fold. After each slump in demand the market recovery was mostly not due to the growth in the production of loaders in Russia and Belarus, but owing to the import increase. China became the main importer. In 2013 China accounted for about 70 % of the market. The market share of Russia and Belarus decreased more than threefold in 2013, compared to 2006.

### **Key words:**

front-end loader, market, manufacturing companies, import, volume of output.

---

Фронтальные погрузчики относятся к числу наиболее распространенных строительно-дорожных машин. Широкое применение эти машины находят также в коммунальном, сельском, лесном и портовом хозяйствах, при добыче полезных ископаемых и др.

Для многих видов техники, выпускаемой в РБ, основным является рынок России. Это обусловлено рядом причин, главные из которых – наличие между данными странами единого экономического пространства, большие возможности рынка России с точки зрения спроса, наличие (в большинстве случаев) развитой системы технического обслуживания и ремонта, традиционное положительное

отношение к технике, изготовленной в РБ, и др. Таким образом, успешность экономики РБ, ее отдельных отраслей и предприятий во многом зависит от положения дел на рынке России.

Рассмотрим, какие тенденции преобладают в России на рынке фронтальных погрузчиков. Данный рынок интересен потому, что фронтальные погрузчики, наряду с экскаваторами и мобильными кранами, входят в тройку наиболее распространенных типов строительно-дорожных машин. Также фронтальные погрузчики широко применяются в ряде других отраслей: коммунальном, сельском, лесном и портовом хозяйствах, при добыче полезных ископаемых и др.

Наибольшим спросом на рынке пользуются машины грузоподъемностью от 3 до 5 т. Их доля в общем объеме продаж составляет 75...80 %.

Основным производителем фронтальных погрузчиков в РБ является ОАО «Амкодор». Выпуск погрузчиков (в небольших количествах) налажен также на предприятиях ОАО «БелАЗ», ОАО «МоАЗ» и ОАО «МТЗ».

В России до начала 90-х гг. основным производителем фронтальных погрузчиков был Орловский завод погрузчиков (более позднее название – «Орел-Погрузчик»). Этим заводом изготавливалось около 2000 погрузчиков в год, в то время как на предприятии «Амкодор» – около 1500 машин в год.

Начиная с 1990-х гг. экономика России и РБ была охвачена кризисом. При этом производство на Орловском заводе погрузчиков сократилось почти в 10 раз. Некоторое, хотя и не столь значительное, сокращение производства произошло и на ОАО «Амкодор».

С 2003 г. начался устойчивый рост спроса и производства фронтальных погрузчиков.

Однако темпы производства фронтальных погрузчиков на предприятиях РБ и РФ заметно отставали от темпов роста поставок зарубежной техники. В 2007 г. импорт новых фронтальных погрузчиков, по сравнению с 2006 г., увеличился почти в 3 раза. При этом доля рынка (приходящаяся на РБ и Россию) с 65 % упала до 45 %. Предприятия в РБ и РФ изготовили в 2007 г. 4091 погрузчик (ОАО «Амкодор» – 3296 ед., ОАО «МоАЗ» – 40 ед., ОАО «БелАЗ» – 1 ед.) [1]. Остальные 20 % (из 4091) изготовлены предприятиями РФ, основными из которых являются: ЗАО «ЧСДМ» – 401 ед., ЗАО «Орел-Погрузчик» – 203 ед., Чебоксарский завод «Промтрактор» – 4 ед., Челябинский тракторный завод (ЧТЗ-Уралтрак) – 22 ед., Петербургский тракторный завод (ПТЗ) – 18 ед. С января 2006 г. контрольный пакет акций

ЗАО «Орел-Погрузчик» принадлежит орловскому ЗАО «Дормаш».

За 2007 г. российский парк погрузчиков пополнился на 4566 машин импортного производства (сюда не входит РБ). При этом количество ввезенных б/у погрузчиков составило 441 ед. Доля импортных новых погрузчиков в 2007 г. достигла 50 %. Трехкратное увеличение ввоза, по сравнению с 2006 г., произошло прежде всего за счет увеличения поставок погрузчиков китайского производства. Наиболее известными фирмами стран ЕС, США, Японии и Южной Кореи в 2007 г. поставлено погрузчиков в РФ: Volvo – 203 ед., Caterpillar – 109 ед., Dressta – 131 ед., Hitachi – 214 ед., Hyundai – 116 ед., Komatsu – 104 ед., JSB – 57 ед., Liebherr – 52 ед., Doosan – 36 ед. [1].

Поставки погрузчиков на рынок РФ китайскими производителями начались в 2005 г. и были такими стремительными, что в 2007 г. доля погрузчиков китайского производства в структуре импорта увеличилась с 13 % (в 2005 г.) до 75 % (в 2007 г.). В 2007 г. следующими ведущими китайскими фирмами поставлено погрузчиков в РФ: XCMG – 789 ед., SDLG – 660 ед., Longgong – 554 ед., Changlin – 379 ед., LiuGong – 220 ед., SEM – 198 ед., Foton – 242 ед., Yutong – 118 ед. [1].

В 2007 г. на рынок РФ было поставлено всего более 8,6 тыс. погрузчиков (с учетом б/у). Этот год характеризовался наибольшим оживлением рынка. Начиная с 2008 г. в мировой экономике наметился очередной кризис, который в полной мере проявился в 2009 г. Тогда, в 2009 г., импорт новых погрузчиков сократился более чем в 10 раз (по сравнению с 2007 г.). В разы снизились объемы выпуска в РФ. Наименьший (двукратный) спад был только у ОАО «Амкодор».

С 2010 г. началось восстановление рынка. В 2012 г. суммарный объем рынка составил 8139 машин [2]. Кризис 2008...2009 гг. привел к резкому сокра-

шению производства погрузчиков на заводах РФ. Так, по сравнению с 2007 г., производство в 2012 г. сократилось в 7,6 раза. При этом на рынок было поставлено только 96 погрузчиков (ЗАО «Орел-Погрузчик» – 44 %, ЗАО «ЧСДМ» – 38 %, Челябинский тракторный завод (ЧТЗ-Уралтрак) – 18 %). ОАО «Амкодор» также не достигло докризисных результатов. Его объемы выпуска в 2012 г. составили 1389 машин [2]. Важным событием явилось открытие ОАО «Амкодор» в 2009 г. российского филиала «Амкодор»–Брянск. В 2012 г. этим предприятием было выпущено около 200 погрузчиков. Таким образом, в 2012 г. на РБ и РФ приходилось около 21 % рынка погрузчиков. Остальные 79 % рынка – это погрузчики импортного производства (новые и б/у, б/у погрузчиков в 2012 г. ввезено 208 ед.). Предприятиями КНР в 2012 г. поставлено 5538 новых погрузчиков, что составило 68 % всего рынка, а доля КНР в импорте новых погрузчиков – 88,7 %.

В 2013 г. происходил дальнейший рост рынка погрузчиков. За указанный год на рынок РФ было поставлено 9277 машин. При этом наблюдалось снижение производства в РФ. В 2013 г. заводами РФ было изготовлено 88 погрузчиков, т. е. доля рынка у рос-

сийских предприятий стала меньше 1 % (не считая погрузчиков, собранных на предприятии «Амкодор»–Брянск). Доля ОАО «Амкодор» на российском рынке составила 17 %. Выпуск погрузчиков БелАЗ и МоАЗ осуществлялся в небольших количествах. Из КНР в 2013 г. на рынок РФ было поставлено 6268 ед.

По сравнению с 2007 г. на рынке России появились новые китайские фирмы, что свидетельствует о неуклонном стремительном развитии производства погрузчиков в этой стране. КНР превратилась в мирового лидера по производству фронтальных погрузчиков. По некоторым оценкам, в настоящее время ежегодное производство погрузчиков в данной республике превышает 100 000 ед.

Возвращаясь к анализу рынка погрузчиков в России, следует отметить новый тренд, который появился сравнительно недавно. Он связан с тем, что за период с 2007 по 2012 гг. многие ведущие мировые фирмы организовали производство погрузчиков в КНР. При этом преследовалась цель снижения издержек производства и себестоимости.

В табл. 1 показана динамика поставок погрузчиков в РФ ведущими мировыми фирмами, организовавшими производство в КНР [2].

Табл. 1. Поставки погрузчиков в РФ в 2012...2013 гг.

Наименование фирмы	2012 г.		2013 г.	
	Всего поставлено единиц	Изготовлено в КНР	Всего поставлено единиц	Изготовлено в КНР
Caterpillar	107	64	106	101
Doosan	56	7	138	115
Hyundai	203	94	336	236
Komatsu	155	17	108	14
Liebherr	82	26	53	15
John Deere	–	–	73	68

Таким образом, в 2012 г. из 603 погрузчиков в КНР было изготовлено 208 машин (34,5 %), а год спустя (в 2013 г.) из 824 погрузчиков – 549 машин (66,6 %). Следовательно, на рынок РФ все больше поставляется погрузчиков, изготовленных в КНР.

Основными потребительскими качествами погрузчиков в настоящее время являются цена и надежность. Немаловажны и управляемость, устойчивость, проходимость, условия труда оператора и др.

В конце 90-х гг. на погрузчики, изготавливаемые в РБ и РФ, начали устанавливать двигатели, мосты, трансмиссии, гидравлическую аппаратуру западных фирм (Cummins, Deutz, ZF, RABA, Dana, Hydrocontrol, Bosch Rexroth и др.), что привело к повышению надежности погрузчиков. Однако при этом было потеряно главное конкурентное преимущество, связанное с ценой машины. Разработанные позже программы импортозамещения реализуются пока не очень эффективно. Интерес представлял опыт польских производителей строительных погрузчиков (например, Dressta), которые стремились все основные узлы погрузчиков изготавливать в Польше. Однако такой подход тоже не оправдал себя. В 2012 г. контрольный пакет польской фирмы был выкуплен КНР.

С 2014 г. и по настоящее время экономики РБ и РФ находятся под воздействием кризисных явлений, вызванных введением санкционного режима, обострением обстановки на востоке Украины и др., что привело к некоторому падению рынка погрузчиков.

Из проведенного анализа следует, что в течение рассмотренного временного периода наблюдается устойчивая тенденция вытеснения с рынка России российских и белорусских фронтальных погрузчиков. Так, с 2007 по 2013 гг. доля рынка, приходящаяся на РБ, уменьшилась с 39 до 17 %, а доля, приходящаяся на РФ, – с 9 до 1 %.

Падение производства погрузчи-

ков на предприятиях России обусловлено главным образом следующими причинами:

- малыми объемами выпуска, при которых, как известно, возрастают издержки на производство и, как следствие, себестоимость;

- применением большого количества узлов импортного (западного) производства, что привело к потере основного конкурентного преимущества, связанного с ценой машины. Этот недостаток во многом характерен и для машин белорусского производства;

- частой сменой владельцев предприятий и связанными с этим изменениями технической политики. Так, например, если взять такое известное в прошлом предприятие, как Орловский завод погрузчиков, то в течение рассмотренного периода на этом предприятии трижды сменился собственник. Смена собственников постоянно происходила и на других предприятиях РФ. При изменении собственников часто терялись торговые марки и имидж производителя, который нарабатывался многолетней упорной работой. В этом плане интересен опыт китайских производителей. Оказывается, что часто мелкие китайские производители с несвязанными между собой производствами поставляют на международный рынок (в том числе и на рынки РФ и РБ) погрузчики под одной торговой маркой. Покупая такие погрузчики, потребители часто не знают точно, каким производителем они изготовлены;

- отсутствием долгосрочной технической политики на предприятиях, долгосрочного кредитования на льготных условиях и поддержки государства, которые позволили бы обеспечить в перспективе устойчивую работу предприятий и конкурентоспособность выпускаемой продукции.

Для увеличения конкурентоспособности техники белорусского производства необходимо интенсифицировать работы по импортозамещению и созданию совместных белорусско-российских

предприятий по сборке и изготовлению погрузчиков.

Важным направлением повышения надежности выпускаемых погрузчиков могло бы стать создание в РБ совместно с ведущими западными фирмами предприятий по изготовлению отдельных узлов трансмиссий и мостов.

### **Выводы**

1. Как показывает проведенный анализ, начиная примерно с 2005 г. наметилась устойчивая тенденция вытеснения белорусских и российских производителей фронтальных погрузчиков с рынка РФ.

2. Для увеличения конкурентоспособности техники белорусского производства необходимо интенсифицировать работы по импортозамещению.

3. Белорусским производителям фронтальных погрузчиков следует активизировать работы по «завоеванию» рынков других стран, что позволит снизить зависимость от негативных тенденций в развитии рынка РФ, а также обеспечить более устойчивую работу предприятий.

4. Необходимо продолжить работы по созданию совместных предприятий по

сборке и изготовлению погрузчиков, что позволит вовлечь в эти процессы экономические интересы других стран.

5. Представляется исключительно важным создание на территории РБ совместно с известными мировыми производителями предприятий по изготовлению отдельных узлов фронтальных погрузчиков, причем тех узлов, изготовление которых на предприятиях РБ сопряжено с определенными, прежде всего технологическими, трудностями. К таким узлам следует отнести гидромеханические трансмиссии, мосты, гидравлические насосы. Что касается гидравлических насосов (регулируемых и нерегулируемых), то нужно отметить, что, несмотря на предпринимаемые в течение нескольких десятилетий попытки, организовать собственное производство насосов не удалось (при том, что потребность в насосах в РБ составляет десятки тысяч в год).

6. Необходимо в ближайшее время обеспечить возможность покупателю осуществлять выбор комплектующих узлов (отечественного и импортного производства), участвуя тем самым в формировании цены погрузчика.

### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Новоселов, В.** Музыку заказывают... Российский рынок фронтальных погрузчиков / В. Новоселов // Строительная техника и технологии. – 2008. – № 3. – С. 42–56.

2. **Новоселов, В.** Пациент скорее жив? Российский рынок фронтальных погрузчиков / В. Новоселов // Строительная техника и технологии. – 2014. – № 6. – С. 64–72.

*Статья сдана в редакцию 20 июня 2017 года*

**Владимир Иванович Мрочек**, канд. техн. наук, доц., Белорусско-Российский университет.  
E-mail: mrovlad@mail.ru.

**Татьяна Владимировна Мрочек**, канд. техн. наук, доц., Белорусско-Российский университет.

**Алексей Игоревич Пузиков**, студент, Белорусско-Российский университет.

**Vladimir Ivanovich Mrochek**, PhD (Engineering), Associate Prof., Belarusian-Russian University.  
E-mail: mrovlad@mail.ru.

**Tatiana Vladimirovna Mrochek**, PhD (Engineering), Associate Prof., Belarusian-Russian University.

**Alexey Igorevich Puzikov**, student, Belarusian-Russian University.

---

УДК 621.833.389

*Н. И. Рогачевский*

---

**ИССЛЕДОВАНИЕ ЭНЕРГОСБЕРЕГАЮЩЕГО ПРИВОДА СТРЕЛЫ ШЛАГБАУМА С УЛУЧШЕННЫМИ ХАРАКТЕРИСТИКАМИ**

---

UDC 621.833.389

*N. I. Rogachevsky*

---

**INVESTIGATION OF ENERGY-SAVING DRIVE WITH IMPROVED CHARACTERISTICS FOR A BARRIER GATE BOOM**

---

**Аннотация**

Приведен анализ конструкций приводов шлагбаумов. Предложены две конструкции электромеханического привода шлагбаума на основе червячной передачи качения и кулисного механизма, позволившие двукратно уменьшить энергопотребление в сравнении с аналогами. Разработан алгоритм расчета, по которому составлена программа для многократных вычислений и построения графических зависимостей от угла поворота стрелы в диапазоне  $[0, 90^\circ]$  ее угловой скорости, центробежной, вращательной, равнодействующей сил инерции, главного момента сил инерции, горизонтальной и вертикальной реакций на выходной вал привода, суммарных передаваемых валом момента и мощности. Приведены результаты исследований двух энергосберегающих приводов стрелы шлагбаума с улучшенными кинематическими и динамическими характеристиками.

**Ключевые слова:**

привод, червячная передача, червячная передача качения, кулисный механизм, кинематические характеристики, динамические характеристики, энергосбережение.

**Abstract**

The paper analyzes the designs of drives used in barrier gates. Two designs of the electromechanical drive for barrier gates are offered which use worm transmission by rolling and a rocker mechanism and reduce power consumption two-fold in comparison with similar designs. A calculation algorithm and computer program were developed for multiple calculations and construction of graphical dependencies between the angle of boom rotation in the range  $[0, 90^\circ]$  and its angular velocity, centrifugal, rotational, resultant forces of inertia, the principal moment of inertia forces, horizontal and vertical reactions on the output shaft of the drive, the total torque and power transmitted by the shaft. The results of the research on two energy-saving drives with improved kinematic and dynamic characteristics used in the barrier gate boom are presented.

**Key words:**

drive, worm transmission, worm transmission by rolling, rocker mechanism, kinematic characteristics, dynamic characteristics, energy saving.

---

***Введение***

Шлагбаумы являются самыми распространенными устройствами для оперативного управления потоками автотранспорта и ограничения проезда на автостоянки, парковки, платные автомагистрали и т. д.

Конструктивно шлагбаум состоит

из стойки с приводом, стрелы и блока управления. Привод выполняет подъем и опускание стрелы шлагбаума.

Основными характеристиками шлагбаумов являются длина стрелы и время ее подъема (опускания). Длина стрелы может варьироваться от 1,5...3 до 8...10 м. Время подъема стрелы шлагбаума обычно составляет от 1 до 10 с.



В зависимости от типа привода шлагбаумы делятся на электромеханические и гидравлические. Привод электромеханического шлагбаума включает электродвигатель, редуктор и балансирующую пружину. В состав силового механизма гидравлического шлагбаума входят гидропривод и балансирующая пружина. Благодаря более низкой стоимости наибольшее распространение получили электромеханические шлагбаумы.

В Республике Беларусь шлагбаумы выпускаются в недостаточном количестве только на УП НАН Беларуси «Научное приборостроение», поэтому их закупают у зарубежных производителей: итальянских фирм NICE, SAME, RAPAN, FAAC; немецкой ELKA; украинского ОАО «Редукторный завод» и др. Цена этих шлагбаумов колеблется от 870 до 18720 долл. в зависимости от технических характеристик и комплектации.

В качестве передаточных механизмов электромеханических приводов шлагбаумов перечисленных производителей чаще всего служат двухступенчатые червячные редукторы, обладающие низким КПД, поэтому в приводах применены двигатели (как правило, 230...300 Вт) с большим запасом мощности, который компенсирует потери (более 50 % передаваемой энергии) в передачах. Анализ работы зарубежных аналогов показал, что после набора оборотов электродвигателем поворот стрелы происходит с постоянной скоростью, а это вызывает значительные динамические нагрузки в начале и в конце рабочего хода, на преодоление которых также расходуется значительная энергия.

Авторами предлагается шлагбаум с приводом, имеющим характеристики западных и отечественного аналогов, но с мощностью двигателя 120 Вт ( $n_{дв} = 1350 \text{ мин}^{-1}$ ), т. е. в 2 раза меньшей. Использование такого привода стало возможным благодаря замене обычного двухступенчатого червячного редуктора на ременную передачу и оригинальную

червячную передачу качения [1], которые имеют передаточные отношения соответственно 4 и 40. В разработанной авторами конструкции дополнительно введен кулисный механизм, что позволило значительно распределить угловые скорости в начале и в конце рабочего хода стрелы, т. е. снизить динамические нагрузки и потери энергии на их преодоление.

Таким образом, создание и исследование энергосберегающего шлагбаума является актуальным, особенно для Беларуси, бедной природными источниками энергии. Выполненная работа способствует импортозамещению зарубежных шлагбаумов, что также актуально.

### ***Цель работы***

Создание и исследование энергосберегающего привода шлагбаума с улучшенными кинематическими и динамическими характеристиками.

### ***Методы исследования***

Аналитические зависимости, характеризующие геометрические, кинематические и динамические параметры энергосберегающего шлагбаума, получены точными методами геометрии, кинематики, динамики и математического анализа.

### ***Устройство и работа энергосберегающего шлагбаума***

Разработанный авторами шлагбаум с электромеханическим приводом на основе энергосберегающей передачи качения [1] изготовлен в гараже Могилевского облисполкома и работает на въезде на территорию гаража, выполняя ежедневно более 130 рабочих циклов. Он состоит из стойки и стрелы, а также блока управления, расположенного в корпусе стойки. Стрела представляет собой планку из алюминиевого пустотелого профиля,

ограниченную с обоих торцов деревянными заглушками. На обеих сторонах планки закреплены через шаг по семь стеклянных светоотражателей. С целью предотвращения повреждения автомобилей в пазах ребер планки

установлены противоударные резиновые накладки. Стрела крепится шестью болтами  $M6 \times 50$  к планке поворотной 6 (рис. 1) передаточного механизма электромеханического привода шлагбаума.

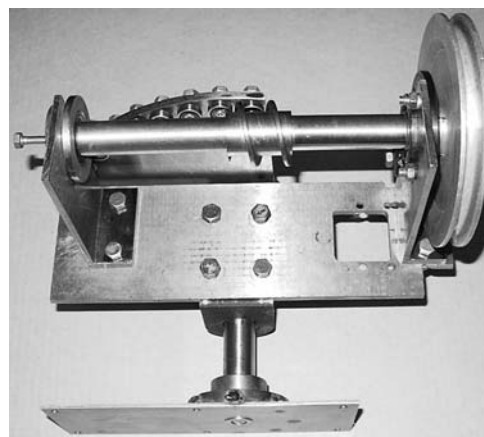
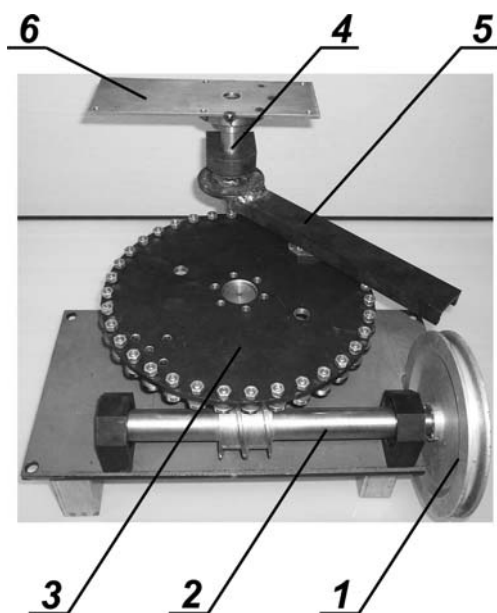


Рис. 1. Передаточные механизмы приводов шлагбаумов

Стойка состоит из каркаса, двух боковых V-образных пластин и крышки, соединенных винтами  $M5 \times 6$ . На каркасе закреплено с помощью двух петель винтовое натяжное устройство клиноременной передачи, на поворотной пластине которого установлен электродвигатель. На кронштейнах каркаса посредством четырех болтов  $M8 \times 25$  закреплен передаточный механизм привода шлагбаума, представленный на рис. 1, состоящий из ведомого шкива 1 клиноременной передачи, установленного на ведущем валу-червяке 2, зацепляющемся с ведомым колесом 3 червячной передачи посредством тел качения (внешних колец шариковых подшипников 80025 ГОСТ 8338–75). Колесо 3 приводит в движение кулису 5, жестко связанную через ведомый вал 4 с поворотной планкой 6 для установки стрелы шлагбаума. Кулисный механизм в при-

воде значительно улучшает кинематические и динамические характеристики шлагбаума. С целью предотвращения произвольного опускания стрелы (закрытия шлагбаума) на ведомом валу 4 закреплен рычаг, на конце которого зафиксирована балансирующая пружина, другим концом прикрепленная к корпусу стойки шлагбаума.

Опорами валов и кулисы передаточного механизма служат подшипники вала червячного колеса – 80202, вала-винта (червяка) – 80104, кулисного камня – 80029. Ведомый вал установлен в подшипниках скольжения, выполненных из фторопласта. Все используемые в передаточном механизме подшипники качения (типа 80000) снабжены шайбами для защиты от утечки смазочного материала и от проникновения пыли. Поэтому червячная передача качения работает без масляной ванны, как от-

крытая. Это качество приобретает особую значимость при эксплуатации шлагбаума при низких температурах.

Управление шлагбаумом осуществляется с помощью дистанционного пульта посредством двух контактов. Поворот стрелы ограничивается двумя концевыми выключателями. В случае отсутствия напряжения в электрической сети или отказа системы управления открытие шлагбаума осуществляется в ручном варианте вращением червяка 2 (см. рис. 1) посредством специального торцового ключа, вставленного в боковое отверстие стойки, закрытое пластмассовой заглушкой.

Созданный автором шлагбаум имеет следующие значения основных параметров: время подъема (опускания) стрелы на  $90^\circ$  – 4,6 с; длина стрелы – 4 м; угловая скорость стрелы на угле поворота  $90^\circ$  –  $0,037 \dots 0 \text{ с}^{-1}$ ; электродвигатель трехфазный АИР56А4 (мощность – 0,12 кВт, частота вращения –  $1350 \text{ мин}^{-1}$ ), электродвигатель может быть подключен к сети напряжением 220 В с применением конденсаторов; габаритные размеры шлагбаума в сборе –  $1050 \times 350 \times 4210 \text{ мм}$ , в том числе стойки –  $1050 \times 320 \times 420 \text{ мм}$ ; масса шлагбаума – 32 кг.

Шлагбаум работает следующим образом. При нажатии кнопки «Подъем» пульта управления срабатывает соответствующий контактор, коммутирующий определенные обмотки электродвигателя с электрической сетью. Электродвигатель посредством клиноременной передачи приводит во вращение червяк 2 (см. рис. 1) передаточного механизма шлагбаума, винтовая поверхность которого воздействует поочередно на внешние кольца подшипников 80025, установленных на пальцах через шаг по делительной окружности колеса 3. Кольца подшипников перекатываются по винтовой поверхности червяка 2 и поступательно перемещаются совместно с установленными на колесе 3 пальцами, в результате колесо 3 непрерывно враща-

ется, поворачивая посредством кулисного подшипника 80029, кулисы 5, вала ведомого 4 и планки поворотной 6 стрелу шлагбаума в вертикальное положение. Крайнее положение стрелы шлагбаума фиксируется нажатием кулисы 5 на стержень концевого выключателя, дающего команду контактору на отключение двигателя от электрической сети. При нажатии кнопки «Опускание» пульта управления срабатывает другой контактор, способствующий вращению вала электродвигателя в противоположную сторону, в результате чего все подвижные детали передаточного механизма привода шлагбаума поворачиваются в противоположную сторону, опуская стрелу шлагбаума в горизонтальное положение, которое фиксирует другой концевой выключатель, сигнализирующий другому контактору на отключение электродвигателя от сети.

Наряду с работающим (описанным выше) передаточным механизмом, создан передаточный механизм (представленный на рис. 1 справа) привода скоростного шлагбаума, отличающийся отсутствием кулисы и наличием сектора вместо колеса, что позволило уменьшить число шариковых подшипников 80025 с 40 у колеса до 10 у сектора. Шлагбаум с таким механизмом сохраняет недостаток зарубежных аналогов: движение стрелы происходит с постоянной скоростью, что вызывает значительные динамические сопротивления в начале и в конце рабочего хода, на преодоление которых дополнительно расходуется значительная энергия двигателя. Поэтому в данном случае двигатель мощностью 120 Вт может приводить в движение стрелу длиной до 3 м, при этом время ее подъема сокращается с 4,60 до 1,78 с. Последнее качество шлагбаума является основным при эксплуатации его на скоростных платных автомагистралях, например, на автодороге Москва – Минск – Варшава, которую в настоящее время обслуживают импортные шлагбаумы.

### Исследование энергосберегающего привода шлагбаума

Для научно обоснованного подхода к проектированию, обслуживанию и ремонту предложенного шлагбаума необходимы исследования его работы в пределах рабочего цикла. Определим на угле поворота стрелы от 0 до 90° функции изменений ее угловой скорости, центробежной, вращательной, равнодействующей сил инерции, главного момента сил инерции, горизонтальной и вертикальной реакций на выходной вал привода, суммарных передаваемых валом момента и мощности. Установим угловые положения стрелы, соответствующие экстремальным значениям указанных функций, произведем их анализ.

Частота вращения червяка

$$n_{\text{ч}} = n_{\text{дв}} / u_{\text{пр}},$$

где  $n_{\text{дв}}$  – частота вращения вала

электродвигателя;  $u_{\text{пр}}$  – передаточное отношение ременной передачи.

Частота вращения червячного колеса (колеса с подшипниками качения на пальцах)

$$n_{\text{чк}} = n_{\text{ч}} / u_{\text{чп}},$$

где  $u_{\text{чп}}$  – передаточное отношение червячной передачи качения.

Окружная скорость кулисного камня (подшипника), расположенного на концентрической окружности радиусом  $r$  на червячном колесе (рис. 2),

$$v = \frac{2 \cdot \pi \cdot r \cdot n_{\text{чк}}}{60000} = \frac{\pi \cdot r \cdot n_{\text{чк}}}{30000}.$$

Угловая скорость червячного колеса

$$\omega = \frac{v}{r} = \frac{\pi \cdot n_{\text{чк}}}{30}.$$

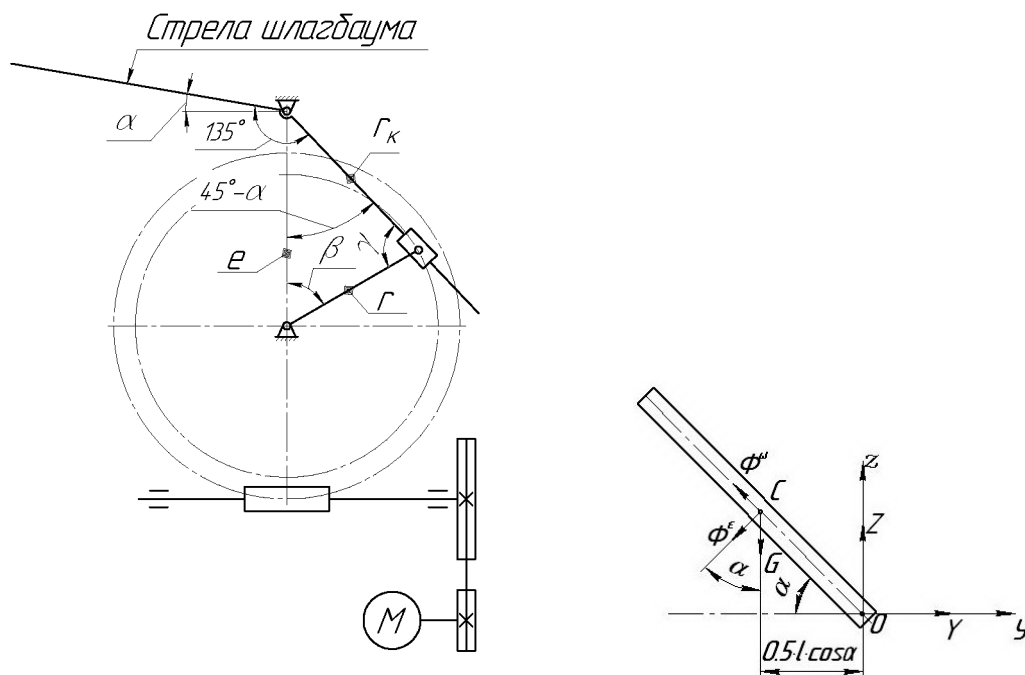


Рис. 2. Кинематическая схема привода шлагбаума и силовая схема его стрелы

Угол между кулисой и отрезком  $r$ , соединяющим центры кулисного камня (подшипника) и червячного колеса,

$$\gamma = \arcsin\left(\frac{e \cdot \sin(45^\circ - \alpha)}{r}\right),$$

где  $\alpha$  – угол поворота стрелы шлагбаума;  $e$  – межосевое расстояние между опорами червячного колеса и стрелы шлагбаума.

Угол между отрезками  $e$  и  $r$

$$\beta = 180^\circ - \gamma - (45^\circ - \alpha) = 135^\circ - \gamma + \alpha.$$

Удаление центра кулисного камня (подшипника) от оси поворота стрелы шлагбаума:

$$r_k = \frac{r \cdot \sin \beta}{\sin(45^\circ - \alpha)}.$$

Окружная скорость точки кулисы, совпадающей с центром кулисного камня (подшипника),

$$v_k = v \cdot \cos \gamma.$$

Угловая скорость кулисы

$$\omega_k = \frac{v_k}{r_k} = \frac{\pi \cdot n_{\text{чк}} \cdot \cos \gamma \cdot \sin(45^\circ - \alpha)}{30000 \cdot \sin \beta}.$$

Передаточное отношение кулисного механизма

$$u_k = \frac{\omega}{\omega_k}.$$

Угловое ускорение кулисы (стрелы шлагбаума)

$$\begin{aligned} \varepsilon_k &= \frac{d\omega_k}{dt} = \frac{\pi \cdot n_{\text{чк}}}{30000} \cdot \left(\frac{U}{V}\right)' = \\ &= \frac{\pi \cdot n_{\text{чк}}}{30000} \cdot \frac{U' \cdot V - U \cdot V'}{V^2}, \end{aligned}$$

где  $U$ ,  $V$  и  $U'$ ,  $V'$  – промежуточные аргументы сложной функции  $\varepsilon_k$  и их производные [2],

$$U = \cos \gamma \cdot \sin(45^\circ - \alpha);$$

$$V = \sin(135^\circ - \gamma + \alpha);$$

$$V' = \left( \omega_k - \frac{e \cdot \cos(45^\circ - \alpha) \cdot \omega_k}{\sqrt{r^2 - e^2 \cdot \sin^2(45^\circ - \alpha)}} \right) \times$$

$$\times \cos(135^\circ - \gamma + \alpha);$$

$$U' = K' \cdot L + K \cdot L',$$

где  $K$ ,  $L$  и  $K'$ ,  $L'$  – промежуточные аргументы сложной функции  $U$  и их производные,

$$K = \cos \gamma;$$

$$L = \sin(45^\circ - \alpha);$$

$$K' = e \cdot \sin(45^\circ - \alpha) \cdot \cos(45^\circ - \alpha) \times$$

$$\times \omega_k / \sqrt{r^2 - e^2 \cdot \sin^2(45^\circ - \alpha)};$$

$$L' = -\omega_k \cdot \cos(45^\circ - \alpha).$$

Найденные кинематические характеристики привода стрелы шлагбаума применим для выявления ее динамических характеристик, используя рис. 2, на котором приведена схема стрелы с центром тяжести  $C$  и центром шарнира  $O$  ее поворота.

Модули равнодействующих вращательных  $\phi^\varepsilon$  и центробежных  $\phi^\omega$  сил инерции точек стрелы:

$$\phi^\varepsilon = m \cdot \omega_c^\varepsilon = m \cdot 0,5 \cdot l \cdot \varepsilon;$$

$$\phi^\omega = m \cdot \omega_c^\omega = m \cdot 0,5 \cdot l \cdot \omega^2;$$

где  $l$  – длина стрелы;  $m$  – масса стрелы.

Модуль равнодействующей сил инерции

$$\bar{\phi} = \bar{\phi}^\varepsilon + \bar{\phi}^\omega;$$

$$\phi = \sqrt{(\phi^\varepsilon)^2 + (\phi^\omega)^2}.$$

Силы  $\bar{\phi}^\varepsilon$  и  $\bar{\phi}^\omega$  направлены противоположно вращательному  $\bar{\omega}_c^\varepsilon$  и центростремительному  $\bar{\omega}_c^\omega$  ускорениям центра тяжести стрелы.

Приложим в центре тяжести  $C$  стрелы ее силу тяжести  $G = 9,81m$ . Заменим действие шарнира  $O$  реакцией, разложив ее на составляющие  $\bar{Y}$  и  $\bar{Z}$ . Для определения этих составляющих по принципу Эйлера – Даламбера составим для плоской системы сил  $\bar{G}$ ,  $\bar{Y}$ ,  $\bar{Z}$ ,  $\bar{\phi}^\varepsilon$ ,  $\bar{\phi}^\omega$  уравнение проекций на оси  $Y$  и  $Z$ :

$$\sum Y_i = 0;$$

$$Y - \phi^\omega \cdot \cos \alpha - \phi^\varepsilon \cdot \sin \alpha = 0,$$

откуда

$$Y = \phi^\omega \cdot \cos \alpha + \phi^\varepsilon \cdot \sin \alpha.$$

$$\sum Z_i = 0;$$

$$-G - \phi^\varepsilon \cdot \cos \alpha + \phi^\omega \cdot \sin \alpha + Z = 0,$$

откуда

$$Z = G + \phi^\varepsilon \cdot \cos \alpha - \phi^\omega \cdot \sin \alpha.$$

Найдем величину главного момента сил инерции относительно точки  $O$  (динамического момента):

$$M^\phi = I_X \cdot \varepsilon_K,$$

где  $I_X$  – момент инерции стрелы относительно оси вращения,

$$I_X = I_{CX} + m \cdot (l/2)^2,$$

где  $I_{CX}$  – момент инерции стрелы относительно оси, проходящей через центр  $C$  ее массы,

$$I_{CX} = \frac{m \cdot l^2}{12}.$$

Тогда

$$I_X = \frac{m \cdot l^2}{12} + m \cdot (l/2)^2 = \frac{m \cdot l^2}{3}.$$

После подстановки в уравнение для  $M^\phi$  получим

$$M^\phi = \frac{m \cdot l^2 \cdot \varepsilon_K}{3}.$$

Расстояние от точки  $O$  до линии действия силы  $\bar{\phi}$

$$h = \frac{|M^\phi|}{\phi}.$$

Момент сопротивления повороту (подъему) стрелы из-за преодоления ее силы тяжести (статический момент)

$$M = 0,5l \cdot G \cdot \cos \alpha.$$

Суммарный момент сопротивления подъему стрелы

$$M_\Sigma = M + M^\phi.$$

Мощность, потребляемая приводом, для поворота (подъема) стрелы

$$P_\Pi = M_\Sigma \cdot \omega_K.$$

Используя полученные зависимости, исследовали кинематические, силовые и динамические характеристики созданного шлагбаума, у которого  $n_{\text{дв}} = 1350 \text{ мин}^{-1}$ ,  $u_{\text{рн}} = 4$ ,  $u_{\text{чн}} = 40$ ,  $r = 100 \text{ мм}$ ,  $e = 141,42 \text{ мм}$ ,  $l = 4000 \text{ мм}$ ,  $m = 5,61 \text{ кг}$ .

По полученным формулам разработан алгоритм расчета, по которому составлена программа для многократных вычислений и построения графических зависимостей, некоторые из них представлены на рис. 3–6.

Согласно рис. 3, благодаря кулискому механизму значительные изменения угловой скорости стрелы в начале и в конце ее движения наблюдаются в широких интервалах угла поворота  $[0^\circ, 18^\circ]$  и  $[72^\circ, 90^\circ]$ , что оказывает благоприятное влияние на динамические характеристики (см. рис. 4–6) шлагбаума.

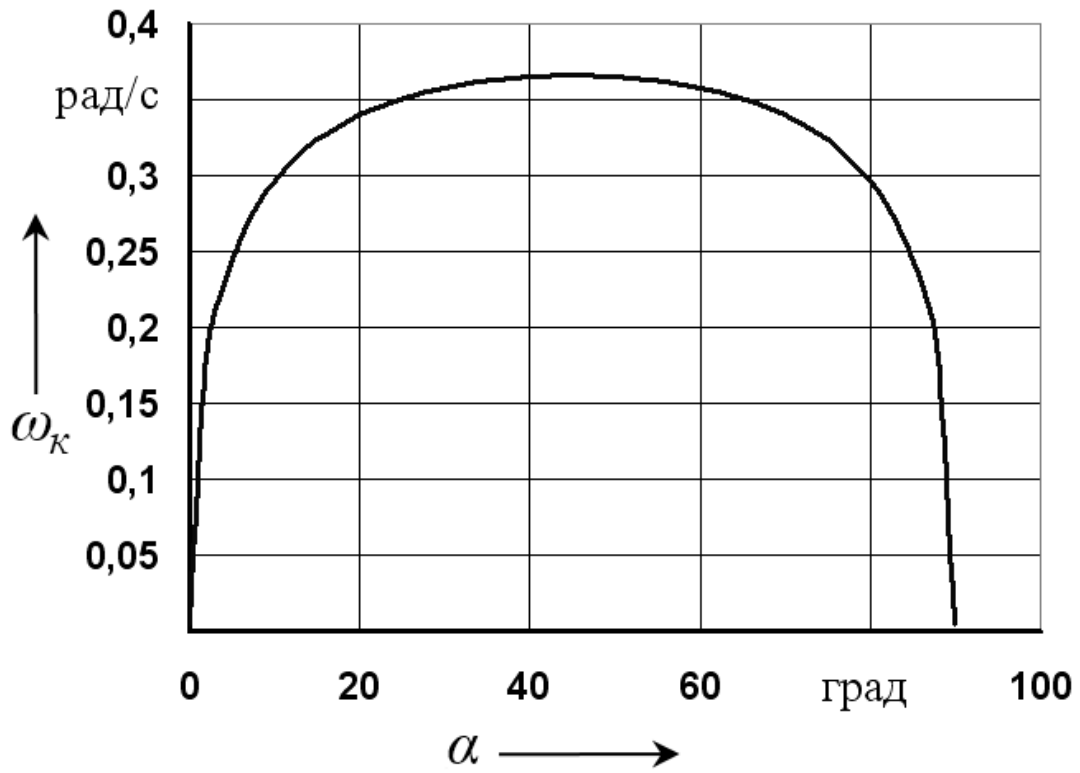


Рис. 3. Характер изменения угловой скорости стрелы на угле  $90^\circ$  ее поворота

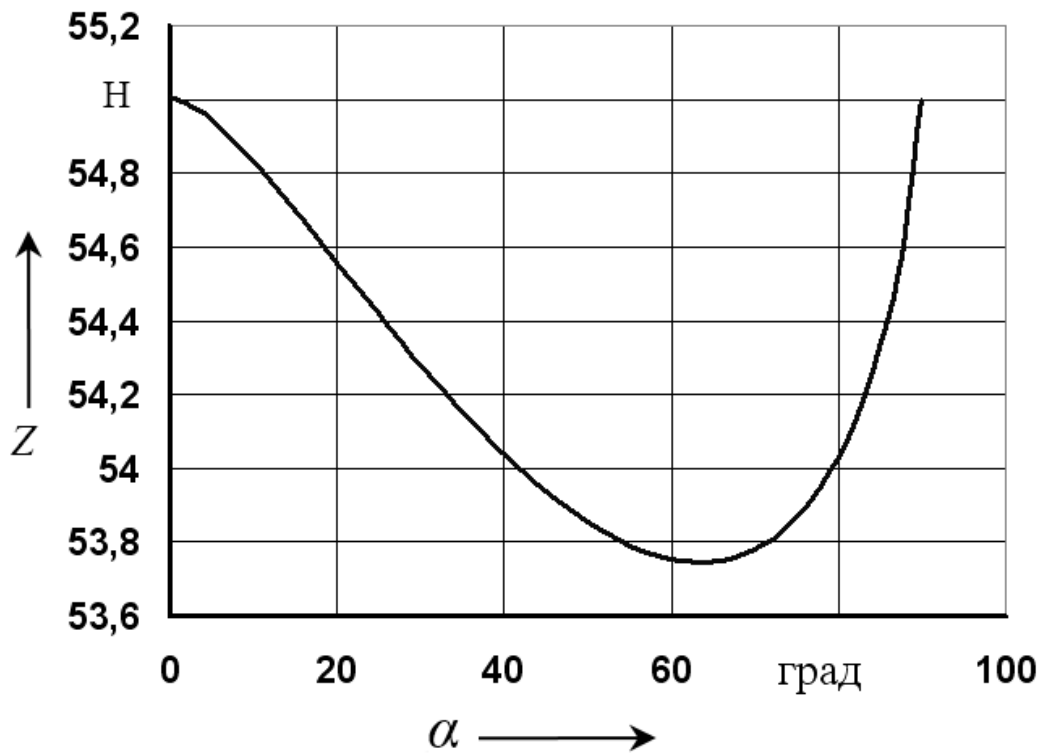


Рис. 4. Изменение вертикальной реакции стрелы на выходной вал на угле  $90^\circ$  ее поворота

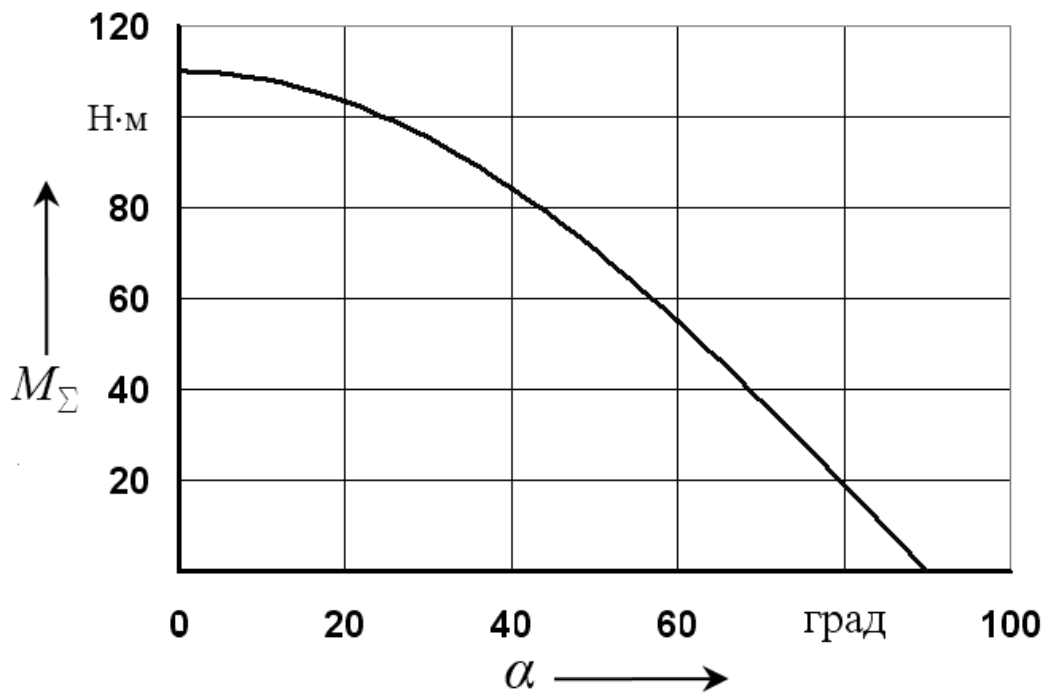


Рис. 5. Изменение действия суммарного (статического и динамического) момента стрелы на выходной вал на угле  $90^\circ$  ее поворота

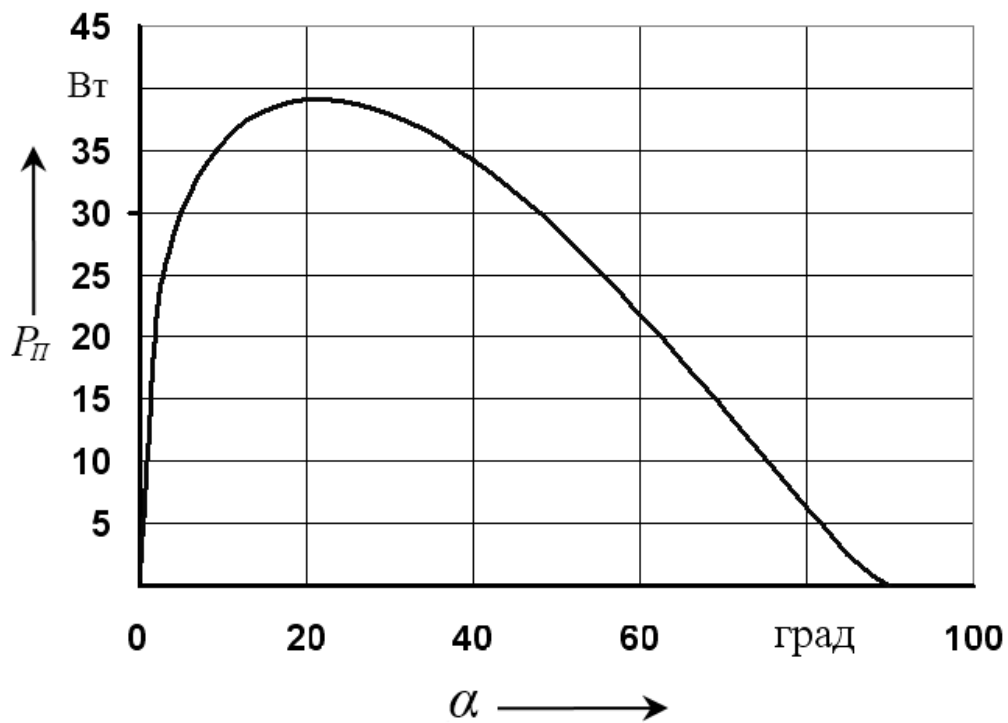


Рис. 6. Зависимость мощности, потребляемой выходным валом шлагбаума, от угла поворота стрелы



Анализ графической зависимости, представленной на рис. 4, показывает, что экстремальные значения вертикальной составляющей реакции стрелы на выходной вал достигаются в моменты поворота стрелы на углы 0, 63 и 90°. Из рис. 5 видно, что максимальное воздействие суммарного момента стрелы на выходной вал происходит в начале подъема стрелы, а из рис. 6 – что максимальную мощность потребляет выходной вал привода шлагбаума в момент поворота стрелы на 24°. Этот факт подтверждает пользу наличия кулисного механизма в кинематической цепи разработанного привода в плавном изменении угловой скорости стрелы на угле ее подъема (см. рис. 3).

**Результаты исследования  
модернизированного  
энергосберегающего привода  
шлагбаума**

На основе результатов исследований функций (на угле от 0 до 90° поворота стрелы шлагбаума) угловой скорости, центробежной, вращательной, равнодействующей сил инерции, главного момента сил инерции, горизонтальной и вертикальной реакций на выходной вал привода, суммарных передаваемых валом момента и мощности скорректирована рабочая документация привода шлагбаума, по которой был изготовлен привод шлагбаума на основе энергосберегающей червячной передачи качения, описанный выше. С целью повышения пропускной способности шлагбаума уменьшено время подъема (опускания) стрелы с 4,6 до 3,2 с, для этого снижено передаточное отношение червячной передачи качения с 40 до 32 и уменьшено на 16 % передаточное отношение ременной передачи, в результате чего максимальная угловая скорость стрелы увели-

чилась с 0,37 (см. рис. 3) до 0,62 рад/с. При этом максимальная потребляемая от электродвигателя (АИР56А4 с  $P = 0,12$  кВт и  $n_{дв} = 1350$  мин<sup>-1</sup>) мощность доведена до 115,6 Вт. Максимум энергии потребляется при угле подъема стрелы, равном 22°. С целью дальнейшего снижения потерь энергии и улучшения условий технического обслуживания привода опоры скольжения выходного вала заменены подшипниками качения, изменено место расположения электродвигателя и конструкция натяжного устройства ременной передачи.

Привод шлагбаума, изготовленный по скорректированной рабочей документации, испытан на научно-производственном предприятии «ЭКОГРАД», с которым заключен лицензионный договор на передачу ноу-хау – «Конструкция и технология сборки привода шлагбаума на основе энергосберегающей червячной передачи качения». Шлагбаумы с такими приводами производились ООО «АЭРОВОДПРОМ».

**Заключение**

Шлагбаум, созданный на основе энергосберегающей червячной передачи качения, вызвал интерес потребителей и производства из-за двукратного снижения энергопотребления в сравнении с аналогами.

Проведенный анализ кинематических, динамических, силовых и энергетических зависимостей выходного звена от угла его поворота на 90° способствует научно обоснованному подходу к созданию и эксплуатации энергосберегающих шлагбаумов, более широкому внедрению энергосберегающих приводов в производство.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Пашкевич, М. Ф.** Червячные передачи качения / М. Ф. Пашкевич, Н. И. Рогачевский, С. Н. Рогачевский. – Могилев : Белорус.-Рос. ун-т, 2005. – 137 с. : ил.
2. **Пискунов, Н. С.** Дифференциальное и интегральное исчисления : в 2 т. / Н. С. Пискунов. – Москва : Наука, 1978. – Т. 1. – 456 с. : ил.

*Статья сдана в редакцию 28 апреля 2017 года*

**Николай Иванович Рогачевский**, канд. техн. наук, доц., Белорусско-Российский университет.  
Тел.: 8-029-939-50-96.

**Nikolai Ivanovich Rogachevsky**, PhD (Engineering), Associate Prof., Belarusian-Russian University.  
Phone: 8-029-939-50-96.

---

УДК 629.3

*В. П. Тарасик*

---

**ЧАСТОТНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ МЕХАТРОННОЙ СИСТЕМЫ  
УПРАВЛЕНИЯ ФРИКЦИОНАМИ ПЕРЕКЛЮЧЕНИЯ ПЕРЕДАЧ  
АВТОМАТИЧЕСКОЙ ТРАНСМИССИИ АВТОМОБИЛЯ**

---

UDC 629.3

*V. P. Tarasik*

---

**FREQUENCY CHARACTERISTICS OF THE MECHATRONIC CONTROL  
SYSTEM FOR FRICTION CLUTCHES IN THE GEARSHIFT MECHANISM OF  
AUTOMOBILE AUTOMATIC TRANSMISSION**

---

**Аннотация**

Изложена методика расчёта частотных характеристик системы управления. Приведены структурная схема и передаточные функции компонентов системы. Рассмотрены способы частотного анализа и необходимые условия для их использования. Приведены графики частотных характеристик мехатронной системы управления фрикционами автоматической трансмиссии автомобиля.

**Ключевые слова:**

автоматическая трансмиссия, мехатронная система управления, фрикцион переключения передач, пропорциональный электромагнит, регулятор давления, передаточная функция, частотная характеристика.

**Abstract**

The methods to calculate frequency characteristics of the control system are presented. The structural scheme and transfer functions of the system components are given. The methods of frequency analysis and necessary conditions for their use are considered. The diagrams of frequency characteristics of the mechatronic control system for friction clutches of the automobile automatic transmission are given.

**Key words:**

automatic transmission, mechatronic control system, friction clutch of the gearshift, proportional electromagnet, pressure regulator, transfer function, frequency characteristic.

---

В Белорусско-Российском университете создана мехатронная система автоматического управления (МСАУ) фрикционами автомобильной гидромеханической передачи (ГМП), посредством которых осуществляется автоматическое переключение передач трансмиссии. Функциональная и принципиальная схемы МСАУ приведены в [1], где подробно рассмотрены структура системы, принципиальная схема и процесс функционирования. В [2] изложена методика проектирования этой системы.

Созданная МСАУ предназначена

для управления процессом изменения давления в гидроциindre фрикциона и расходом рабочей жидкости, подаваемой в гидроцилиндр при включении и выключении фрикционов в процессе переключения передач [3]. Программа управления давлением и расходом жидкости формируется микропроцессорным контроллером ГМП в соответствии с заданным алгоритмом. Реализуемые характеристики управления давлением представлены в [4].

К системе управления фрикционами предъявляется комплекс требова-

ний по устойчивости и качеству процесса функционирования, характерных для любого автоматического устройства. МСАУ должна обеспечивать адекватное формирование управляющего давления на своем выходе, подаваемого в гидроцилиндр фрикциона. Переходные процессы функционирования механизмов МСАУ должны быстро затухать. Время переходного процесса  $t_{\Pi}$  и перерегулирование характеристик управления  $\sigma$  не должны превышать рекомендуемых нормативных значений. Высокое качество процесса регулирования давления должно обеспечиваться также при управляющих воздействиях на систему, формируемых ПИД-регулятором и поступающих в обмотку пропорционального электромагнита. Эти воздействия носят периодический характер, могут возбуждать вынужденные колебания механизмов МСАУ и нарушать процесс формирования характеристик управления. В этом случае необходимо обеспечить предотвращение возможности возникновения резонансных режимов колебаний.

Математическая модель МСАУ приведена в [1]. Она представляет собой систему нелинейных дифференциальных уравнений (1). Нелинейности объекта исследования обусловлены наличием нелинейных функций формируемых давлений и характеристик пропорционального электромагнита, перекрытием дросселирующих щелей золотникового клапана, характеристик сухого трения золотника, физическими свойствами регулируемых и нерегулируемых дросселей гидравлических механизмов системы (местные нелинейные потери давления).

Результаты моделирования и оценки качества переходных процессов созданной системы управления изложены в [1], где приведены графики этих процессов при ступенчатом воздействии управляющего сигнала – напряжения на выходе ШИМ-контроллера. Исследованы зависимости показателей качества

(времени переходного процесса  $t_{\Pi}$  и перерегулирования  $\sigma$ ) от основных параметров механизмов МСАУ (величины перекрытия дросселирующих щелей золотникового клапана, соотношения диаметров поясков золотника и диаметров дросселей обратной связи).

Важнейшее требование к системе автоматического управления – обеспечение устойчивости её функционирования в условиях непрерывно изменяющихся внешних возмущающих и управляющих воздействий. Устойчивость системы характеризует её работоспособность, заключающуюся в свойстве удерживать управляемые параметры в заданных пределах на всех режимах работы управляемого объекта, без резких отклонений от заданных характеристик.

Исследование устойчивости функционирования системы управления осуществляется частотными методами. В теории автоматического управления наиболее часто для этой цели используют годограф Найквиста и логарифмические частотные характеристики. Для их применения необходимо получить передаточную функцию разомкнутой системы управления, т. е. системы с отключённой обратной связью.

Передаточная функция может быть получена лишь для линейной динамической системы, описываемой линейными дифференциальными уравнениями. В случае нелинейных уравнений они подвергаются линеаризации. К линейным дифференциальным уравнениям применимо преобразование Лапласа, превращающее исходную систему дифференциальных уравнений в систему алгебраических уравнений с комплексными переменными.

Предположим, что на вход системы подаётся управляющее воздействие  $q(t)$ , а на её выходе реализуется управляемый процесс  $x(t)$ . Для получения передаточной функции системы управления в этом случае, используя преобразование Лапласа, преобразуют функ-

ции  $q(t)$  и  $x(t)$  в функции  $Q(s)$  и  $X(s)$ , аргументом которых вместо времени  $t$  будет комплексная переменная  $s$ . Функции  $q(t)$  и  $x(t)$  называют оригиналами, а  $Q(s)$  и  $X(s)$  – их изображениями по Лапласу.

Передаточной функцией  $W_x^q(s)$  называется отношение лапласова изображения исследуемого процесса  $X(s)$  к лапласову изображению воздействия на систему  $Q(s)$  при нулевых начальных условиях:

$$W_x^q(s) = X(s)/Q(s). \quad (1)$$

Передаточная функция представляет собой дробно-рациональную функцию комплексной переменной  $s = \alpha + j\omega$  с постоянными коэффициентами. При частотном анализе динамической системы принимают  $s = j\omega$ :

$$W_x^q(j\omega) = X(j\omega)/Q(j\omega). \quad (2)$$

Комплексные функции  $X(j\omega)$  и  $Q(j\omega)$  называют частотными характеристиками соответственно исследуемого процесса и внешнего воздействия, а  $W_x^q(j\omega)$  – комплексной частотной характеристикой системы (или сокращённо – частотной характеристикой). Частотную характеристику системы  $W_x^q(j\omega)$  можно представить в виде

$$W_x^q(j\omega) = U_x^q(\omega) + jV_x^q(\omega), \quad (3)$$

где  $U_x^q(\omega)$  – вещественная частотная характеристика, соответствующая проекции вектора  $W_x^q(j\omega)$  на вещественную ось  $\text{Re}$  комплексной плоскости,  $U_x^q(\omega) = \text{Re} W_x^q(j\omega)$ ;  $V_x^q(\omega)$  – мнимая частотная характеристика, соответствующая проекции вектора на мнимую ось  $\text{Im}$ ,  $V_x^q(\omega) = \text{Im} W_x^q(j\omega)$ .

Модуль и аргумент частотной характеристики определяются по следу-

ющим формулам:

$$A_x^q(\omega) = \sqrt{[U_x^q(\omega)]^2 + [V_x^q(\omega)]^2}; \quad (4)$$

$$\varphi_x^q(\omega) = \arctg[V_x^q(\omega)/U_x^q(\omega)]. \quad (5)$$

График зависимости  $A_x^q = f(\omega)$  называют амплитудно-частотной характеристикой системы (АЧХ), а график зависимости  $\varphi_x^q = f(\omega)$  – фазово-частотной характеристикой (ФЧХ). АЧХ и ФЧХ определяются в предположении, что воздействие  $q(t)$  носит гармонический характер.

$$q(t) = A_q \sin(\omega t + \varphi_0), \quad (6)$$

где  $A_q$  – амплитуда воздействия;  $\omega$  – круговая частота, рад/с;  $\varphi_0$  – начальная фаза.

АЧХ характеризует зависимость величины отношения амплитуды  $A_x$  исследуемого процесса  $x(t)$  к амплитуде  $A_q$  воздействия  $q(t)$  от частоты  $\omega$ , а ФЧХ – зависимость разности их фаз от частоты:

$$A_x^q(\omega) = A_x/A_q; \quad (7)$$

$$\varphi_x^q(\omega) = \varphi_x - \varphi_0. \quad (8)$$

Наиболее просто оценка устойчивости системы управления осуществляется методом логарифмических частотных характеристик. Поскольку математическая модель исследуемого объекта нелинейная, необходимо вначале произвести её линеаризацию.

Линеаризация нелинейных функций давления регулятора  $p_{p.d}$ , характеристики тока в обмотке пропорционального электромагнита  $I_{\text{э.м}}$ , потерь давления на дросселях и в гидромагистрали осуществлялась разложением их в ряд Тейлора, а характеристик типовых нелинейностей – проходных сечений дросселирующих щелей золотни-

кового клапана и сухого трения золотника – методом гармонической линеаризации [5, 6].

Применив преобразование Лапласа к линеаризованной системе уравне-

ний, получили передаточные функции системы управления и составили её алгоритмическую структурную схему, приведенную на рис. 1.

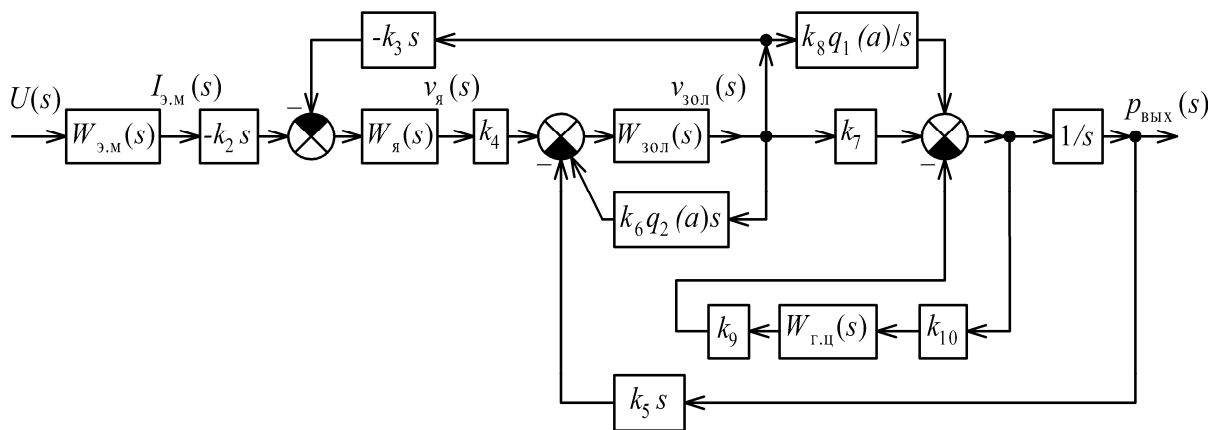


Рис. 1. Структурная схема мехатронной системы управления

Свойства электромагнита отображены в структурной схеме апериодическим звеном с передаточной функцией  $W_{э.м}(s)$ , свойства якоря электромагнита, золотникового клапана и гидросистемы привода гидроцилиндра фрикциона – колебательными звеньями с передаточными функциями соответственно  $W_{я}(s)$ ,  $W_{зол}(s)$  и  $W_{г.ц}(s)$ , а запорно-регулирующего органа золотникового клапана – интегрирующим звеном  $W_{вых}(s) = 1/s$ . Взаимодействие между ними осуществляется посредством пропорциональных звеньев.

Передаточные функции инерционных звеньев системы имеют вид:

$$W_{э.м}(s) = 1/(T_{э.м}s + 1); \quad (9)$$

$$W_{я}(s) = 1/(T_{я}^2 s^2 + 2\xi_{я}T_{я}s + 1); \quad (10)$$

$$W_{зол}(s) = 1/(T_{зол}^2 s^2 + 2\xi_{зол}T_{зол}s + 1); \quad (11)$$

$$W_{г.ц}(s) = 1/(T_{г.ц}^2 s^2 + 2\xi_{г.ц}T_{г.ц}s + 1), \quad (12)$$

где  $T_{э.м}$ ,  $T_{я}$ ,  $T_{зол}$ ,  $T_{г.ц}$  – постоянные времени, характеризующие инерцион-

ные свойства обмотки электромагнита, его якоря, золотника и поршня гидроцилиндра фрикциона с учётом массы рабочей жидкости в гидромагистрали соответственно,  $\xi_{я}$ ,  $\xi_{зол}$ ,  $\xi_{г.ц}$  – относительные коэффициенты затухания колебаний якоря, золотника и рабочей жидкости.

Значения постоянных времени для исследуемой МСАУ:  $T_{э.м} = 1,7647 \cdot 10^{-3}$ ;  $T_{я} = 3,4872 \cdot 10^{-4}$ ;  $T_{зол} = 6,1457 \cdot 10^{-3}$ ;  $T_{г.ц} = 6,3752 \cdot 10^{-4}$ . Очевидно, что система управления характеризуется малой инерционностью, следовательно, обладает высоким быстродействием.

Как видно из рис. 1, МСАУ является многоконтурной и содержит как местные, так и перекрещивающиеся обратные связи передачи сигналов между звеньями. Это существенно осложняет преобразование структурной схемы, однако не является неразрешимым препятствием.

Структурная схема даёт наглядное представление о взаимодействии механизмов автоматической системы. Она

отображает процесс формирования и прохождения информационных сигналов между компонентами системы при преобразовании этих сигналов инерционными звеньями.

Для применения метода логарифмических частотных характеристик при оценке устойчивости автоматической системы необходимо, чтобы передаточная функция разомкнутой системы  $W_p(s)$  представляла собой комбинацию из передаточных функций звеньев, согласно выражению [6]

$$W_p(s) = \frac{K}{s^r} \cdot \frac{\prod_{j=1}^m W_{\tau}(s)}{\prod_{i=1}^{n-r} W_T(s)}, \quad (13)$$

где  $K$  – результирующий коэффициент передачи автоматической системы;  $r$  – количество интегрирующих звеньев в системе.

В выражении (13) не допускается наличие суммирования передаточных функций, поскольку логарифм суммы не существует. Этому условию не отвечает исследуемая система управления. Из структурной схемы на рис. 1 видно, что на входах интегрирующего звена  $W(s) = 1/s$  и звена гидроцилиндра  $W_{г.ц}(s)$  происходит суммирование выходных сигналов звеньев с передаточными функциями  $W_{зол}(s)$ ,  $W_{г.ц}(s)$  с учётом пропорциональных звеньев  $k_7$ ,  $k_9$  и интегрирующего звена  $W(s) = k_8 q_1(a)/s$ . Следовательно, применение метода логарифмических частотных характеристик в данном случае невозможно.

Частотные характеристики системы управления можно всегда получить универсальным методом, заключающимся в интегрировании системы дифференциальных уравнений при подаче гармонического воздействия (6) на вход системы. После завершения переходного процесса в системе установятся гармо-

нические колебания. Определив амплитуды  $A_x$  установившихся процессов колебаний  $x(t)$ , по формуле (7) вычисляют АЧХ. Сравнивая фазы колебаний  $\varphi_x$  процессов  $x(t)$  с начальной фазой воздействия  $\varphi_q$ , согласно выражению (8), определяют ФЧХ.

Следует, однако, иметь в виду, что использование в этом случае линеаризованной системы уравнений чревато существенными погрешностями результатов исследований. Графики реальных процессов  $x(t)$  отклоняются от формы гармонической функции и могут значительно изменяться при различных частотах и амплитудах воздействия (на это обращалось внимание в [1], где была отмечена, в частности, существенная зависимость значений резонансных частот от параметров нелинейных элементов системы). Поэтому наиболее целесообразно определять частотные характеристики на основе исходной нелинейной математической модели.

Для получения частотных характеристик мехатронной системы управления фрикционными переключения передач автоматической трансмиссии использована математическая модель (1), приведенная в [1]. На входе системы (см. рис. 1) задавалось гармоническое воздействие

$$U(t) = U_0 + A_U \sin(\omega t + \varphi_0), \quad (14)$$

где  $U_0$  – среднее значение воздействия, соответствующее рабочей точке координаты регулятора давления  $x_{я0}$ ;  $A_U$  – амплитуда воздействия;  $\varphi_0$  – начальная фаза.

При моделировании полагали, что получаемые графики изменения исследуемых процессов  $x(t)$  достаточно близки к гармоническим.

$$x(t) = x_0 + A_x \sin(\omega t + \varphi_x), \quad (15)$$

где  $x_0$  – средние значения исследуемых

процессов  $x(t)$ ;  $A_x$ ,  $\varphi_x$  – амплитуды колебаний и фазовые углы этих процессов.

Выполнение исследований начинается с оценки значений резонансных или собственных частот системы, что необходимо для выбора диапазона изменения частоты внешнего воздействия  $U(t)$  на объект. В первом приближении для этого можно использовать информацию о постоянных времени  $T_i$  инерционных звеньев автоматической системы. Приблизённо собственные частоты найдём из соотношений  $\omega_{ci} = 1/T_i$ . Значения  $\omega_c$  в данном случае находятся в пределах 163...2868 рад/с (26...456 Гц). Вычисление частотных характеристик выполнялось в диапазоне  $\omega = 0...3140$  рад/с (0...500 Гц).

Методика определения АЧХ заключалась в следующем. Варьируя частотой воздействия  $\omega$  в принятых пределах с шагом  $\Delta\omega$ , осуществляли интегрирование системы уравнений математической модели. Значения АЧХ вычисляли после завершения переходного процесса. Время переходного процесса  $t_{\Pi}$  принимали в пределах  $t_{\Pi} = (2...3)\pi/\omega_c$ . Исследованиям подвергались параметры процессов, характеризующих качество функционирования всех компонентов МСАУ: величина тока в обмотке электромагнита  $I_{\text{э.м}}$ ; перемещение якоря электромагнита  $x_{\text{я}}$ ; давление регулятора  $p_{\text{р.д}}$ ; перемещение золотника  $x_{\text{зол}}$ ; давление на выходе золотникового клапана  $p_{\text{вых}}$ ; давление в гидроцилиндре фрикциона  $p_{\text{г.ц}}$ . По графикам результатов интегрирования находили максимальные положительные отклонения  $x_{\text{max}}$  всех исследуемых процессов от средних значений  $x_0$  и принимали их в качестве амплитуд установившихся колебаний этих процессов  $A_x = x_{\text{max}} - x_0$ , а также определяли время сдвига графика процесса  $x(t)$  относительно графика воздействия  $q(t)$ .

Затем по формуле (7) вычисляли АЧХ, а ФЧХ находили из выражения

$$\varphi_x^q(\omega) = -360(t_x^q/T_q), \quad (16)$$

где  $t_x^q$  – время сдвига  $x(t)$  относительно  $q(t)$ ;  $T_q$  – период гармонического воздействия на входе системы управления  $q(t) = U(t)$ ,  $T_q = T_U = 2\pi/\omega$ .

На рис. 2 показаны графики установившихся колебаний перемещения золотника  $x_{\text{зол}}$  и давления на выходе золотникового клапана  $p_{\text{вых}}$  после завершения переходного процесса, а также график воздействия – напряжения  $U$ , подаваемого на обмотку пропорционального электромагнита с частотой  $\omega = 100$  рад/с ( $\nu = 15,915$  Гц). На графиках отображены параметры, используемые при вычислениях АЧХ и ФЧХ.

При непосредственном применении формулы (7) значения АЧХ получают с соответствующими единицами измерения. Например, единицей измерения АЧХ перемещения золотника будет миллиметр на вольт (или метр на вольт в СИ).

Для получения искомых значений стандартных показателей качества процесса функционирования системы используются безразмерные АЧХ. Приведение АЧХ к безразмерному виду осуществляется с помощью нормирующего коэффициента  $N_x$ , представляющего собой отношение амплитуды воздействия  $A_q$  к среднему значению исследуемого процесса  $x_0$ , т. е. к амплитуде процесса  $x(t)$  при нулевой частоте  $\omega = 0$ :

$$N_x = A_q/x_0. \quad (17)$$

Безразмерные значения АЧХ вычисляются из выражения

$$A_x^q(\omega) = (A_x/A_q)N_x. \quad (18)$$



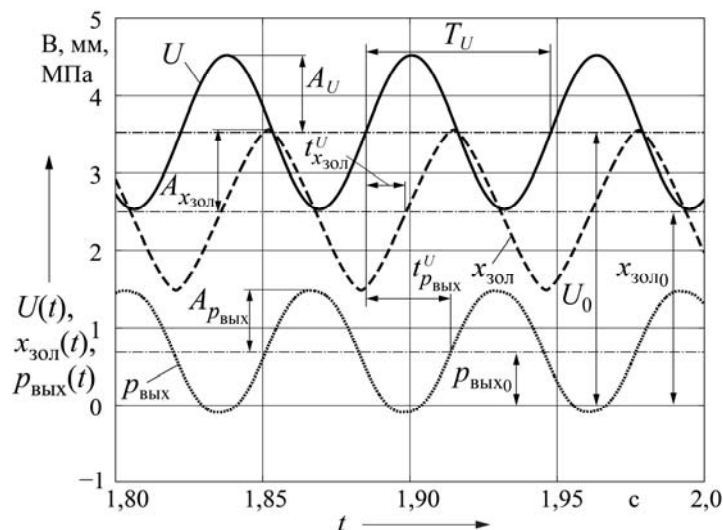


Рис. 2. Графики установившихся колебаний исследуемых процессов МСАУ с отображением параметров, используемых при определении АЧХ и ФЧХ

Для вычислений АЧХ и ФЧХ были разработаны и использованы специальные компьютерные программы.

Значения  $x_0$  для каждого исследуемого процесса вычислены путём решения системы алгебраических уравнений, описывающих статическое состояние механизмов МСАУ при выбранной величине  $U_0 = 3,5265$  В. При этом использовались уравнения (10), приведенные в [1]. Принятому  $U_0$  соответствуют статические значения исследуемых процессов:  $I_0 = 0,2074$  А;  $x_{я0} = 0,045$  мм;  $p_{р.д0} = 0,71453$  МПа;  $x_{зол0} = 2,6206$  мм;  $p_{вых0} = 0,68943$  МПа;  $p_{г.ц0} = 0,68936$  МПа.

На рис. 3, а–е приведены полученные АЧХ исследуемых процессов МСАУ, а на рис. 4 – ФЧХ перемещения золотника  $\varphi_{x_{зол}}^U(\nu)$  и давления на выходе золотникового клапана  $\varphi_{p_{вых}}^U(\nu)$ .

АЧХ и ФЧХ позволяют оценивать качество функционирования и устойчивость автоматической системы при осуществлении управления объектом (в данном случае – фрикционом гидро-

механической передачи). Управляющее воздействие  $U(t)$  носит переменный, как правило, периодический характер, что может приводить к неустойчивой работе, возникновению резонансных колебаний с большими амплитудами. Такой режим работы автоматической системы недопустим.

АЧХ даёт представление о динамических свойствах системы при переменных периодических управляющих воздействиях и позволяет выявлять резонансные режимы. Относительные безразмерные значения АЧХ представляют собой по существу зависимости коэффициентов динамичности процессов от частоты воздействия. Интервал частот воздействия, при котором АЧХ  $A_x^q(\nu)$  превышает значение  $0,707x_0$ , называют полосой пропускания системы. В полосе пропускания автоматическая система может воспроизводить высокочастотные помехи и существенно ухудшать показатели качества процесса управления. Поэтому желательно, чтобы ширина полосы пропускания была как можно меньше.

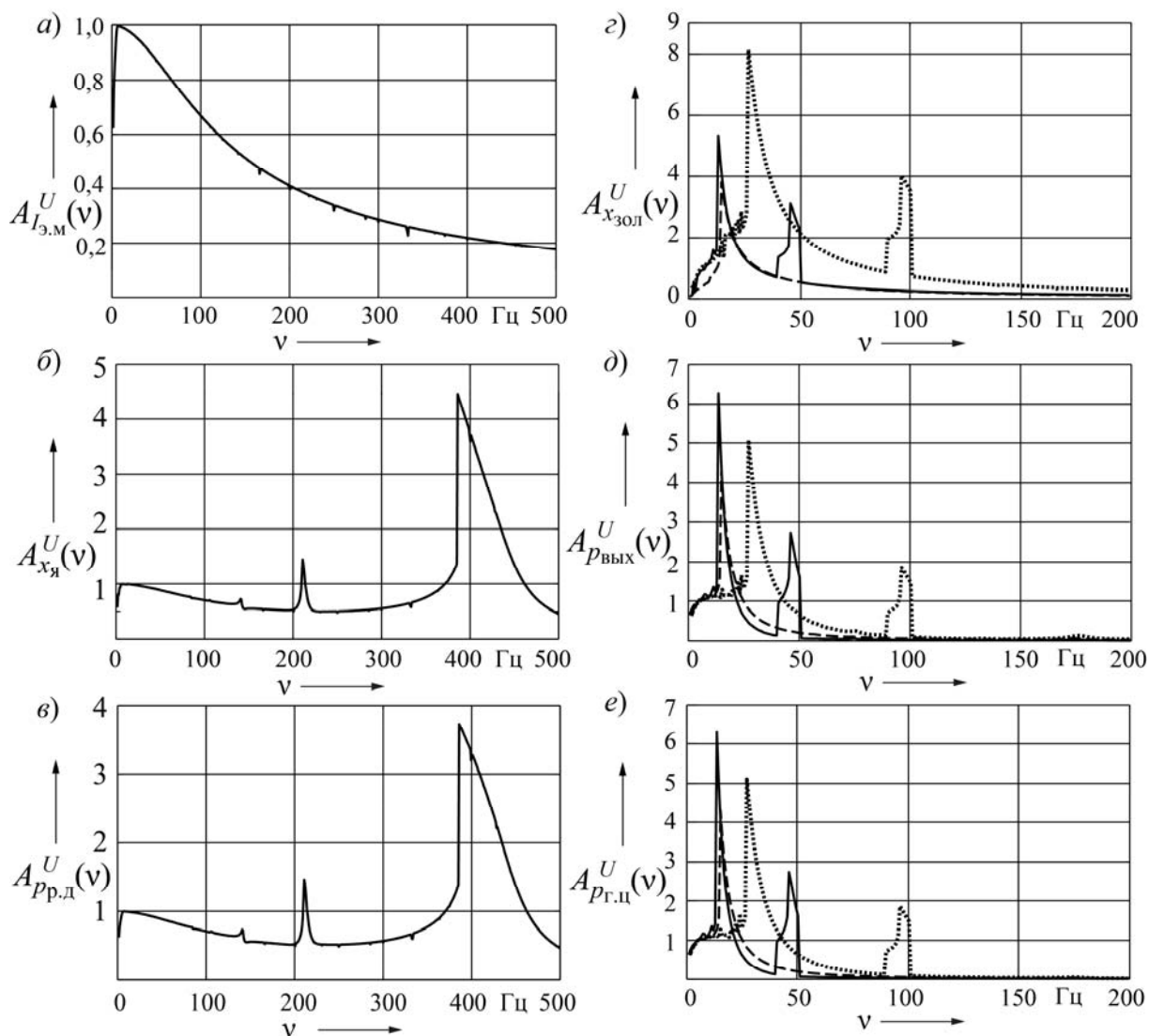


Рис. 3. Амплитудно-частотные характеристики регулятора давления (а, б, в) и регулятора-распределителя МСАУ (з, д, е)

АЧХ, представленные на рис. 3, а–в, характеризуют свойства регулятора давления механизма управления фрикционом, а приведенные на рис. 3, з–е – свойства золотникового клапана регулятора-распределителя. Рассматривались три варианта конструктивного исполнения золотникового клапана, исследования переходных характеристик которого приведены в [1]. Первый вариант соответствовал образцу механизма, принятому к производству. Параметры этого варианта: соотношение диаметров поясков золотника  $d_6/d_M = 1,083$ ; диа-

метры дросселей обратной связи и межкамерного  $d_{о.с} = d_{м.к} = 0,8$  мм; величина перекрытия дросселирующих щелей золотника  $\Delta_{п} = 0,2$  мм. Второй вариант –  $\Delta = 0$  и  $d_{о.с} = d_{м.к} = 0,8$ ; третий –  $\Delta_{п} = 0,2$  и  $d_{о.с} = d_{м.к} = 1,5$ . Установлено, что изменение параметров золотникового клапана не отражается на частотных характеристиках регулятора давления. Это достигнуто установкой дросселя между рабочей камерой регулятора давления и камерой управления золотниковым клапаном – межкамерно-

го дросселя [1, рис. 2].

Как видно из рис. 3, *a*, резонансных режимов колебаний тока в обмотке электромагнита не наблюдается. Перемещение якоря электромагнита  $x_{\text{я}}$  имеет две резонансные частоты:  $\nu_{p1} = 210,9$  Гц и  $\nu_{p2} = 386$  Гц. При  $\nu_{p1}$  коэффициент динамичности и примыкающая полоса пропускания незначительны, поэтому регулятор давления обеспечивает устойчивое управление давлением  $p_{\text{р.д}}$  в пределах частоты до 380 Гц (рис. 5, *в*). Более высокая частота воздействия маловероятна.

АЧХ золотникового клапана представлены на рис. 3, *г–е*. Они существенно отличаются от АЧХ регулятора давления. Количество резонансных режимов колебаний золотника  $x_{\text{зол}}$  и значение коэффициента динамичности зависят от конструктивного исполнения золотникового клапана. АЧХ первого варианта конструктивного исполнения изображены на рис. 3, *г–е* сплошной линией, второго – штриховой линией, третьего – пунктиром. В первом варианте  $\nu_{p1} = 13,53$  Гц,  $\nu_{p2} = 46,15$  Гц; в третьем –  $\nu_{p1} = 27,06$  Гц,  $\nu_{p2} = 96,29$  Гц. Вторая резонансная частота возникает вследствие влияния положительного перекрытия. С уменьшением диаметров дросселей золотникового клапана  $d_{\text{о.с}}$  и  $d_{\text{м.к}}$  резонансные частоты снижаются, а полосы пропускания сужаются, т. е. результат оказывается противоречивым, поскольку улучшение показателей качества функционирования достигается повышением значений резонансных частот и снижением полосы пропускания. Аналогичные противоречия наблюдаются при увеличении диаметров дросселей (пунктирные линии на рис. 3, *г–е*).

Наилучшие динамические свойства золотникового клапана достигаются при нулевом перекрытии дросселирующих щелей  $\Delta_{\text{п}} = 0$ . Однако такой

вариант создаёт технологические проблемы точности изготовления золотниковой пары. Отрицательное же перекрытие неприемлемо из-за увеличения расхода рабочей жидкости на слив в процессе регулирования, что приводит к нестабильной работе системы управления на низкочастотных режимах вращения двигателя, когда возникает дефицит подачи насоса гидросистемы. Поэтому рекомендуется использовать положительное перекрытие, желательно в пределах  $\Delta_{\text{п}} = 0,1 \dots 0,2$  мм.

На рис. 4 приведены фазово-частотные характеристики перемещения золотника  $\varphi_{x_{\text{зол}}}^U(\nu)$  и давления на выходе  $\varphi_{p_{\text{вых}}}^U(\nu)$  золотникового клапана с положительным перекрытием дросселирующих щелей. В полосе пропускания, примыкающей к первому резонансному режиму, сдвиг по фазе устремляется к частоте  $-\pi$  рад (минус 180 град), причём сдвиг по фазе графика давления  $p_{\text{вых}}(t)$  относительно гармонического сигнала воздействия  $U(t)$  существенно больший, чем сдвиг графика перемещения золотника  $x_{\text{зол}}(t)$ . Но частоты колебаний всех трёх процессов  $x_{\text{зол}}(t)$ ,  $p_{\text{вых}}(t)$  и  $U(t)$  одинаковы (см. рис. 2).

В полосе пропускания, примыкающей ко второму резонансу  $\nu_{p2}$ , характер взаимного изменения амплитуд колебаний этих процессов претерпевает существенные изменения. Происходит автоматическая перенастройка частоты колебаний золотника и графика выходного давления. Их частота становится в три раза меньше, чем частота воздействия  $U(t)$ . Графики колебаний процессов  $x_{\text{зол}}(t)$ ,  $p_{\text{вых}}(t)$  и  $U(t)$  при вхождении во вторую полосу пропускания при частоте  $\nu = 41,38$  Гц ( $\omega = 260$  рад/с) показаны на рис. 5, *a*, а при резонансной частоте  $\nu_{p2} = 46,15$  Гц ( $\omega_{p2} = 290$  рад/с) – на рис. 5, *б*.

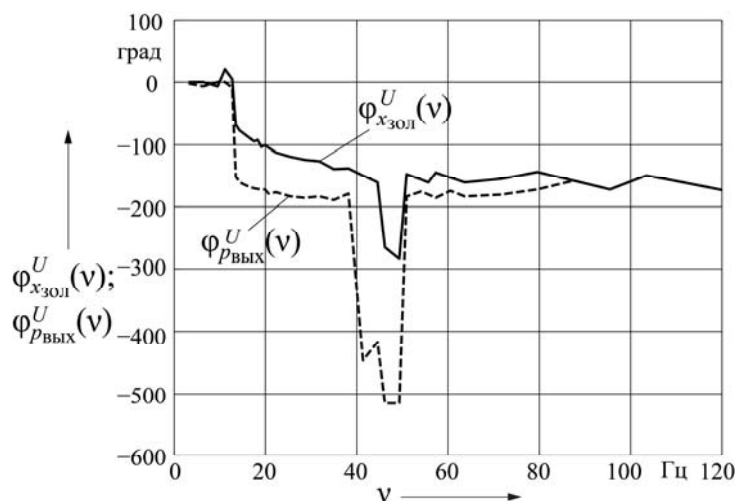


Рис. 4. Фазово-частотные характеристики золотникового клапана с положительным перекрытием

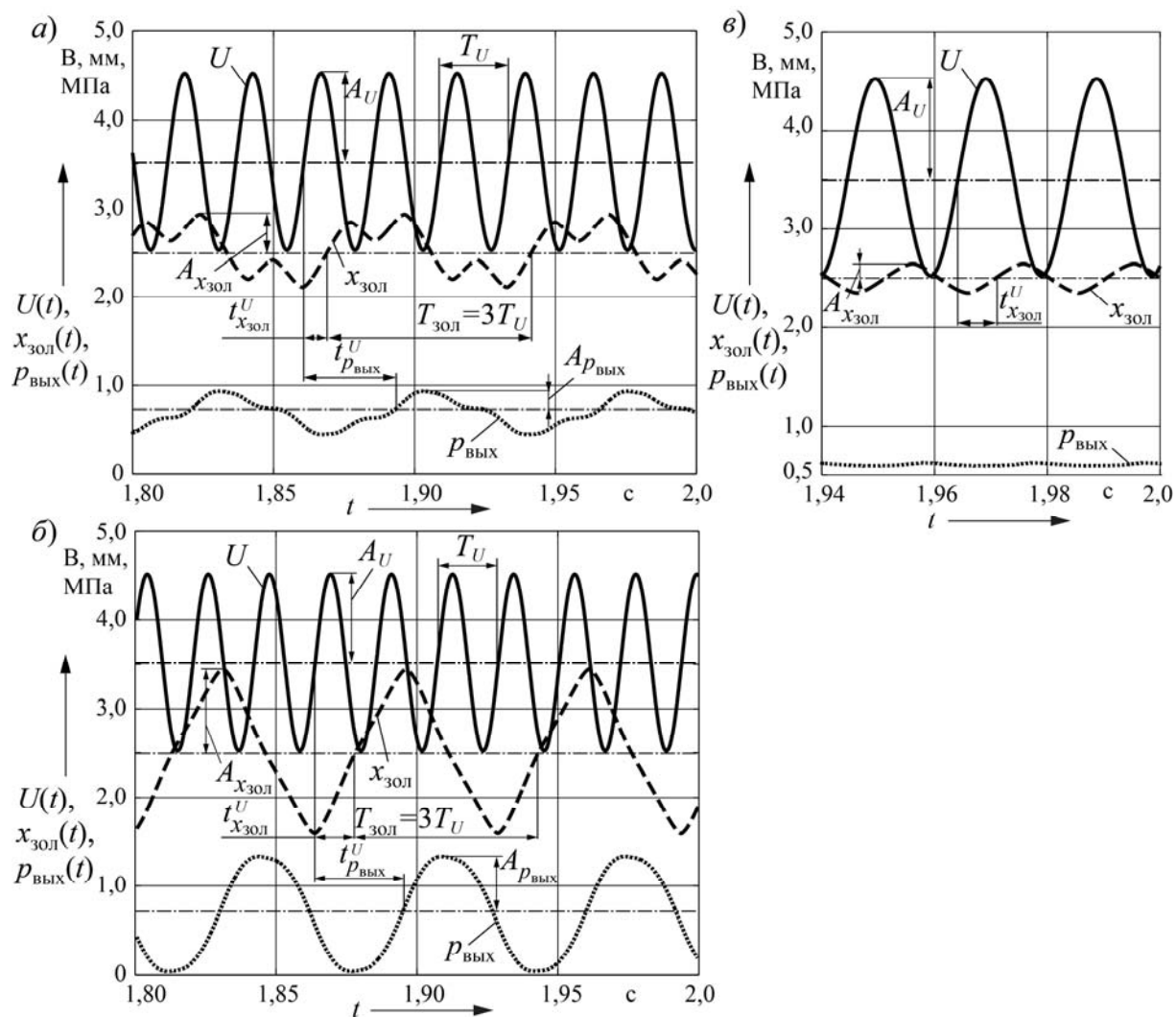


Рис. 5. Графики установившихся колебаний золотника  $x_{зол}$  и выходного давления  $p_{вых}$  в зависимости от частоты  $\nu$  управляющего воздействия  $U$  : а – при частоте воздействия  $\nu = 41,38$  Гц; б – при  $\nu = 46,15$  Гц; в – при  $\nu = 50$  Гц

Эти графики дают наглядное представление о прохождении перестройки колебательных процессов  $x_{\text{зол}}(t)$  и  $p_{\text{вых}}(t)$ . Они существенно отклоняются от гармонической характеристики воздействия  $U(t)$ . При этом сдвиг по фазе между ними возрастает и достигает на резонансной частоте  $\nu_{p2}$  для перемещения золотника  $\varphi_{x_{\text{зол}}}^U(\nu)_{\text{max}} = 243$  град, а для давления –  $\varphi_{p_{\text{вых}}}^U(\nu)_{\text{max}} = 527$  град.

При выходе из полосы пропускания, примыкающей к резонансу  $\nu_{p2}$ , исходная частота колебаний процессов  $x_{\text{зол}}(t)$  и  $p_{\text{вых}}(t)$  восстанавливается и сдвиг по фазе сокращается, что видно из рис. 5, г. Амплитуды колебаний этих процессов резко уменьшаются.

У золотникового клапана с нулевым перекрытием эффект перенастройки частоты колебаний отсутствует.

### Выводы

1. Предложена методика определения амплитудно-частотных и фазово-частотных характеристик системы автоматического управления, основанная на использовании результатов интегрирования системы нелинейных дифференциальных уравнений математической модели исследуемого объекта.

2. Получены АЧХ и ФЧХ мехатронной системы управления фрикционными гидромеханической передачи с автоматическим переключением передач, на основе которых выполнена оценка показателей качества процесса функционирования и устойчивости созданной МСАУ для карьерных самосвалов БелАЗ.

3. Получены значения резонансных частот и коэффициентов динамичности процессов функционирования компонентов МСАУ, определены полосы пропускания вибраций при осу-

ществлении управления с периодическим характером изменения управляющего воздействия.

4. Резонансная частота регулятора давления существенно выше (в 4–10 раз) резонансных частот регулятора-распределителя и почти не оказывает влияния на динамичность характеристики формируемого выходного давления МСАУ.

5. Установлено, что АЧХ регулятора давления созданной МСАУ не зависят от параметров золотникового клапана регулятора-распределителя, формирующего выходной сигнал давления управления фрикционным гидромеханической передачи. Это достигнуто установкой дросселя между рабочей камерой регулятора давления и камерой управления золотниковым клапаном – межкамерного дросселя.

6. Выбор конструктивных параметров золотникового клапана регулятора-распределителя существенно влияет на показатели качества процессов управления давлением фрикционных гидромеханической передачей. Минимальные коэффициенты динамичности колебаний золотника и выходного давления достигаются при нулевом перекрытии дросселирующих щелей золотникового клапана. Увеличение диаметров дросселя обратной связи золотникового клапана и межкамерного дросселя сдвигает резонансные частоты в область более высоких частот и приводит к возрастанию коэффициента динамичности.

7. В полосе пропускания, перекрывающей вторую резонансную частоту колебаний золотникового клапана с положительным перекрытием, происходит автоматическая перенастройка колебательного процесса, сопровождаемая снижением частоты колебаний золотника в 3 раза по сравнению с частотой управляющего воздействия, а их колебания происходят в противофазе. При нулевом перекрытии такой эффект отсутствует.

8. Применение предложенной методики позволяет проектировать системы автоматического управления с вы-

сокими показателями качества и устойчивости процесса функционирования.

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Тарасик, В. П.** Моделирование мехатронной системы управления фрикционами переключения передач автоматической трансмиссии автомобиля / В. П. Тарасик // Вестн. Белорус.-Рос. ун-та. – 2017. – № 2 (55). – С. 108–118.
2. **Тарасик, В. П.** Методика проектирования механизма управления фрикционами гидромеханической передачи на основе математического моделирования процесса его функционирования / В. П. Тарасик, В. С. Савицкий // Грузовик. – 2016. – № 6. – С. 3–12.
3. Двухступенчатый электрогидравлический механизм управления давлением : пат. 2 459 982 РФ, МПК F 15B 13/043; F 16H 61/06. / В. П. Тарасик, Н. Н. Горбатенко, И. М. Дычкин и др. ; заявитель и патентообладатель Белорус.-Рос. ун-т ; заявл. 30.11.2010 ; опубл. 27.08.2012. Бюл № 24. – 13 с.
4. Мехатронная система управления гидромеханической передачей карьерных самосвалов БелАЗ / В. П. Тарасик, Н. Н. Горбатенко, Р. В. Плякин, А. Н. Егоров, В. В. Региня // Грузовик. – 2011. – № 2. – С. 2–11.
5. **Ксенович, И. П.** Теория и проектирование автоматических систем / И. П. Ксенович, В. П. Тарасик. – Москва : Машиностроение, 1996. – 479 с.
6. **Бесекерский, В. А.** Теория систем автоматического управления / В. А. Бесекерский, Е. П. Попов. – Санкт-Петербург : Профессия, 2003. – 752 с.

*Статья сдана в редакцию 30 июня 2017 года*

**Владимир Петрович Тарасик**, д-р техн. наук, проф., Белорусско-Российский университет.  
E-mail: avto@bru.mogilev.by.

**Vladimir Petrovich Tarasik**, DSc (Engineering), Prof., Belarusian-Russian University.  
E-mail: avto@bru.mogilev.by.

## СТРОИТЕЛЬСТВО. АРХИТЕКТУРА

УДК 624.012.35

*С. С. Гомон, А. П. Павлюк*

### РАБОТА БАЛОК ИЗ ЦЕЛЬНОЙ И КЛЕЕНОЙ ДРЕВЕСИНЫ ПРИ КОСОМ ИЗГИБЕ

UDC 624.012.35

*S. S. Gomon, A. P. Pavluk*

### WORKING PECULIARITIES OF SOLID AND GLUED LAMINATED WOOD BEAMS UNDER THE EFFECT OF SLANTING BEND

#### **Аннотация**

Изложены методика и результаты экспериментальных исследований работы балок из цельной и клееной древесины при действии косоугольного изгиба. Проанализированы и обобщены возможности материала и особенности работы элементов из древесины.

#### **Ключевые слова:**

древесина, несущая способность, косоугольный изгиб, деформации, напряжения, жесткость.

#### **Abstract**

The article presents the methods and results of experimental studies of the work of beams made of solid and glued wood under the effect of slanting bend. The possibilities of the material are analyzed and generalized as well as the working characteristics of wood elements.

#### **Key words:**

wood, bearing capacity, slanting bending, strain, stress, stiffness.

#### **Введение**

Современное строительство, которое ведется в нынешних условиях в больших масштабах, выступает одной из наиболее материалоемких отраслей. Поэтому для уменьшения материалоемкости строительства необходимо использование легких материалов, в том числе древесины. Рост объемов применения древесины в разных частях зданий и сооружений требует проведения новых экспериментальных исследований элементов деревянных конструк-

ций, работающих в условиях сложного напряженного состояния. Как известно, одним из наиболее распространенных видов работы конструкций зданий и сооружений является изгиб, который в зависимости от направления действия нагрузки относительно главных осей сечения элемента может быть прямым или косым [1]. Прямой изгиб балок из цельной и клееной древесины при воздействии одноразовых, длительных, повторных нагрузок, различных температурно-влажностных факторов исследо-

ван в достаточно полной мере [2–6]. Тогда как косою изгиб требует более глубокого изучения.

### Основная часть

В существующих нормах [7, 8] при расчете нормальных напряжений при косом изгибе принято, что направление действия нагрузки (силовая линия) проходит через ось балки. При этом изгибающий момент, возникающий в поперечном сечении балки, согласно принципу независимости действия сил, можно разложить на два момента, действие которых прикладывают через главные оси сечения. Таким образом, косою изгиб рассматривают как совместное действие двух плоских изгибов во взаимно перпендикулярных плоскостях [9].

В реальных условиях эксплуатации далеко не всегда направление дей-

ствия силы проходит через геометрический центр поперечного сечения элемента. В этих случаях на балку действует пара противоположно направленных сил, которые вызывают, кроме косою изгиба, возникновение крутящего момента. Вместе с тем балки и при прямом изгибе также могут подвергаться воздействию косою деформирования из-за различной плотности, дефектов и анизотропии древесины, неточности при изготовлении и монтаже.

Учитывая вышеизложенные факты, было принято решение сначала провести испытания балок из цельной древесины при различных видах опирания и приложения нагрузки, обеспечивающих работу балок в чисто косою изгибе, для определения оптимальной схемы. Разделение балок на серии, названия опытных образцов, их углы наклона при испытании приведены в табл. 1.

Табл. 1. Разделение образцов на серии

Серия	Группа			Угол наклона, град		Название образца	Размер образцов, мм
	1	2	3	10	25		
1	+	–	–	+	–	Б-1	50,1 × 80,1
	+	–	–	+	–	Б-2	50,1 × 80,1
	–	+	–	+	–	Б-3	50,2 × 79,9
	–	+	–	+	–	Б-4	50,1 × 80,1
	–	–	+	+	–	Б-5	50,8 × 80,1
	–	–	+	+	–	Б-6	50,8 × 80,2
	–	+	–	–	+	Б-7	50,2 × 80,1
	–	+	–	–	+	Б-8	49,9 × 80,2
2	–	+	–	+	–	БДК-1	100,1 × 150,1
	–	+	–	+	–	БДК-2	100,1 × 149,9
	–	+	–	–	+	БДК-3	100,0 × 150,2
	–	+	–	–	+	БДК-4	100,2 × 150,1

Балки Б-1...Б-8 изготавливались из цельной древесины длиной 1650 мм, тогда как балки БДК-1...БДК-4 – из клееной древесины длиной 3000 мм. Нагруз-

ка на балки прикладывалась двумя сосредоточенными силами в средней трети пролета. Испытания всех опытных образцов проводились согласно [10]. Раз-



деление образцов на группы в зависимости от характера опирания и приложения нагрузки выполнялось в соответствии с [11].

На основе проведения испытаний трех групп образцов первой серии была выбрана оптимальная схема опирания балки и приложения нагрузки, соответ-

ствующей второй группе, поскольку устройство связей не только ограничивало деформации кручения, но и увеличивало их несущую способность. Затем была исследована работа балок из клееной древесины при углах наклона 10 и 25°. Схема опытной установки при этом приведена на рис. 1.

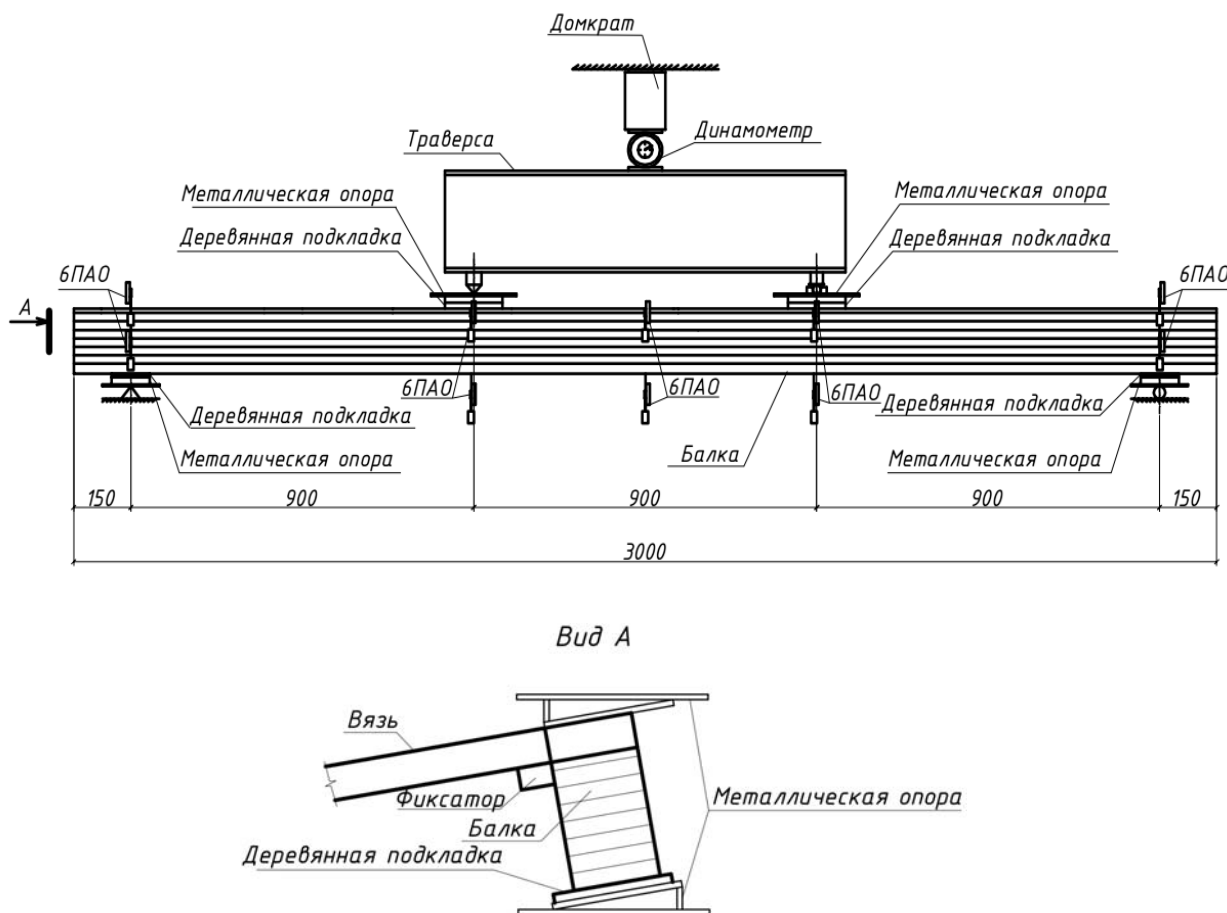


Рис. 1. Схема испытаний балок из клееной древесины второй серии

Нагрузка при исследовании балок прикладывалась ступенями. Размер ступени роста усилия при нагрузке образцов принят не более 0,08 разрушающего усилия. На каждой ступени нагрузки проводились замеры со всех измерительных приборов (динамометра, прогибомеров и тензодатчиков). Прогибы измерялись в направлениях осей  $y-y$  и  $z-z$ . После обработки экспериментальных данных строились графики зависимости полных прогибов балок от изгиба-

ющих моментов и контролировалась величина загрузки, при которой наступал предельный прогиб согласно действующим нормам [7, 8, 12]. Величины прогибов фиксировались от начала приложения нагрузки до достижения 80 % от предполагаемой разрушающей силы, после чего прогибомеры снимались. Значения полных прогибов вычислялись по формуле

$$w = \sqrt{w_y^2 + w_z^2}, \quad (1)$$

где  $w_y$  – прогиб в плоскости  $y-y$ , мм;  
 $w_z$  – прогиб в плоскости  $z-z$ , мм.

Предельные значения прогибов составляли:

– для балок первой серии

$$w_{fin} = \frac{l}{150} = \frac{1500}{150} = 10 \text{ мм};$$

– для балок второй серии

$$w_{fin} = \frac{l}{150} = \frac{2700}{150} = 18 \text{ мм}.$$

Как видно из диаграммы деформации, прогибы балок третьей группы Б-5 и Б-6 (поперечное сечение – параллелограмм) больше по сравнению с прогибами балок первой группы Б-1 и Б-2 (прямоугольное поперечное сечение). Поэтому можно сделать вывод, что подрез балок по всей длине для обеспечения чистого косоугольного изгиба без кручения [9] является нецелесообразным и неэффективным по сравнению с балками прямоугольного сечения с подкладками. Из графика также видно, что прогибы балок второй группы меньше по сравнению с прогибами других балок.

В связи с чем можно считать, что сечение балок второй группы и устройство дополнительных связей эффективны, поскольку наблюдается уменьшение деформации и увеличение несущей способности изгибаемых элементов, находящихся в условиях косоугольного изгиба.

На рис. 2 приведены графики изменения полных прогибов балок первой серии в зависимости от прироста изгибающих моментов.

На основе построенных графиков определялись значения изгибающих моментов, при которых наступали предельные прогибы (табл. 2).

Величины относительных деформаций различных слоев древесины по высоте балок фиксировались с помощью тензодатчиков и тензометрической системы СИИТ-3. Датчики наклеены посередине пролета балки по периметру сечения. Диаграммы деформирования различных слоев древесины сжатой и растянутой зон на примере балок Б-3, Б-5 и Б-7 первой серии приведены на рис. 3–5. Справа от диаграмм показаны схемы расположения датчиков и их номера.

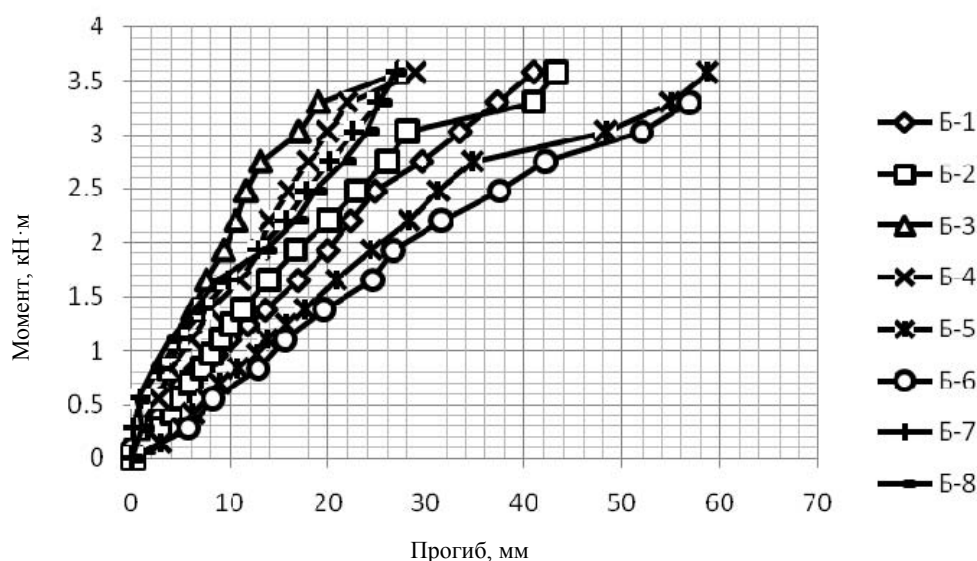


Рис. 2. График изменения полного прогиба балок первой серии

Табл. 2. Моменты при предельных прогибах балок первой серии

Балка	Предельный прогиб, мм	Изгибаемый момент, кН·м
Б-1	10	1,03
Б-2		1,25
Б-3		2,1
Б-4		2,2
Б-5		0,65
Б-6		0,8
Б-7		1,57
Б-8		1,7

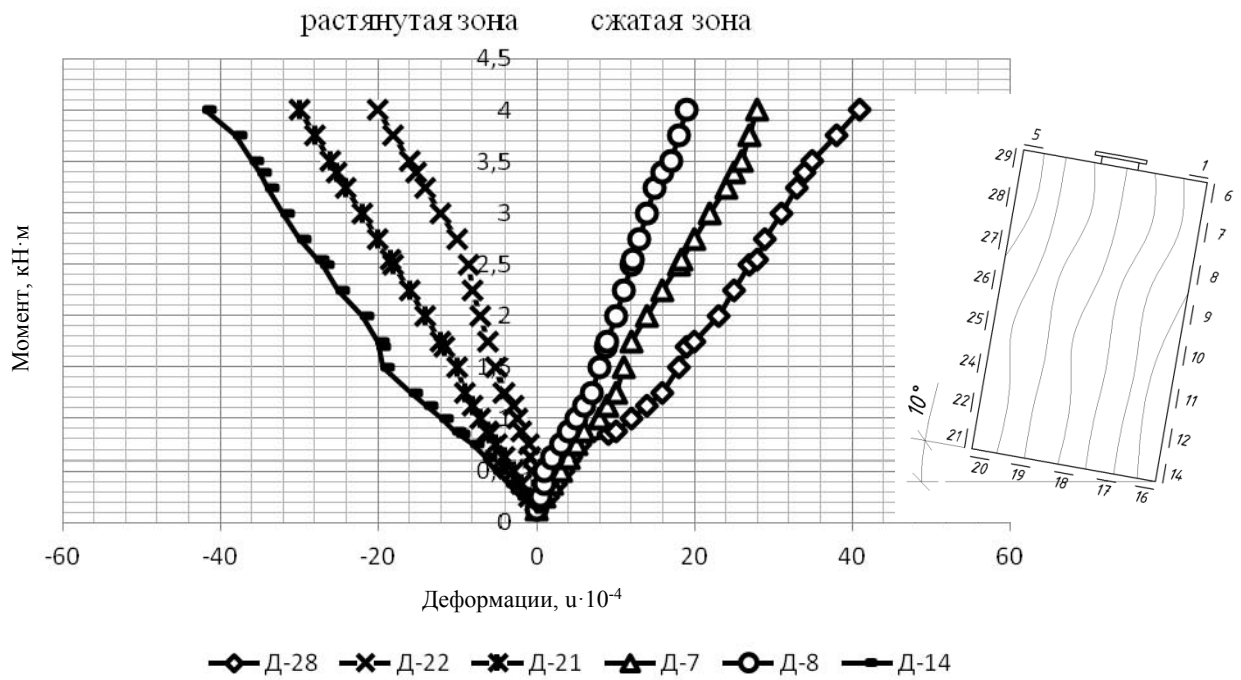


Рис. 3. Диаграмма деформирования различных слоев древесины сжатой и растянутой зон балки Б-3 при угле наклона  $10^\circ$

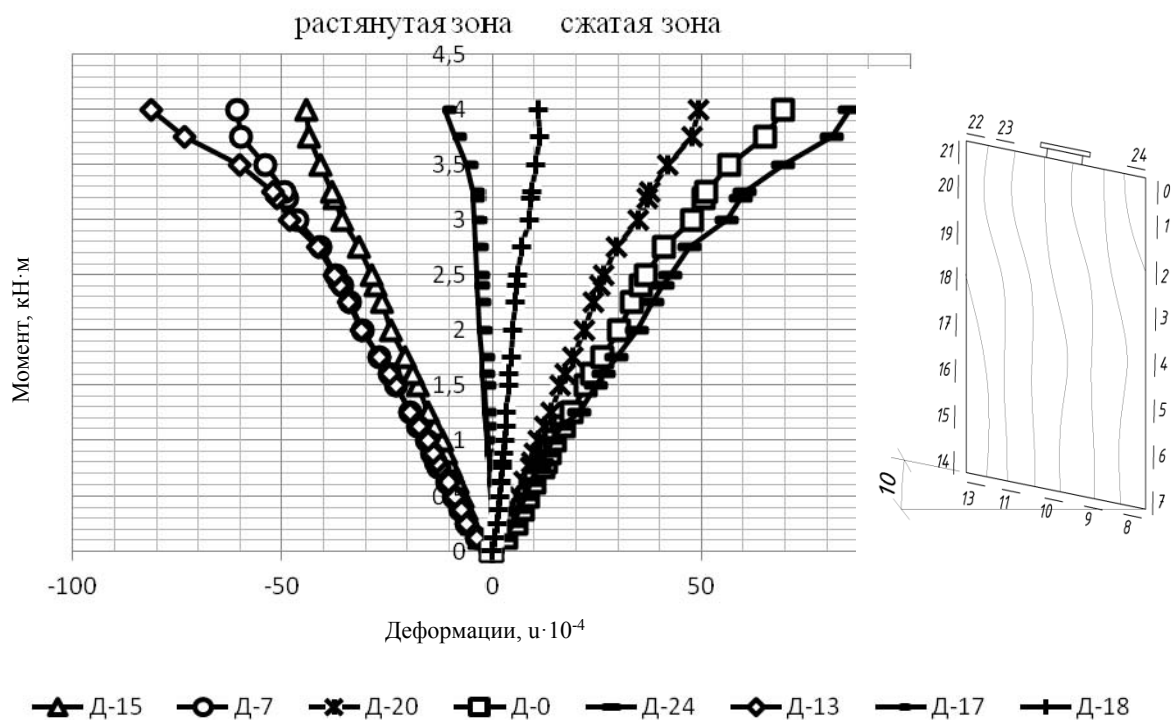


Рис. 4. Диаграмма деформирования различных слоев древесины сжатой и растянутой зон балки Б-5 при угле наклона  $10^\circ$

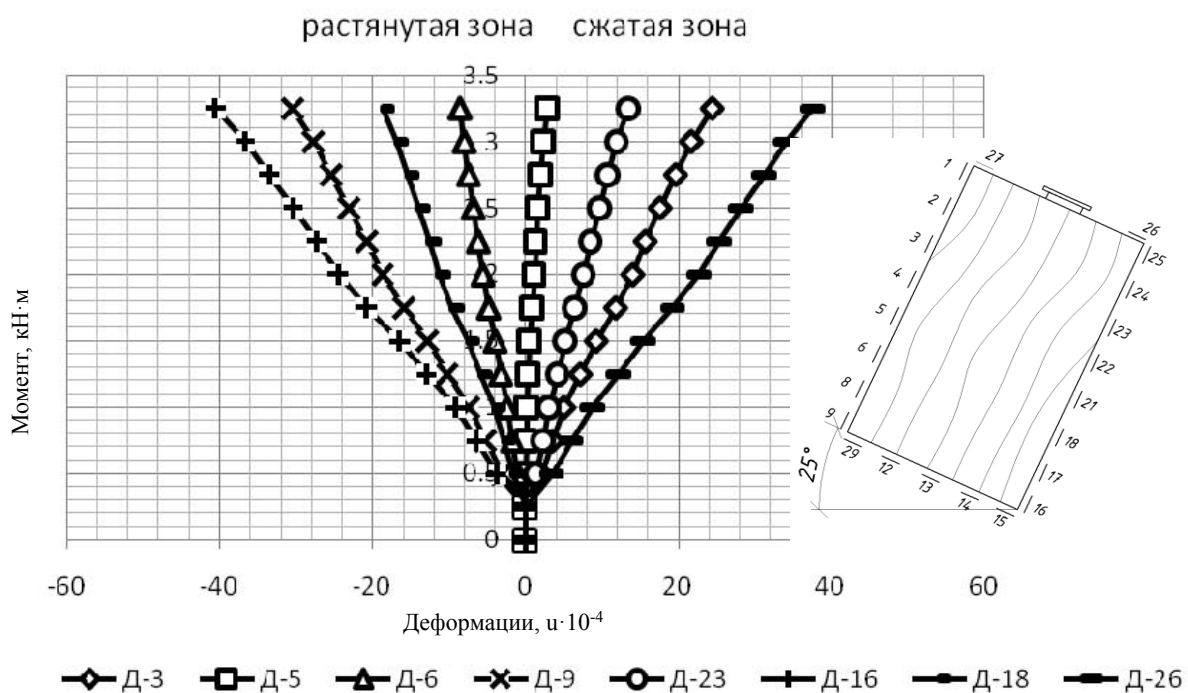


Рис. 5. Диаграмма деформирования различных слоев древесины сжатой и растянутой зон балки Б-7 при угле наклона  $25^\circ$

Положение нейтральной линии в сечении косоизгибаемых образцов балок определяли с помощью линейной интерполяции по полученным экспериментальным значениям деформаций различных слоев древесины, т. к. этот способ является наиболее традиционным [11].

Результаты испытаний показали, что на всех уровнях загрузки балок нейтральная линия меняла свое поло-

жение в сторону увеличения площади сжатой зоны с поворотом в направлении наиболее удаленного растянутого слоя древесины. За счет этого площадь сжатой зоны в течение загрузки опытного образца от начала до разрушения увеличивалась незначительно (до 5 %). Изменение положения нейтральной линии для балок Б-1, Б-3, Б-5 и Б-7 отображено на рис. 6.

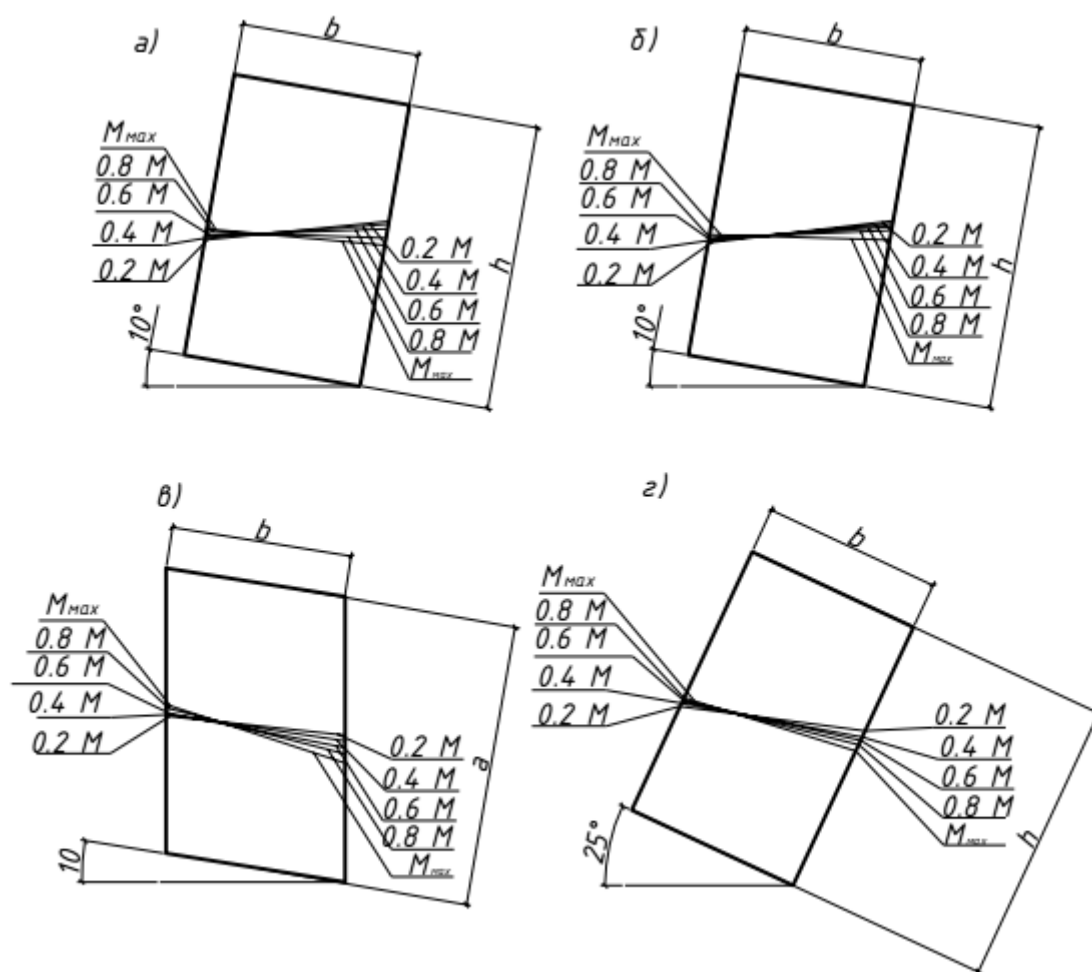


Рис. 6. Изменение положения нейтральной линии для балок: а – Б-1; б – Б-3; в – Б-5; г – Б-7

Угол наклона нейтральной линии к горизонтальной оси в течение загрузки экспериментальных балок первой и второй групп уменьшался, для балок третьей группы, наоборот, увеличивался. Это можно объяснить различными формами поперечного сечения элементов, подвергающихся воздействию косоугольного изгиба. В первом случае – это пря-

моугольник, во втором – параллелограмм.

Все балки из цельной древесины разрушались в зоне чистого изгиба. Средний разрушающий момент балок первой серии первой группы составил 4,125 кН·м, второй группы – 5,5 кН·м, третьей – 4,187 кН·м.

По результатам испытаний первой

серии балок было установлено, что оптимальной схемой для проведения дальнейших испытаний образцов из клееной древесины выступает схема испытаний, принятая в исследованиях второй группы с использованием устройства связей в местах опирания и приложения нагрузки. Графики измене-

ния полных прогибов от уровня изгибающих моментов приведены на рис. 7.

Во второй серии испытаний, как и в первой, была определена величина нагрузки, при которой достигается предельный прогиб. Для балок из клееной древесины эти значения приведены в табл. 3.

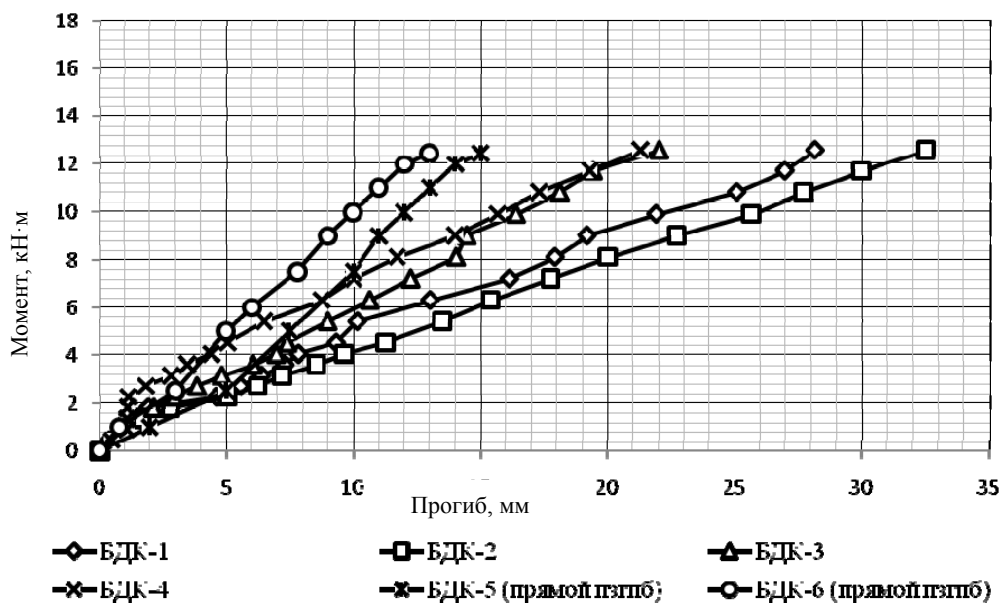


Рис. 7. Изменение полных прогибов балок второй серии под нагрузкой

Табл. 3. Моменты при предельном прогибе балок второй серии

Балка	Предельный прогиб, мм	Изгибаемый момент, кН·м
БДК-1	18	7,2
БДК-2		8,28
БДК-3		10,35
БДК-4		10,8

Разрушение образцов второй серии было хрупким и начиналось с разрушения крайней растянутой доски в зоне чистого изгиба. В процессе испытаний проводились визуальное наблюдение и фотофиксация деформирования исследуемых балок. Разрушающий момент для дощатоклееных балок БДК-1 и

БДК-2 при угле наклона 10° составляет 17,1 и 17,33 кН·м, для балок БДК-3 и БДК-4 при угле наклона 25° – 17,55 и 17,82 кН·м соответственно.

Диаграммы деформирования дощатоклееных деревянных балок БДК-1 и БДК-3 приведены на рис. 8 и 9.

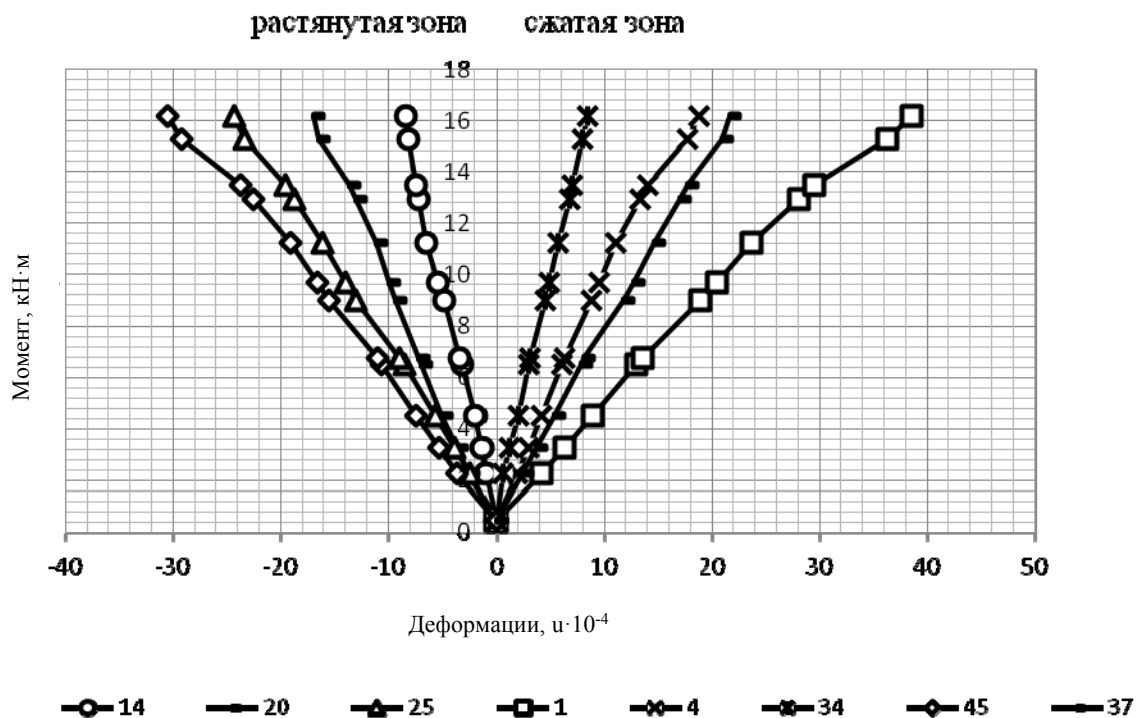


Рис. 8. Диаграмма деформирования различных слоев древесины сжатой и растянутой зон балки БДК-1 при угле наклона 10°

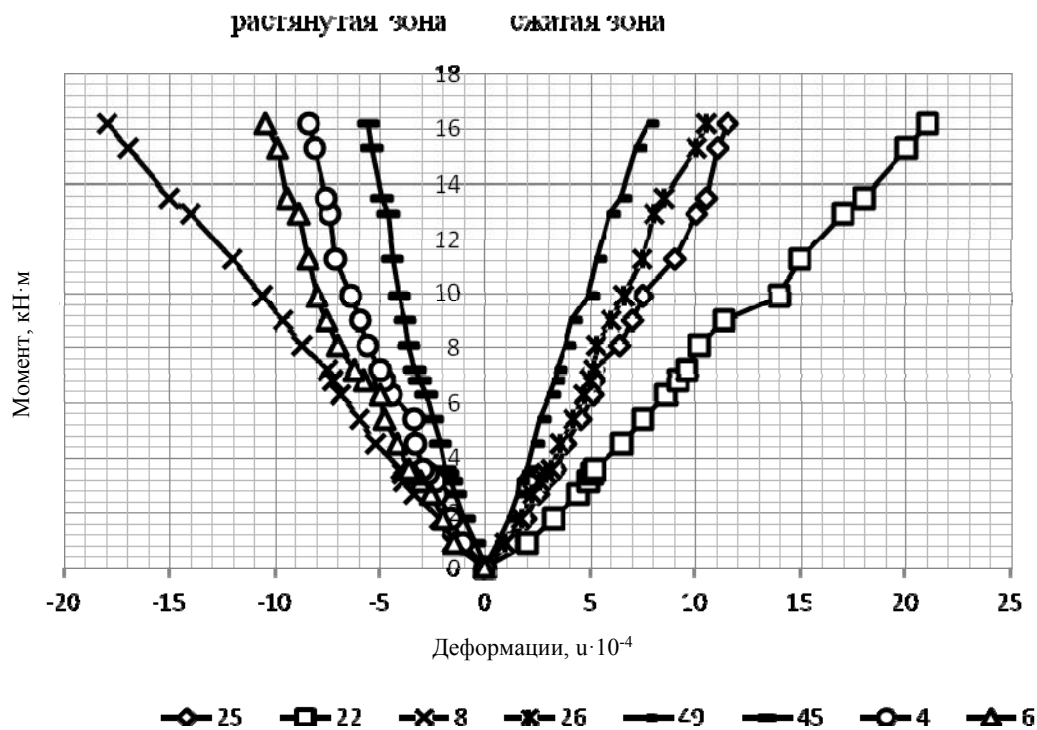


Рис. 9. Диаграмма деформирования различных слоев древесины сжатой и растянутой зон балки БДК-3 при угле наклона 25°

Нейтральная линия всех исследованных дощатоклееных деревянных балок, как и в балках первой серии, в течение возрастания нагрузки меняла свое положение в сторону увеличения

площади сжатой зоны, при этом наблюдался незначительный ее поворот. Положение нейтральной линии для балок БДК-1 и БДК-3 при различных уровнях нагрузки отображено на рис. 10.

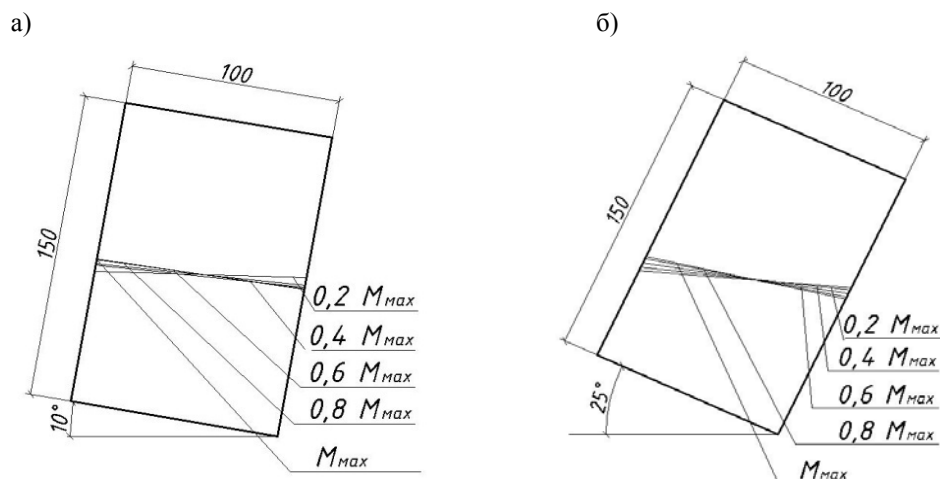


Рис. 10. Изменение положения нейтральной линии клееных балок: а – БДК-1; б – БДК-3

### Выводы

В результате экспериментальных исследований были получены новые данные о несущей способности и деформативности при работе балок из цельной и клееной древесины в условиях косоугольного изгиба. На основе этих исследований можно сделать следующие выводы:

- средний разрушающий момент балок первой серии первой группы составляет 4,125 кН·м, второй группы – 5,5 кН·м, третьей – 4,187 кН·м под углом наклона 10°;

- средний разрушительный момент балок второй серии составляет 17,22 кН·м под углом наклона 10° и 17,69 кН·м под углом наклона 25°;

- установлен характер разрушения деревянных балок, находящихся в условиях работы при действии косоугольного изгиба под углами наклона 10 и 25°;

- сечение балок третьей группы в виде параллелограмма из-за больших значений прогибов менее эффективно по сравнению с сечением балок первой и второй групп;

- устройство связей в местах приложения нагрузки является эффективным путем для уменьшения деформаций и увеличения несущей способности изгибаемых элементов при действии косоугольного изгиба;

- предложена методика определения положения нейтральной линии балок при косоугольном изгибе;

- установлено изменение положения нейтральной линии балок из цельной и клееной древесины при косоугольном изгибе, при углах наклона 10 и 25° от начала нагрузки и до разрушения.



СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Дарков, А. В. Соппротивление материалов / А. В. Дарков, Г. С. Шпирко. – Москва : Высшая школа, 1975. – 654 с.
2. Тутурин, С. В. Механическая прочность древесины : дис. ... д-ра техн. наук : 01.02.04 / С. В. Тутурин. – Москва, 2005. – 318 л.
3. Гомон, С. С. Работа изгибаемых элементов из клееной древесины при малоцикловых нагрузках / С. С. Гомон, Т. А. Сасовский // Вестн. Белорус.-Рос. ун-та. – 2016. – № 1 (50). – С. 130–139.
4. Масалов, А. В. Трещиностойкость изгибаемых клеенных деревянных элементов : дис. ... канд. техн. наук : 05.23.01 / А. В. Масалов. – Воронеж, 1992. – 137 л.
5. Антипов, Д. В. Прочность и деформативность клеелесервянной балки с учетом времени, влажности и температуры эксплуатации : дис. ... канд. техн. наук : 05.23.01 / Д. В. Антипов. – Воронеж, 2010. – 173 л.
6. Делова, М. И. Деформирование изгибаемых клеенных деревянных элементов при статическом нагружении : дис. ... канд. техн. наук : 05.23.01 / М. И. Делова. – Курск, 2001. – 270 л.
7. ДБН В.2.6-161:2010. Конструкції будинків і споруд. Дерев'яні конструкції. Основні положення. – Київ : Укрархбудінфо, 2011. – 102 с.
8. Eurocode 5. Design of timber structures. Part 1.1 : General rules and rules for buildings. – 1995. – 124 p.
9. Гомон, С. С. Робота дерев'яних балок в умовах косоого згину / С. С. Гомон, А. П. Павлюк // Ресурсоекономні матеріали, конструкції, будівлі та споруди. – Рівне : НУВГП, 2015. – Вип. 31. – С. 422–428.
10. Павлюк, А. П. Методика дослідження балок з цільної та клееної деревини в умовах косоого згину / А. П. Павлюк, С. С. Гомон // Ресурсоекономні матеріали, конструкції, будівлі та споруди. – Рівне : НУВГП, 2016. – Вип. 32. – С. 231–236.
11. Гомон, С. С. Зміна положення нейтральної лінії балок з цільної деревини за косоого згину в залежності від характеру опираання і прикладення навантаження / С. С. Гомон, А. П. Павлюк, М. В. Поліщук // Будівлі та споруди спеціального призначення: сучасні матеріали та конструкції. – Київ : КНУБА, 2016. – С. 120–127.
12. ДСТУ Б В.1.2-3:2006. Система забезпечення надійності та безпеки будівельних об'єктів. Прогини та переміщення. – Київ : Мінбуд України, 2006. – 30 с.

*Статья сдана в редакцию 24 апреля 2017 года*

**Святослав Степанович Гомон**, канд. техн. наук, доц., Национальный университет водного хозяйства и природопользования. Тел.: +380-679-15-86-50.

**Андрей Павлович Павлюк**, аспирант, Национальный университет водного хозяйства и природопользования. Тел.: +380-964-49-61-68.

**Svyatoslav Stepanovich Gomon**, PhD (Engineering), Associate Prof., National University of Water and Environmental Engineering. Phone: +380-679-15-86-50.

**Andrei Pavlovich Pavluk**, PhD student, National University of Water and Environmental Engineering. Phone: +380-964-49-61-68.

---

УДК 691.042:620.1

*В. А. Настоящий, В. Н. Сидей*

**ВЕРОЯТНОСТНАЯ ОЦЕНКА ДОЛГОВЕЧНОСТИ СТРОИТЕЛЬНОЙ КЕРАМИКИ ПО КРИТЕРИЮ ПОТЕРИ МОРОЗОСТОЙКОСТИ МЕТОДОМ СТАТИСТИЧЕСКОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ**

---

UDC 691.042:620.1

*V. A. Nastoyashchy, V. N. Sidei*

**PROBABILISTIC ESTIMATION OF CONSTRUCTION CERAMICS DURABILITY BASED ON THE FROST RESISTANCE CRITERION USING THE METHOD OF STATISTICAL MODELING**

---

**Аннотация**

Методика определения гамма-процентного срока службы поверхностного слоя кирпичных стен в определенных климатических условиях эксплуатации базируется на учете экспериментально полученных статистических характеристик показателя морозостойкости строительной керамики, а также случайной изменчивости температуры и влажности атмосферного воздуха. Задача решается путем статистического моделирования случайных процессов накопления повреждений от действия циклов замораживания-оттаивания. Решение сопровождается примерами расчета долговечности керамики в климатических условиях различных регионов Украины.

**Ключевые слова:**

кирпичные стены, морозостойкость, долговечность.

**Abstract**

The method for determining gamma-percentage service life of the surface layer of brick walls under certain climatic conditions of operation is based on taking into account experimentally obtained statistical characteristics of the frost-resistance index for construction ceramics, as well as the random variability in temperature and humidity of the atmospheric air. The problem is solved by statistical modeling of random processes of damage accumulation under action of freeze-thaw cycles. The solution is exemplified by calculating the durability of ceramics in the climatic conditions of various regions of Ukraine.

**Key words:**

brick walls, frost resistance, durability.

---

**Введение**

Долговечность кирпичных стен в значительной степени определяется потерей морозостойкости поверхностного слоя при воздействии циклов замораживания-оттаивания на увлажненную керамику. Поскольку этот процесс носит случайный характер, в качестве показателя долговечности избран гамма-процентный срок службы, равный кален-

дарной продолжительности эксплуатации, в течение которой изделие не достигнет предельного состояния с вероятностью  $\gamma$ , выраженной в процентах. Его также можно считать гарантированным сроком службы изделия с обеспеченностью  $\gamma\%$ . Гамма-процентный срок службы выражается в календарных годах эксплуатации и соответствует привычным представлениям о планирова-

нии эксплуатации зданий, строительных конструкций и изделий.

### Основная часть

В [1], где изложена общая методология оценки долговечности строительных материалов и изделий, предложено определять гамма-процентный срок службы путем сопоставления случайного процесса накопления деструктивного влияния эксплуатационной среды со случайным значением сопротивления материала этому влиянию. Долговечность по критерию потери морозостойкости оценивается предельным неравенством

$$K(t) \leq F, \quad (1)$$

где  $K(t)$  – случайный процесс накопления стандартных циклов замораживания-оттаивания;  $F$  – случайная величина показателя морозостойкости (количество стандартных циклов, которые может выдержать материал).

Левая часть предельного неравенства (1) учитывает реальные климатические условия эксплуатации строительного материала или изделия. Ее следует подать в форме неубывающего случайного процесса накопления стандартизированной наработки, т. е. количества стандартных циклов замораживания-оттаивания, эквивалентного суммарной величине деструктивного влияния эксплуатационной среды. Сложность оценки стандартизированной наработки заключается в том, что стандартный метод испытаний на морозостойкость [2] базируется на замораживании материала, полностью насыщенного водой, до температуры минус 18 °С, но в реальных условиях эксплуатации поры материала могут быть насыщены не полностью, а температура замораживания – другой.

Анализ метеорологических данных показал, что практически все заморозки на территории Украины происхо-

дят в период с октября по апрель, поэтому именно эти семь месяцев в дальнейшем будем считать зимним периодом и для них определять статистические характеристики количества циклов замораживания-оттаивания и относительной влажности воздуха. По данным метеостанций Украины, приведенным в [3], установлено, что годовое количество циклов замораживания-оттаивания поверхностного слоя кирпичных стен на континентальной территории Украины меняется от 20 до 38. Закон распределения месячного количества циклов можно считать нормальным с коэффициентом вариации, близким к 0,5. С учетом накопления месячных значений в течение зимы стандарт годового количества циклов замораживания-оттаивания меняется в пределах от 4,8 до 7,5 цикла.

Закон распределения степени насыщения пор керамики сорбционной влагой, как и закон распределения влажности атмосферного воздуха, можно считать срезанным нормальным распределением с областью определения  $0 \leq w \leq 100$  %. Его среднее значение изменяется по территории Украины от 43 до 55 %, а стандарт для различных метеостанций принимает значения от 13,4 до 15,0 %.

Правая часть предельного неравенства (1) является показателем морозостойкости, выраженным в форме случайной величины количества стандартных циклов замораживания-оттаивания, которые выдерживает материал до разрушения от потери морозостойкости. Статистические характеристики показателя морозостойкости керамики марки F25 получены в [4] по результатам испытаний большого количества образцов стандартным методом [2]. Среднее значение  $M_F = 25,0$  цикла, стандарт  $S_F = 6,9$  цикла, а коэффициент вариации 0,276. Эти результаты можно обобщить на керамический кирпич других марок, считая математическое ожидание показателя морозостойкости рав-

ным марке по морозостойкости, а коэффициент вариации – 0,3. По результатам испытаний более 400 образцов керамики при различных значениях влажности в [4] установлена зависимость предельного количества циклов замораживания-оттаивания (ресурса керамики) от степени насыщения пор водой  $w\%$  и марки керамики по морозостойкости  $F$ :

$$k = F \exp[0,2(100 - w)] . \quad (2)$$

Отказ кирпичной стены вследствие потери морозостойкости заключается в разрушении поверхностного слоя кирпича и наступает тогда, когда накопленное количество стандартных циклов замораживания-оттаивания превышает показатель морозостойкости керамики. Решение предельного неравенства (1) сводится к довольно сложным преобразованиям случайных величин, что делает аналитическое решение практически невозможным и побуждает использовать метод статистического моделирования (метод Монте-Карло) [5]. На основании вышеизложенных принципов и исходных данных разработана и реализована в виде программы на QBasic процедура моделирования, которая заключается в следующем.

1. Устанавливается количество реализаций накопления повреждений  $N$ , которые будут моделироваться и каждая из которых отражает работу одного образца с конкретным значением показателя морозостойкости  $F_i$ . Для выбранной метеостанции вводятся: математическое ожидание  $M_K$  и стандарт  $S_K$  годового количества циклов замораживания-оттаивания, математическое ожидание  $M_W$  и стандарт  $S_W$  степени насыщения пор керамики водой.

2. Через известную марку по морозостойкости  $F$  устанавливаются статистические характеристики показателя морозостойкости керамики:  $M_F = F$ ,  $S_F = 0,3F$ .

3. Устанавливается номер реализации  $i = 1$ ; обнуляются текущие значе-

ния срока эксплуатации  $T = 0$  и суммарного (накопленного в течение срока эксплуатации) эквивалентного количества стандартных циклов замораживания-оттаивания  $K_{ET} = 0$ .

4. По характеристикам из п. 2 моделируется нормально распределенная случайная величина показателя морозостойкости  $i$ -го образца  $F_i$ .

5. Текущее значение срока эксплуатации  $T$  увеличивается на 1 год и моделируются независимые нормально распределенные величины фактического годового количества циклов замораживания-оттаивания  $K_{ФР} > 0$  (нормально распределенная случайная величина с характеристиками  $M_K$  и  $S_K$ ) и степени насыщения пор керамики  $0 < W_P < 100\%$  (нормально распределенная случайная величина с характеристиками  $M_W$  и  $S_W$ ).

6. Вычисляется эквивалентное количество стандартных циклов замораживания-оттаивания в течение текущего года на основе формулы (2), которая в принятых обозначениях имеет вид:

$$K_{EP} = K_{ФР} \cdot \exp(0,2W_P - 20) . \quad (3)$$

7. Вычисляется накопленное количество стандартных циклов замораживания-оттаивания в течение реализованного срока эксплуатации  $K_{ET} = K_{ET} + K_{EP}$ . Если накопленное количество эквивалентных стандартных циклов не превысило ресурс  $i$ -го образца ( $K_{ET} < F_i$ ), происходит переход к п. 5 с целью моделирования следующего года эксплуатации.

8. Если  $K_{ET} \geq F_i$ , фиксируется потеря морозостойкости  $i$ -м образцом. Его срок службы принимается как  $T_i = T$ , номер реализации увеличивается на единицу и происходит переход к п. 4 (пока не завершится моделирование работы всех  $N$  образцов).

9. По завершению моделирования работы  $N$  образцов выполняется статистическая обработка сформированной выборки из  $N$  сроков службы  $T_i$ , в результате которой определяются основные числовые характеристики срока

службы, а также значение срока службы, отвечающие заданным уровням обеспеченности.

Результаты работы описанной программы проиллюстрированы на примере данных метеостанции г. Кропивницкий. На рис. 1 приведены результаты моделирования процесса

накопления стандартных циклов замораживания-оттаивания для трех образцов с маркой по морозостойкости F25, а на рис. 2 изображена гистограмма распределения срока службы этих образцов, построенная по результатам моделирования 10000 реализаций.

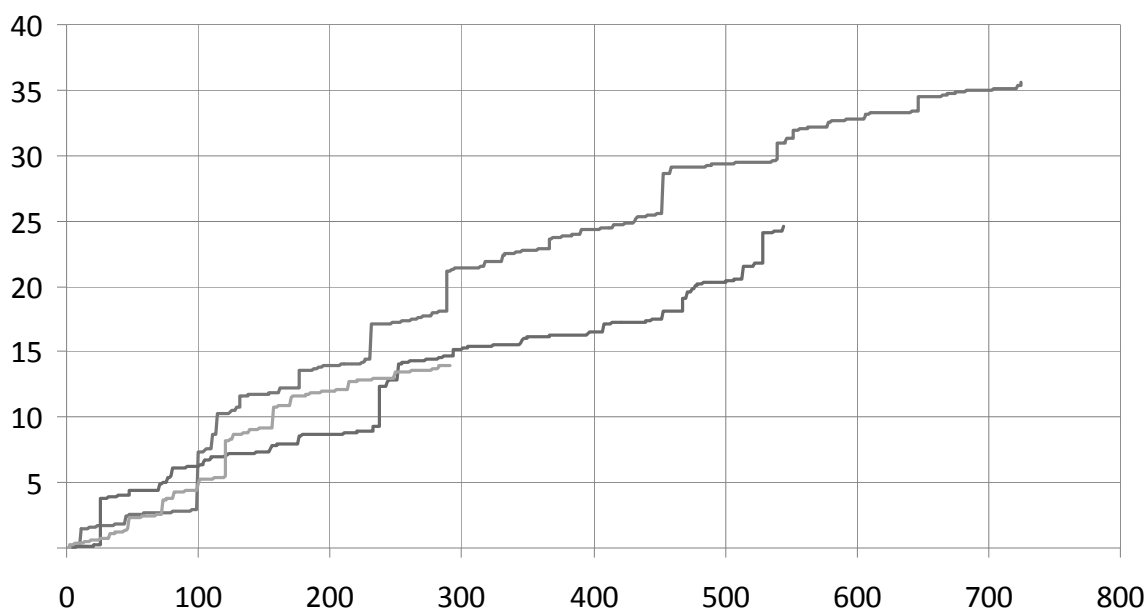


Рис. 1. Процессы накопления стандартных циклов замораживания-оттаивания для образцов марки F25

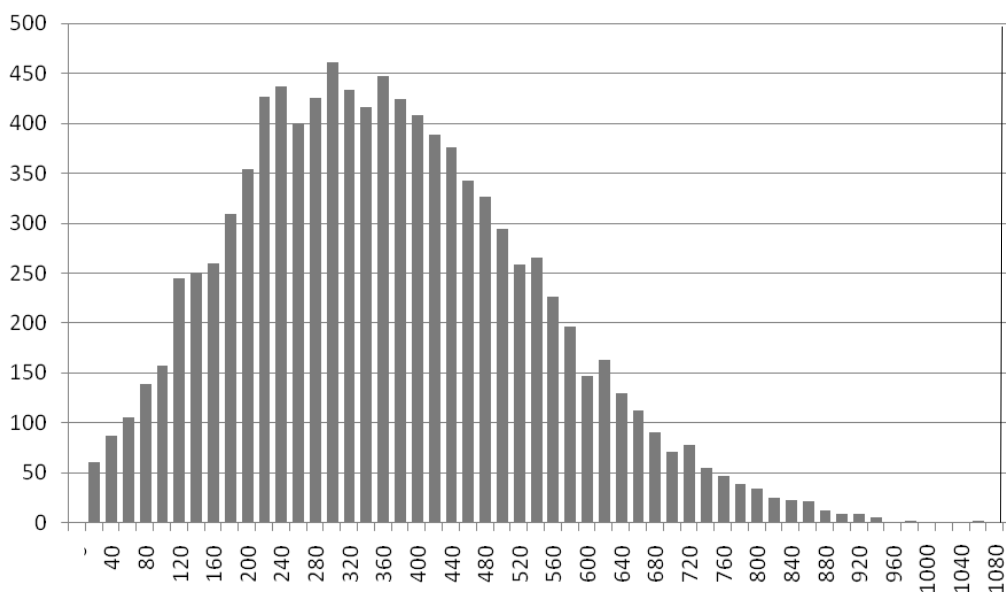


Рис. 2 Гистограмма распределения срока службы образцов керамики марки F25 в условиях г. Кропивницкий

Из рис. 1 видно, что стандартные циклы замораживания-оттаивания накапливаются довольно медленно, что обусловлено незначительным насыщением пор водой и, соответственно, небольшими годовыми эквивалентными количествами стандартных циклов (3). Большие количества «отработанных» циклов (2...5 в год) наблюдаются в те годы, когда в результате моделирования были получены высокие (более 80 %) степени насыщения пор водой.

Изображенное на рис. 2 распределение срока службы 10000 образцов

имеет заметную правостороннюю асимметрию и достаточно широкую область определения от 10 до 1000 лет, но большинство образцов могут служить от 120 до 600 лет.

Числовые характеристики (среднее значение  $M_T$ , коэффициент вариации  $V_T$ , коэффициент асимметрии  $A_T$ ), а также гамма-процентные сроки службы  $T_\gamma$  керамического кирпича, полученные в результате статистической обработки смоделированных выборок для климатических условий г. Кропивницкий, приведены в табл. 1.

Табл. 1. Статистические характеристики сроков службы керамики

Марка по морозостойкости	$M_T$	$V_T$	$A_T$	$T_{0,90}$	$T_{0,95}$	$T_{0,99}$
F15	217,4	0,475	0,513	90	65	26
F25	344,9	0,427	0,412	161	119	59
F35	480,1	0,394	0,345	243	188	95
F50	673,2	0,374	0,293	359	280	151
F75	999,9	0,352	0,235	552	441	248
F100	1329,1	0,341	0,210	758	608	344

Из таблицы видно, что увеличение марки по морозостойкости приводит к практически линейному росту среднего и гамма-процентного срока службы керамики. Уменьшение коэффициента вариации и коэффициента асимметрии распределений срока службы при росте марки кирпича по морозостойкости свидетельствует об уменьшении разброса сроков службы отдельных образцов и о приближении закона распределения срока службы к нормальному. Значительное влияние оказывает также величина обеспеченности  $\gamma$ . При переходе от  $\gamma = 0,90$  до  $\gamma = 0,99$  гарантированный срок службы снижается примерно вдвое.

Одним из важных аспектов метода Монте-Карло является выбор количества реализаций, необходимого для обеспечения достаточной точности результатов. Самый простой способ реше-

ния этой проблемы – анализ отклонений результатов, полученных при нескольких независимых моделированиях одной и той же задачи. Такой анализ выполнен по результатам моделирования процесса потери морозостойкости керамического кирпича в условиях г. Кропивницкий при количестве смоделированных  $N = 10000$ . Результаты трех независимых моделирований показали, что среднее значение и стандарт показателя морозостойкости отклоняются от заданной марки не более чем на 0,3 %. Определенные по результатам трех независимых моделирований средние сроки службы отличаются не более чем на 0,8 %, гамма-процентные сроки службы при обеспеченности  $\gamma = 0,9$  отличаются в пределах 3 %, а при  $\gamma = 0,99$  – в пределах 7 %. Такая точность вполне достаточна для решения инженерной задачи анализа долговечности, поэтому

выбранный объем моделирования  $N = 10000$  реализаций следует считать достаточным для получения достоверных результатов.

По разработанной программе выполнены расчеты для данных 51 метеостанции Украины, отражающие территориальную изменчивость показателей морозостойкости керамического кирпича. Результатом выполненных расчетов являются зависимости гарантированного срока службы керамики (гамма-процентный срок службы для обеспеченности  $\gamma = 0,99$ ) от ее марки по морозостойкости в климатических условиях каждой из рассмотренных метеостанций Украины. Для подавляющего большинства континентальных метеостанций гарантированный срок службы керамического кирпича марки F25 изменяется от 20 до 100 лет, а для кирпича марки F50, который следует использовать в качестве облицовочного, – от 110 до 240 лет. Для приморских метеостанций гарантированные сроки службы значительно больше и могут достигать 400 лет – для кирпича марки F25 и 900 лет – для кирпича марки F50. Это объясняется теплоаккумулирующим влиянием моря, которое сглаживает колебания температуры и существенно уменьшает количество переходов температуры через ноль.

Повреждения стен в местах систематического замачивания в результате неисправности системы водоотвода с кровли, которые реально наблюдаются в процессе эксплуатации кирпичных зданий, происходят вследствие большой степени насыщения пор водой. Моделирование при  $90 < w < 100$  % показало, что срок службы кирпича марок F25 и F50 практически на всей территории Украины составляет 1...3 года. Поэтому непосредственное замачивание стен следует считать аварийным режимом эксплуатации, который является абсолютно недопустимым и который нужно устранять при первых же признаках возникновения такой ситуации.

Описанная методика оценки долговечности керамики позволила разработать рекомендации относительно выбора марки кирпича по морозостойкости с учетом установленного срока эксплуатации и географического положения объекта на территории Украины. Выявлено, что в южных приморских регионах в качестве облицовочного можно использовать кирпич марки F25, а при небольших сроках эксплуатации зданий – даже марки F15.

На территориях северных областей Украины, которые граничат с Республикой Беларусь, в качестве облицовочного рекомендуется использовать керамический кирпич следующих марок по морозостойкости: при сроке эксплуатации  $T_{ef} \leq 40$  лет – F25; при  $T_{ef} \leq 70$  лет – F35; при  $T_{ef} \leq 120$  лет – F50; при  $T_{ef} \leq 180$  лет – F75; при больших сроках эксплуатации – F100.

Проведенные исследования позволили сделать следующие выводы.

1. Вероятностная методика оценивания долговечности кирпичных стен по критерию потери морозостойкости, основанная на использовании метода статистического моделирования, обеспечивает определение гамма-процентного срока службы с учетом случайных свойств керамики и температурно-влажностного режима ее эксплуатации.

2. Анализ точности результатов моделирования показал, что для получения достоверных результатов достаточно смоделировать работу 10000 образцов.

3. Полученные результаты указывают на возможность использования в отдельных регионах Украины облицовочного керамического кирпича с марками по морозостойкости, меньшими по сравнению с действующими нормами проектирования.

4. Гарантированные (гамма-процентные) сроки службы поверхностного слоя кирпичных стен, эксплуатируемых в климатических условиях континентальной территории Украины, соответ-

ствують обычним строкам експлуатації промислових і громадянських будівель, а в приморських районах з більш м'яким кліматом можуть досягати декількох сотень років.

5. По результатам дослідження розроблені рекомендації стосовно

вибору марки цегли з урахуванням морозостійкості з урахуванням встановленого строку експлуатації і географічного положення будівлі. В південних районах України можна використовувати цеглу більш низьких марок, ніж вимагають діючі норми проектування.

#### СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. **Пашинський, В. А.** Загальна методика прогнозування довговічності будівельних матеріалів, виробів та конструкцій / В. А. Пашинський, В. В. Шульгін // Галузеве машинобудування, будівництво : зб. наук. пр. – Полтава, 2008. – Вип. 21. – С. 88–95.
2. **ДСТУ Б В.2.7-42-97.** Будівельні матеріали. Методи визначення водопоглинання, густини і морозостійкості будівельних матеріалів і виробів. – Київ : Держком містобудування України, 1997. – 22 с.
3. **Сідей, В. М.** Прогнозування температурно-вологісного режиму цегли за метеорологічними даними / В. М. Сідей, В. А. Пашинський // Наукові нотатки: міжвуз. зб. – Луцьк, 2014. – Вип. 46. – С. 491–496.
4. **Пашинський, В. А.** Вплив вологості на характеристики морозостійкості будівельної кераміки / В. А. Пашинський, В. М. Сідей // Ресурсоекономні матеріали, конструкції, будівлі та споруди : зб. наук. пр. – Рівне, 2013. – Вип. 26. – С. 331–337.
5. **Ермаков, С. М.** Курс статистичного моделювання / С. М. Ермаков, Г. А. Михайлов. – Москва : Наука, 1976. – 320 с.

*Стаття сдана в редакцію 3 апреля 2017 года*

**Владислав Анатольевич Настоящий**, канд. техн. наук, проф., Кировоградский национальный технический университет. E-mail: brmb73@gmail.com.

**Валерий Николаевич Сидей**, ассистент, Кировоградский национальный технический университет. E-mail: brmb73@gmail.com.

**Vladislav Anatolyovich Nastoyashchy**, PhD (Engineering), Prof., Kirovograd National Technical University. E-mail: brmb73@gmail.com.

**Valerii Nikolayevich Sidei**, assistant lecturer, Kirovograd National Technical University. E-mail: brmb73@gmail.com.



---

УДК 699.86

*В. А. Пашинский, О. А. Плотников*

## ВЕРОЯТНОСТНАЯ МЕТОДИКА АНАЛИЗА ТЕПЛОВОЙ НАДЕЖНОСТИ УЗЛОВ ОГРАЖДАЮЩИХ КОНСТРУКЦИЙ

---

UDC 699.86

*V. A. Pashynskiy, O. A. Plotnikov*

## PROBABILISTIC METHOD FOR ANALYZING THERMAL RELIABILITY OF UNITS OF ENCLOSING STRUCTURES

---

### **Аннотация**

Разработана методика оценивания показателей тепловой надежности узлов ограждающих конструкций зданий, учитывающая реальную конструкцию узла, тепловые характеристики материалов, а также случайный характер изменений температуры наружного и внутреннего воздуха. Статистические характеристики температуры внутренней поверхности ограждающих конструкций в зонах повышенной теплопроводности определяются исходя из статистических характеристик случайных процессов температуры воздуха и двумерных температурных полей узлов, рассчитанных методом конечных элементов.

### **Ключевые слова:**

узлы стен, тепловая надежность, вероятностная оценка.

### **Abstract**

The methodology was developed to estimate parameters of thermal reliability of units of enclosing structures for buildings, which takes into account the actual design of a unit, thermal characteristics of materials, as well as the random nature of changes in the temperature of outdoor and indoor air. The statistical characteristics of the temperature of internal surfaces of enclosing structures in the areas of increased thermal conductivity are determined based on the statistical characteristics of random processes in air temperature and the two-dimensional temperature fields of units calculated by the finite element method.

### **Key words:**

components of walls, thermal reliability, probabilistic assessment.

---

### ***Введение***

Наиболее опасными с точки зрения тепловой надежности являются зоны повышенной теплопередачи в узлах ограждающих конструкций. Проведенный в [1] анализ узлов стен жилых зданий по методике норм проектирования [2] позволил выявить узлы, в которых может образоваться конденсат в результате падения температуры внутренней поверхности ниже точки росы. Естественная статистическая изменчивость большинства расчетных

факторов побуждает к оценке тепловой надежности ограждающих конструкций вероятностными методами. При этом следует учесть статистические характеристики случайного процесса изменений температуры атмосферного воздуха и тепловые характеристики ограждения.

### ***Основная часть***

Разработанный метод вероятностного оценивания уровня тепловой надежности стен жилых и общественных зданий по критерию образования

конденсата базируется на следующих предпосылках:

- температура наружного воздуха  $\tau_n$  является квазистационарным случайным процессом или последовательностью нормально распределенных случайных величин, соответствующих отдельным месяцам года;

- температура внутреннего воздуха в помещении  $\tau_e$  является случайной величиной с экспериментально определенными статистическими характеристиками;

- коэффициенты внутренней  $\alpha_e$  и внешней (наружной) теплоотдачи  $\alpha_n$  считаются детерминированными величинами и устанавливаются по нормам [2];

- температурный режим узлов стен определяется путем построения двумерных тепловых полей с использованием программного обеспечения, которое реализует расчеты методом конечных элементов;

- в качестве показателя тепловой надежности используется продолжительность состояния теплового отказа в течение года, или относительная продолжительность состояния теплового отказа. Этот показатель является физически понятным и наглядно отражает степень комфорта здания.

Отказ по критерию образования конденсата на внутренней поверхности ограждающей конструкции возникает в результате падения температуры внутренней поверхности ограждения  $\tau_C$  ниже температуры точки росы  $\tau_P$ . Условие надежности по критерию образования конденсата можно записать в виде предельного неравенства

$$\tau_C - \tau_P \geq 0. \quad (1)$$

С учетом случайного характера обеих температур, математическое ожидание и стандарт резерва тепловой надежности (1)

$$M = M_C - M_P; \quad S = \sqrt{S_C^2 + S_P^2}, \quad (2)$$

где  $M_C$  и  $S_C$  – математическое ожидание и стандарт случайной величины температуры внутренней поверхности стены;  $M_P$  и  $S_P$  – математическое ожидание и стандарт температуры точки росы.

Статистические характеристики температуры внутренней поверхности стены вычисляются по формулам, полученным в [3], которые в результате подстановки общего для всех стен значения коэффициента внутренней теплоотдачи  $\alpha_e = 8,7$  Вт/(м<sup>2</sup>·К) принимают вид:

$$M_C = \frac{0,115}{R_0} [M_B (8,7R_0 - 1) + M_H];$$

$$S_C = \frac{0,115}{R_0} \sqrt{S_H^2 + S_B^2 (8,7R_0 - 1)^2}, \quad (3)$$

где  $R_0$  – сопротивление теплопередаче стены;  $M_B$  и  $S_B$  – математическое ожидание и стандарт температуры внутреннего воздуха в помещении;  $M_H$  и  $S_H$  – математическое ожидание и стандарт температуры наружного атмосферного воздуха в данном месяце года.

Температура точки росы  $\tau_P$  может быть определена по психрометрическим таблицам в зависимости от конкретных значений температуры и относительной влажности воздуха. С учетом экспериментальных данных [4] об изменчивости температуры и влажности внутреннего воздуха в жилых помещениях, установлены следующие значения математического ожидания и стандарта случайной температуры точки росы:  $M_P = 10,6$  °С;  $S_P = 1,7$  °С.

Статистические характеристики (2) позволяют оценить продолжительность состояния теплового отказа как вероятность пребывания случайной величины резерва тепловой надежности (1) ниже нуля. Соответствующая продолжительность состояния теплового отказа в течение одного  $i$ -го месяца года (в днях)

$$Q_i = t_i F_i(0), \quad (4)$$

где  $F_i(0)$  – функция нормального распределения резерва тепловой надежности с числовыми характеристиками (2) для  $i$ -го месяца года;  $t_i$  – количество дней в  $i$ -м месяце года.

При действии квазистационарного случайного процесса температуры наружного воздуха, заданного последовательностью из 12-ти случайных величин, продолжительность теплового отказа для каждого из месяцев года определяется по формуле (4), а суммарная относительная продолжительность теплового отказа

$$Q = \frac{1}{365} \sum_{i=1}^{12} Q_i. \quad (5)$$

В качестве примера проанализируем относительную продолжительность теплового отказа по критерию образования конденсата на внутренней поверхности кирпичной стены в климатических условиях различных регионов Украины. Стена жилого здания (типовой «хрущевки», построенной во второй половине XX в.) в проектном виде состоит из кирпичной кладки толщиной

510 мм и внутренней штукатурки из известково-песчаного раствора толщиной 20 мм. Утепленная стена термомодернизована путем устройства скрепленной фасадной системы из пенополистирольных плит и отделочно-защитного наружного слоя. Толщина пенополистирола рассчитана в соответствии с требованиями норм [2] для температурной зоны, в которой эксплуатируется здание. Сопротивления теплопередаче проанализированных стен приведены в табл. 1.

Относительные продолжительности состояния теплового отказа по критерию образования конденсата на плоских участках стен определены по вышеизложенной методике. Статистические характеристики температуры наружного воздуха в различных регионах Украины установлены по [5, 6]. Математическое ожидание температуры внутреннего воздуха принято равным нормативному значению по [2]  $M_B = 20$  °C, а стандарт  $S_B = 0,6$  °C – по результатам экспериментальных исследований [4]. Результаты расчетов приведены в табл. 1.

Табл. 1. Показатели тепловой надежности плоского участка кирпичной стены

Область Украины	В проектном состоянии		В утепленном состоянии	
	$R_0, \text{ м}^2 \cdot \text{К}/\text{Вт}$	$Q$	$R_0, \text{ м}^2 \cdot \text{К}/\text{Вт}$	$Q$
Волынская	0,81	$2,66 \cdot 10^{-04}$	2,71	$1,06 \cdot 10^{-06}$
Кировоградская	0,81	$3,22 \cdot 10^{-04}$	2,71	$1,11 \cdot 10^{-06}$
Сумская	0,81	$5,44 \cdot 10^{-04}$	2,71	$1,43 \cdot 10^{-06}$
Закарпатская	0,81	$1,92 \cdot 10^{-04}$	2,44	$9,40 \cdot 10^{-07}$
Херсонская	0,81	$1,57 \cdot 10^{-04}$	2,44	$8,50 \cdot 10^{-07}$

Из таблицы видно, что относительная продолжительность теплового отказа неутепленных стен достаточно сильно возрастает с юга к северу Украины. Абсолютные значения, полученные умножением (5) на продолжительность года в часах, изменяются в пределах от 1,4 ч в Херсонской области до 4,8 ч в Сумской

области. Следовательно, образование конденсата на внутренней поверхности неутепленной стены – не частое, но вполне возможное явление.

Относительные продолжительности теплового отказа утепленных стен получены на два порядка меньше и не так резко меняются по территории бла-

годаря различным значениям сопротивления теплопередаче для различных температурных зон Украины. Продолжительность состояния теплового отказа в пределах от 27 до 45 с в год указывает на практическую невозможность образования конденсата на внутренних поверхностях стен, прошедших термомодернизацию согласно требованиям норм [2].

Гораздо большей может быть опасность возникновения тепловых отказов по критерию образования конденсата в узлах стен с зонами повышенной теплопередачи (мостиками холода), где температуры внутренней поверхности ограждения могут быть значительно ниже, чем на плоских участках стены. Такие зоны могут быть достаточно малыми, поэтому их можно выявить только путем построения и анализа двумерных тепловых полей. Эта задача решается в среде разработанного в лаборатории Лоуренса Беркли Калифорнийского университета США программного комплекса THERM, реализующего метод конечных элементов. Для расчета нужно задать конструкцию узла, тепловые характеристики материалов, детерминированные значения температуры наружного и внутреннего воздуха, а также условия теплообмена между конструкцией и средой в виде коэффициентов теплоотдачи. Результаты расчета могут быть представлены в виде изотерм и локальных температур в отдельных точках конструкции, которые и необходимо определить для выполнения дальнейших расчетов.

Наличие температур наружного  $t_H$  и внутреннего  $t_B$  воздуха, а также соответствующей им температуры в критической точке узла позволяет определить условное значение сопротивления теплопередачи  $R_{ef}$ , которое соответствует конкретной точке внутренней поверхности в конкретном узле стены:

$$R_{ef} = \frac{\tau_B - \tau_H}{\alpha_B (\tau_B - \tau_C)}, \quad (6)$$

где  $\alpha_B$  – коэффициент внутренней теплоотдачи,  $\alpha_B = 8,7 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ .

Формула (6) получена из известного уравнения строительной теплотехники, которое описывает изменения температуры по толщине стены.

Статистические характеристики температуры поверхности в критической зоне узла с пониженной температурой вычисляются по формулам (3), в которые вместо сопротивления теплопередачи плоского участка стены  $R_0$  следует подставить условное сопротивление теплопередачи  $R_{ef}$  (6). Далее по формуле (4) определяются длительности состояния теплового отказа в течение каждого из месяцев года и относительная продолжительность теплового отказа по критерию образования конденсата в критической точке выбранного узла (5).

Результаты расчетов для изображенного на рис. 1 узла примыкания боковой грани деревянного окна к кирпичной стене приведены в табл. 2. Критической точкой узла является внутренний откос в месте примыкания оконной коробки (точка I), где реализуется самая низкая локальная температура внутренней поверхности. Расчеты выполнены для стены в проектном состоянии и термомодернизированной стены с фасадным утеплением согласно нормам [2]. Толщина утеплителя равна 70 мм – для первой температурной зоны и 60 мм – для второй.

Полученные результаты указывают на явно недостаточный уровень тепловой надежности узла в проектном состоянии, для которого возможная продолжительность состояния теплового отказа меняется от 2,9 до 8,9 сут в год. Настолько большая продолжительность состояния теплового отказа обусловлена низким значением условного сопротивления теплопередачи в зоне теплопроводного включения  $R_{ef} = 0,47 \text{ м}^2 \cdot \text{К}/\text{Вт}$  по сравнению с сопротивлением теплопередачи плоского участка стены  $R_0 = 0,81 \text{ м}^2 \cdot \text{К}/\text{Вт}$ .

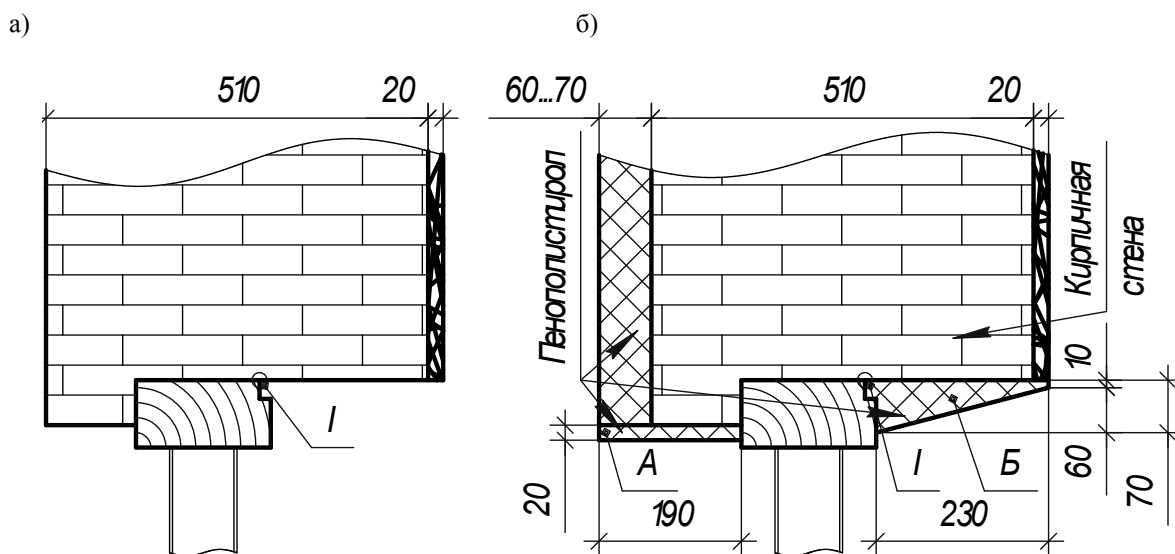


Рис. 1. Конструкция примыкания боковой грани окна к кирпичной стене: а – без утепления в проектном состоянии; б – с дополнительным локальным утеплением (размеры приведены в сантиметрах)

Табл. 2. Показатели тепловой надежности узла примыкания боковой грани окна к кирпичной стене

Область Украины	В проектном состоянии		В утепленном состоянии	
	$R_{ef}$ , м <sup>2</sup> ·К/Вт	$Q$	$R_{ef}$ , м <sup>2</sup> ·К/Вт	$Q$
Волынская	0,47	$1,33 \cdot 10^{-02}$	0,71	$6,82 \cdot 10^{-04}$
Кировоградская	0,47	$1,56 \cdot 10^{-02}$	0,71	$8,29 \cdot 10^{-04}$
Сумская	0,47	$2,43 \cdot 10^{-02}$	0,71	$1,41 \cdot 10^{-03}$
Закарпатская	0,47	$9,52 \cdot 10^{-03}$	0,67	$7,41 \cdot 10^{-04}$
Херсонская	0,47	$8,02 \cdot 10^{-03}$	0,67	$6,01 \cdot 10^{-04}$

Фасадное утепление стены существенно повышает уровень тепловой надежности узла, но продолжительность состояния теплового отказа в пределах от 5,3 до 12,4 ч в год также является слишком большой и может привести к образованию конденсата в месте примыкания оконной коробки к стене.

Повышение уровня тепловой надежности рассматриваемого узла возможно путем дополнительного локального утепления согласно схеме из рис. 1, которая предусматривает три варианта:

- 1) утепление наружного откоса деталью А;
- 2) утепление внутреннего откоса

деталью Б;

- 3) утепление обоих откосов деталями А и Б.

Результаты оценки относительной продолжительности теплового отказа узла с дополнительным локальным утеплением по трем указанным вариантам приведены в табл. 3.

Из таблицы видно, что варианты А и Б обеспечивают практически одинаковый уровень тепловой надежности, при котором продолжительность состояния теплового отказа изменяется в пределах от 1,4 до 4,2 ч в год. Следовательно, дополнительное локальное утепление по варианту А или Б уменьшает продолжительность состояния теплово-

го отказа, по сравнению с равномерным фасадным утеплением стены, примерно

втрое, что делает образование конденсата маловероятным.

Табл. 3. Показатели тепловой надежности узла примыкания боковой грани окна к кирпичной стене с дополнительным локальным утеплением

Область Украины	Вариант А		Вариант Б		Вариант АБ	
	$R_{ef}$ , м <sup>2</sup> ·К/Вт	$Q$	$R_{ef}$ , м <sup>2</sup> ·К/Вт	$Q$	$R_{ef}$ , м <sup>2</sup> ·К/Вт	$Q$
Волынская	0,82	$2,36 \cdot 10^{-04}$	0,86	$1,61 \cdot 10^{-04}$	1,56	$4,66 \cdot 10^{-06}$
Кировоградская	0,82	$2,85 \cdot 10^{-04}$	0,86	$1,94 \cdot 10^{-04}$	1,56	$5,17 \cdot 10^{-06}$
Сумская	0,82	$4,82 \cdot 10^{-04}$	0,86	$3,26 \cdot 10^{-04}$	1,56	$7,40 \cdot 10^{-06}$
Закарпатская	0,80	$1,94 \cdot 10^{-04}$	0,80	$1,94 \cdot 10^{-04}$	1,49	$4,34 \cdot 10^{-06}$
Херсонская	0,80	$1,59 \cdot 10^{-04}$	0,80	$1,59 \cdot 10^{-04}$	1,49	$3,81 \cdot 10^{-06}$

Утепление по варианту АБ, которое заключается в установке полос из пенополистирола на внешний и внутренний откосы, кардинально повышает уровень тепловой надежности узла. Продолжительность состояния теплового отказа в пределах от 2,0 до 3,9 мин в год является достаточно низкой и позволяет утверждать, что в критической зоне узла образование конденсата возможно не чаще одного раза в течение года или вообще не будет происходить.

На основании проведенных исследований можно сделать следующие выводы.

1. Разработанная вероятностная методика позволяет оценивать продолжительность состояния теплового отказа по критерию образования конденсата на плоском участке стены или в зонах повышенной теплопередачи узлов, а также выполнять сравнительную оценку уровня тепловой надежности различных ограждающих конструкций в

заданных климатических условиях эксплуатации.

2. Плоские участки стен типовых жилых зданий XX в. имеют недостаточный уровень тепловой надежности, но их термомодернизация в соответствии с требованиями действующих норм проектирования обеспечивает снижение продолжительности состояния теплового отказа практически до нулевого уровня.

3. Приведенные примеры указывают на недостаточный уровень тепловой надежности узлов по критерию образования конденсата в критических зонах повышенной теплопередачи как в проектном состоянии, так и после равномерного фасадного утепления.

4. Достаточный уровень тепловой надежности может быть обеспечен путем дополнительного локального утепления зон повышенной теплопередачи узлов стен.

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Пашинський, В. А. Підвищення енергоефективності існуючих житлових будівель шляхом додаткового фасадного утеплення / В. А. Пашинський, В. А. Настоящий, О. А. Плотніков // Ресурсоекономі матеріали, конструкції, будівлі та споруди : зб. наук. пр. – Рівне, 2014. – Вип. 29. – С. 461–467.
2. ДБН В.2.6-31:2006. Конструкції будинків і споруд. Теплова ізоляція будівель. Зі зміною № 1 від 1 липня 2013 р. – Киев : Укрархбудінфо, 2013. – 66 с.

3. **Пашинський, В. А.** Методика імовірнісного оцінювання температурного режиму стін / В. А. Пашинський, О. А. Плотніков // Зб. наук. пр. Української Державної академії залізничного транспорту. – Харків, 2014. – Вип. 148, ч. 2. – С. 138–143.

4. **Пашинський, В. А.** Експериментальні дослідження теплового режиму стін житлових будинків / В. А. Пашинський, О. А. Плотніков // Ресурсоекономні матеріали, конструкції, будівлі та споруди : зб. наук. пр. – Рівне, 2013. – Вип. 27. – С. 360–366.

5. **ДСТУ-Н Б В.1.1–27:2010.** Захист від небезпечних геологічних процесів, шкідливих експлуатаційних впливів, від пожежі. Будівельна кліматологія. – Київ : Мінрегіонбуд України, 2011. – 131 с.

6. **Пашинський, В. А.** Температурні впливи на огорожувальні конструкції будівель / В. А. Пашинський, Н. В. Пушкар, А. М. Карюк. – Одеса : ОДАБА, 2012. – 180 с.

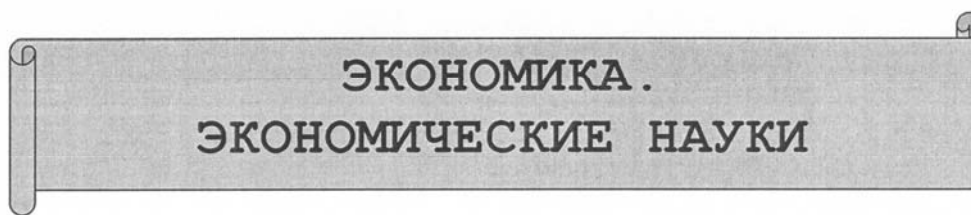
*Статья сдана в редакцию 3 апреля 2017 года*

**Виктор Антонович Пашинский**, д-р техн. наук, проф., Кировоградский национальный технический университет. E-mail: pva.kntu@gmail.com.

**Олег Анатольевич Плотников**, ассистент, Кировоградский национальный технический университет. E-mail: Plotnikov-75@mail.ru.

**Victor Antonovich Pashynskiy**, DSc (Engineering), Prof., Kirovograd National Technical University. E-mail: pva.kntu@gmail.com.

**Oleh Anatolyevich Plotnikov**, assistant lecturer, Kirovograd National Technical University. E-mail: Plotnikov-75@mail.ru.



УДК 338.

*В. А. Ливинская, С. Л. Комарова*

## ОБРАБОТКА РЕЗУЛЬТАТОВ ВСТУПИТЕЛЬНОЙ КАМПАНИИ БЕЛОРУССКО-РОССИЙСКОГО УНИВЕРСИТЕТА С ПОМОЩЬЮ ПАКЕТА STATISTICA MS

UDC 338.

*V. A. Livinskaya, S. L. Komarova*

## PROCESSING THE RESULTS OF ADMISSION PROCESS AT THE BELARUS-RUSSIAN UNIVERSITY USING THE STATISTICA MS PACKAGE

### **Аннотация**

Анализ успеваемости студентов, зачисленных в Белорусско-Российский университет в 2013–2016 гг., выявил следующую негативную тенденцию. Абитуриенты, имеющие низкие баллы по централизованному тестированию по математике и физике, с достаточно большой долей вероятности могут не получить диплом по выбранной специальности. Особенно, если освоение требуемых компетенций специальности опирается на знания, базирующиеся на математике и физике, что естественно для инженерно-экономического профиля вуза. Создание консалтингового центра облегчит абитуриенту выбор и позволит принять правильное решение в отношении будущей профессии.

### **Ключевые слова:**

вступительная кампания, статистика, математика, абитуриент, экзамены.

### **Abstract**

The analysis of academic progress of students admitted to the Belarusian-Russian University over 2013–2016 revealed the following negative tendency. Applicants who received low scores in mathematics and physics in the centralized testing, may fail to receive a diploma in their academic fields with a high degree of probability. This is especially true if the required competences in the selected field rely on the knowledge based on mathematics and physics, which is natural for the university offering courses in engineering and economic fields. The creation of a consulting center will make it easier for an applicant to make the right decision while choosing a future profession.

### **Key words:**

admission process, statistics, mathematics, applicant, exams.

Задача выбора перед каждым человеком возникает много раз за день. В большинстве случаев люди принимают решения неосознанно, даже спонтанно, не всегда задумываясь, действительно ли этого хотят. Этим свойством «делать выбор» пользуются маркетоло-

ги всего мира, заставляя следовать своим, хорошо выстроенным схемам, подталкивая потребителя выполнять чужую волю, принимать решение, которое он сам, возможно, бы не принял. На выбор влияют какие-то незначительные факторы: звук, цвет, запах, настроение,

© Ливинская В. А., Комарова С. Л., 2017



освещение и многое другое. Но если этот выбор касается какого-то товара или продукта, то ошибка будет незначительной, в крайнем случае, можно выбросить этот продукт или подарить друзьям ненужный товар. Человек, принимающий серьезное жизненнополагающее решение, должен опираться на знания, а в меньшей степени – на интуицию.

Выбор будущей профессии – одно из самых главных решений в жизни человека, от которого зависят благосостояние, комфорт, удовлетворение от работы, карьерный рост и возможности развития личности.

Анализ чего «я хочу» и что «я могу» редко проводится одновременно. А если учесть, что лишь 20 % людей выбирают профессию удачно, получая при этом 80 % благ, остальные же 80 % людей выбирают вовсе не ту работу, о которой мечтали и к которой имеют склонности, то стоит этому вопросу уделить особое внимание и помочь абитуриенту в выборе будущей профессии. В более 50 % случаев профессия выбирается неосознанно. На это могут влиять множество факторов: отсутствие необходимой информации о профессии; желание родителей, чтобы ребенок учился именно на той специальности, которую выбрали они; предубеждение в отношении престижности профессии; неумение соотнести свои способности с требованиями профессии и многое другое. Иногда абитуриенты подают заявление на первую попавшуюся специальность, объясняя это тем, что абсолютно не знают, какую профессию выбрать, или что сроки приемной кампании заканчиваются и надо поступить «хоть куда-нибудь».

Поскольку каждый год университеты сталкиваются с тем, что абитуриенты с низкими результатами по ЦТ подают документы на ту специальность, на которую они проходят по баллам, а не на ту, на которую они хотели бы поступить, то велика вероятность того, что такие абитуриенты занимают чужое

место и государство потратит на их обучение средства, не получив ожидаемой отдачи от специалиста в будущем. Поступая на специальности, где требуются хорошие математические знания, абитуриенты не обладают ими, а набирают проходной балл за счет непрофильных предметов. И вероятность того, что в конечном итоге абитуриент на данной специальности получит диплом, невелика. В связи с этим хотелось бы предложить инструмент, который мог бы порекомендовать таким абитуриентам наиболее приемлемую для их уровня знаний специальность, на которой в дальнейшем они бы все-таки смогли получить диплом о высшем образовании.

Как правило, абитуриент приходит в высшее учебное заведение, уже имея результаты централизованного тестирования на руках. Есть мечта получить определенную профессию. Но родители и сам будущий студент не всегда понимают, что есть связь между оценками, которые были получены в результате тестирования, и оценками, которые выставлены в аттестате. Никто не проводил исследования о связи этих оценок с результатами первой сессии студентов первого года обучения. Наличие данной связи можно отследить, проанализировав статистически базу результатов ЦТ студентов, поступивших в Белорусско-Российский университет в 2013–2016 гг.

В проводимом исследовании была поставлена задача проанализировать результаты приемной кампании университета на примере результатов студентов инженерно-экономического факультета (ИЭФ) с целью разработки инструмента для создания консультационного центра для помощи абитуриенту в выборе будущей специальности. Исходная информация представлена в виде таблиц в Excel, в которых были указаны: фамилия, форма договора, пол, результаты ЦТ по русскому языку, математике, физике, отчислен (1) / не отчислен (0), специальность, год (табл. 1).

Табл. 1. Образец исходных данных, прошедших обработку в процессе исследования

Фамилия	Форма договора	Пол	Русский язык	Математика	Физика	Отчислен	Специальность	Год
Студент 1	Бюджет	м	22	36	14	1	АСОИР	2013
Студент 2	Бюджет	ж	42	26	13	0	ЭАиТР	2016

За анализируемый период было выявлено, что 23 % студентов, поступивших на инженерно-экономический факультет, не получили дипломов по выбранной специальности по разным причинам. Этот факт подтверждает актуальность данного исследования.

Было решено проанализировать,

с какими баллами по математике пришли обучаться студенты на инженерно-экономический факультет.

Различие в баллах ЦТ по математике студентов, обучающихся на инженерно-экономическом факультете, представлено на рис. 1.

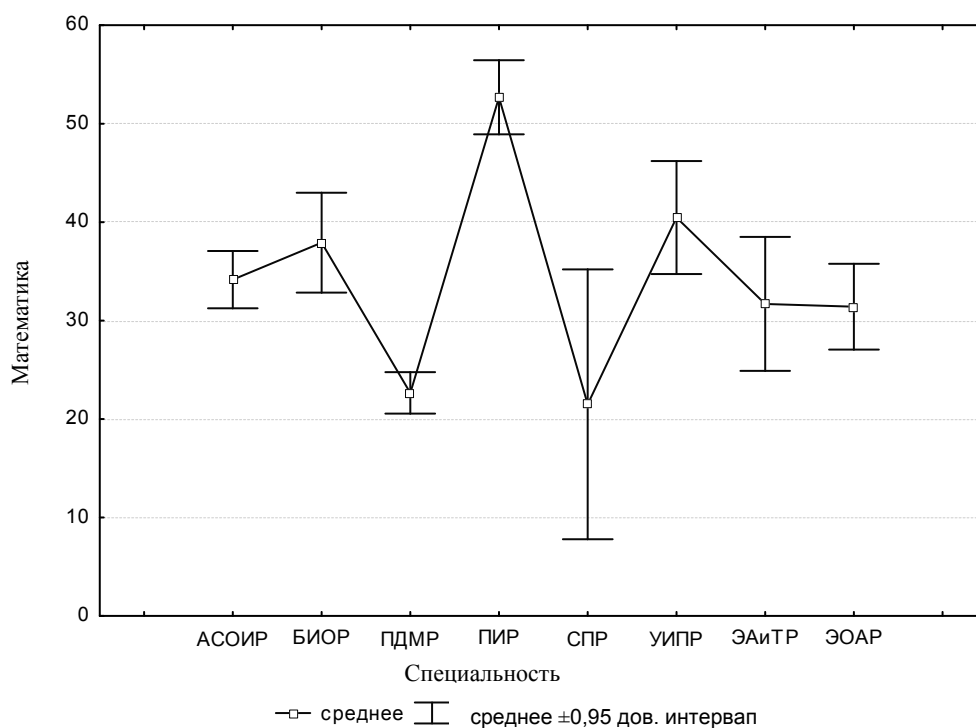


Рис. 1. Баллы приема по дисциплине «Математика» на специальности ИЭФ

Таким образом, наивысшую подготовку продемонстрировали абитуриенты, выбравшие специальность ПИР, самую слабую – студенты ПДМР, СПР.

Более детально были проанализированы результаты вступительной кам-

пании по математике студентов, зачисленных на бюджетную форму обучения на специальность АСОИР. Функция распределения баллов ЦТ по математике за 2013–2016 гг. на данную специальность представлена на рис. 2.

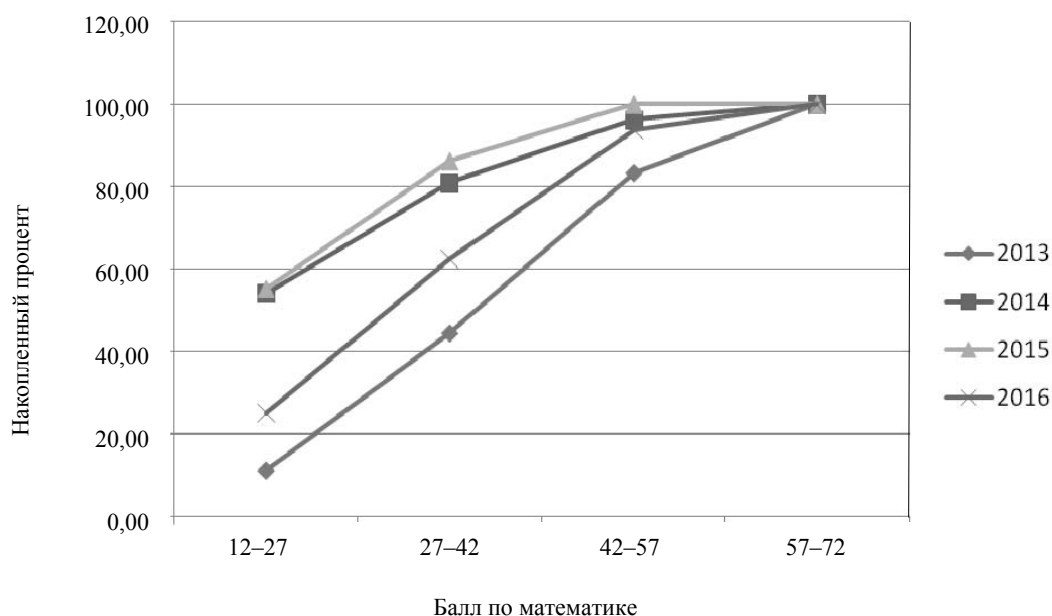


Рис. 2. Распределение баллов ЦТ по математике абитуриентов специальности АСОИР в 2013–2016 гг.

Из графика видно, что с каждым годом уровень школьной подготовки абитуриентов снижается. Если в 2013 г. только 11 % абитуриентов от общего количества поступивших на бюджет имели балл по математике в диапазоне от 12 до 27, то в 2014 и 2015 гг. уже 50 % поступивших имели такой балл. В 2016 г. стали студентами с такими баллами 25 %, т. е. каждый четвертый. Также в 2013 г. 83 % поступивших имели балл ниже диапазона от 42 до 57; в 2014 г. – 81 % с баллами ниже 27–42; в 2015 г. в этом же диапазоне было 86 % поступивших; в 2016 г. – 6 % от 42 до 52. Учитывая, что большинство предметов данной специальности являются математическими, можно представить, какие трудности ожидают будущего студента.

Если сравнивать бюджетников 2013 и 2016 гг. поступления по специальности УИР, то тут особых различий не наблюдается, линии на графике практически накладываются друг на друга (рис. 3).

Для всех специальностей инже-

нерно-экономического факультета математика важна, т. к. это будущие инженеры и экономисты. Был поставлен следующий вопрос: кто же лучше сдает ЦТ по данному предмету – юноши или девушки? Из рис. 4 очевидно, что и средний балл, и границы доверительного интервала в результатах централизованного тестирования по математике выше у женского пола.

Можно учитывать много факторов, влияющих на результаты обучения студентов в первую сессию. Первокурсник сталкивается с рядом проблем, вызывающих серьезные переживания:

- отсутствие моральной поддержки и взаимопомощи от бывших друзей-одноклассников;
- отрицательные переживания, связанные со сменой коллектива;
- отсутствие навыков осуществлять саморегулирование психологического поведения;
- отсутствие ежедневного контроля учебного процесса со стороны педагогов высшей школы;
- растерянность и неумение соста-

вить оптимальный режим труда и отдыха в новом учреждении образования;

- трудности в налаживании быта и самообслуживания, особенно при переходе из домашних условий в общежитие;

- отсутствие навыков конспектировать учебный материал, принимать

самостоятельные решения в учебной ситуации;

- неопределенность мотивации в выборе профессии;

- неумение конструктивно взаимодействовать с людьми в новых деловых и учебных контактах.

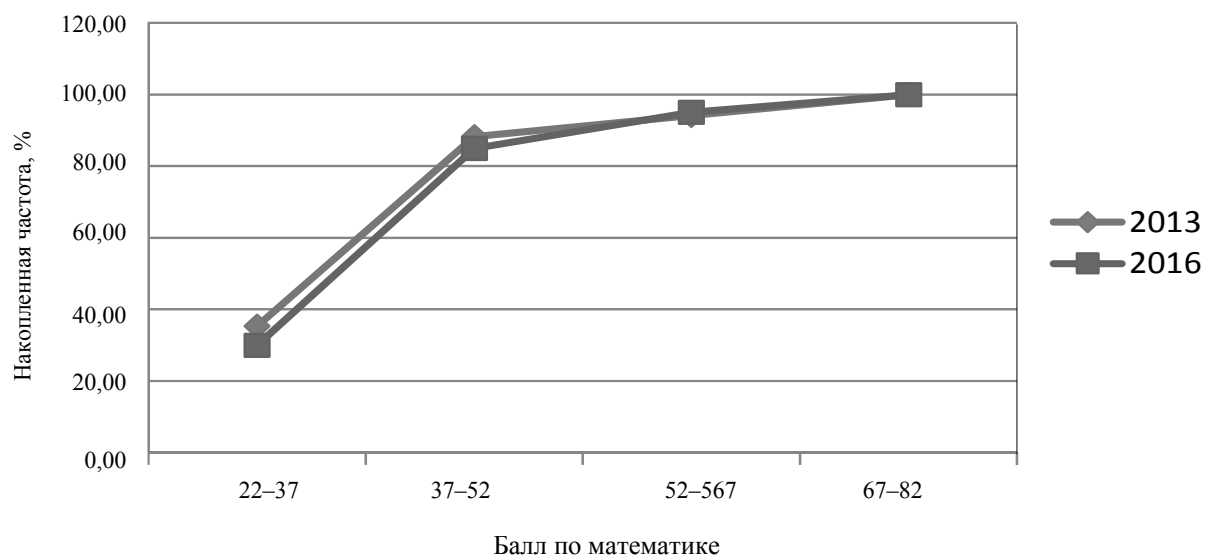


Рис. 3. Результаты приемной кампании по специальности УИР в 2013–2016 гг. по математике

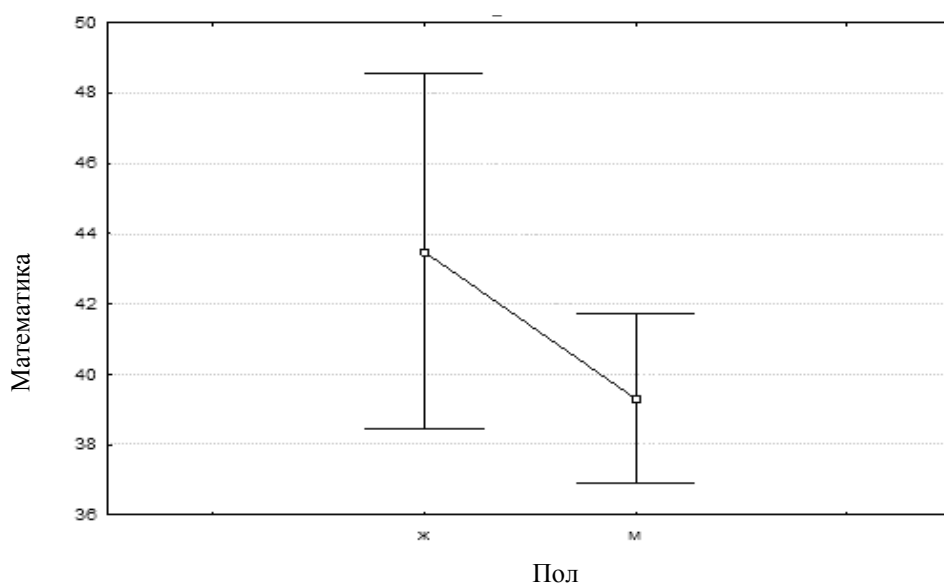


Рис. 4. Различие в баллах по гендерному признаку для централизованного тестирования по математике в группе АСОИР

Однако из множества дисциплин, которые предстоит освоить студентам первого курса, дисциплина «Высшая математика» целиком опирается на знания и навыки, которые студент получил в школе, а уровень подготовки по ней вы-

явило централизованное тестирование.

Для определения зависимости среднего балла в первую сессию от результатов ЦТ по математике (рис. 5) было построено корреляционное поле в ППП Statistica.

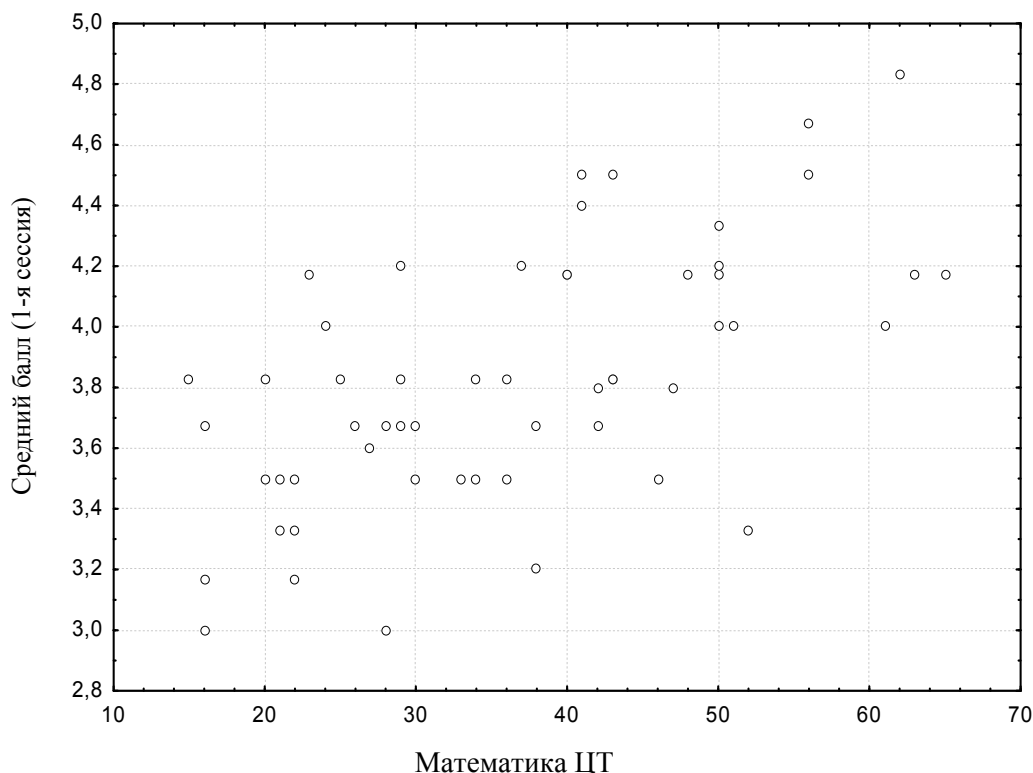


Рис. 5. Зависимость среднего балла от результатов ЦТ по математике (специальность АСОИР)

Анализ корреляционного поля свидетельствует о прямой связи между анализируемыми показателями (вытянутое снизу вверх слева направо облако точек), что позволило получить оценки значимых коэффициентов линейной регрессионной модели для каждой специальности.

Для специальности АСОИР

$$\text{Ср. балл} = 3,13 + 0,018M.$$

Для специальности БИОР

$$\text{Ср. балл} = 2,98 + 0,027M.$$

Для специальности ЭАиТР

$$\text{Ср. балл} = 3,31 + 0,015M,$$

где М – результат ЦТ по математике.

Для специальности ПИР

$$\text{Ср. балл} = 3,38 + 0,01\Phi,$$

где  $\Phi$  – результат ЦТ по физике.

Результаты первой сессии для каждой специальности ИЭФ с нижней и верхней границами 95-процентного доверительного интервала представлены на рис. 6.

Очевидно, что студенты с низким баллом по математике на ЦТ демонстрируют, в основном, в первую сессию очень низкие результаты.

Различия в среднем балле первой сессии по гендерному признаку отображены на рис. 7.

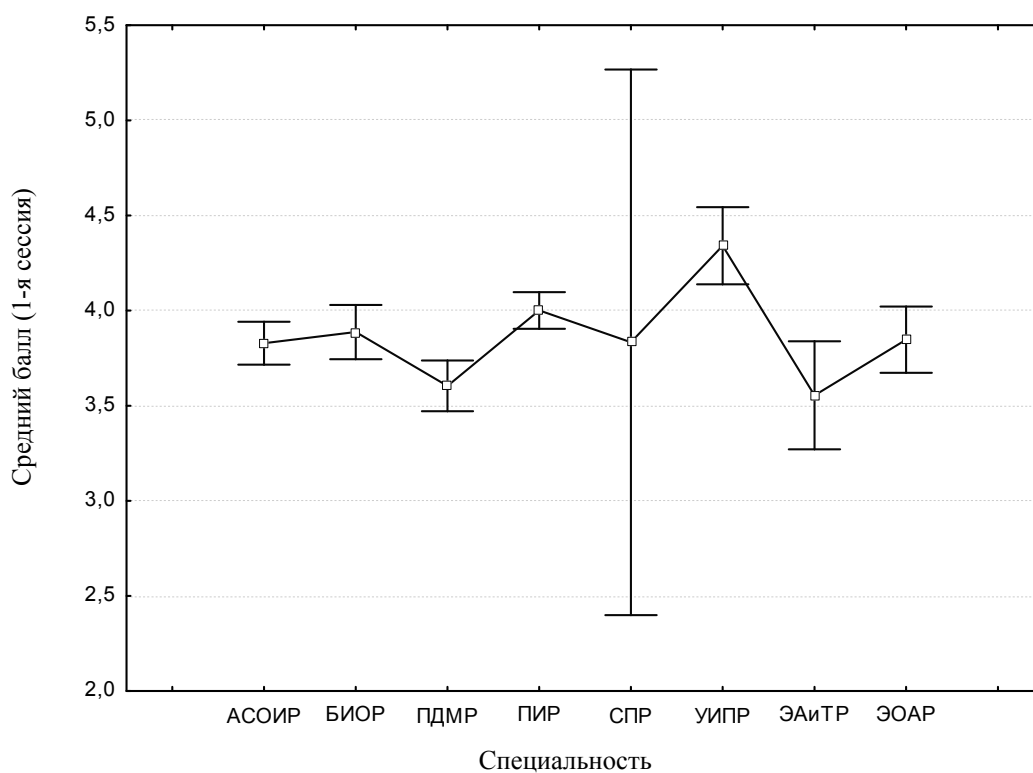


Рис. 6. 95-процентный доверительный интервал среднего балла для студентов ИЭФ в первую сессию

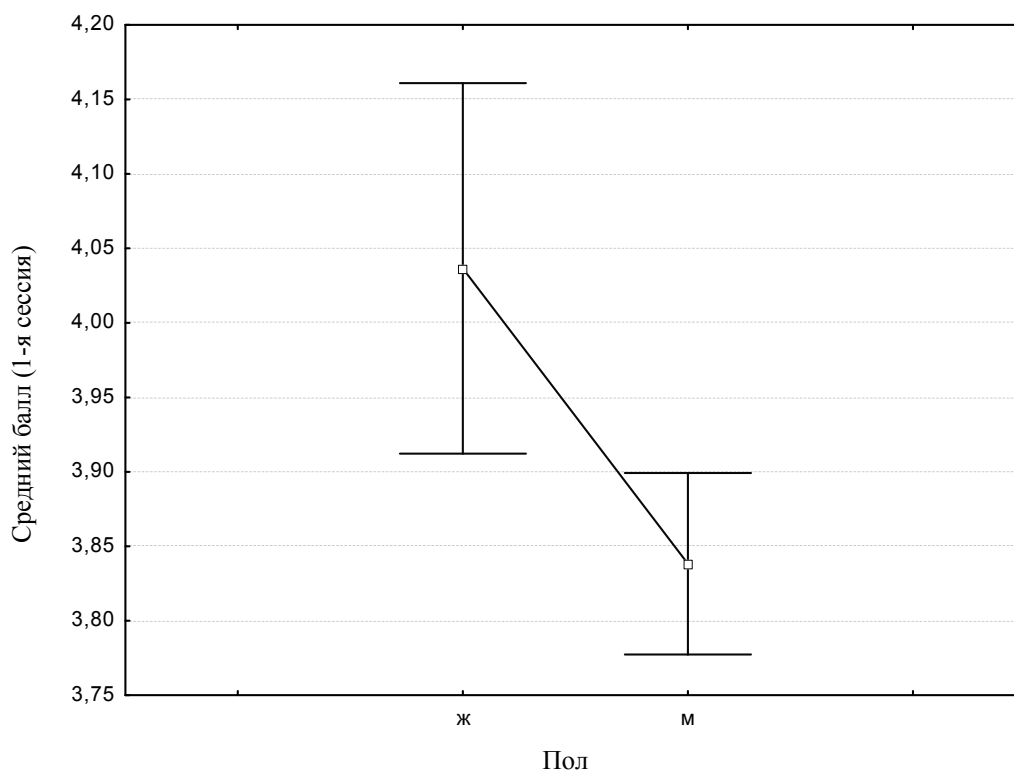


Рис. 7. Различия в среднем балле в первую сессию между юношами и девушками

Было решено установить связь между баллами централизованного тестирования и возможностью отчисления из учреждения образования по неуспеваемости. Условная вероятность  $p_i$  того, что студент может быть отчислен с выбранной специальности в зависимости от результатов  $x_i$  теста по математике, может быть описана с помощью логит-модели или логит-регрессии.

$$p_i = M(Y = 1 / x_i) = \frac{1}{1 + e^{-(\beta_0 + \beta_1 x_i)}},$$

где  $\beta_0$ ,  $\beta_1$  – параметры, подлежащие определению с помощью метода максимального правдоподобия.

Для студентов специальности АСОИР эта зависимость была оценена в пакете STATISTICA, с помощью которой, подставляя вместо  $x$  значение конкретного результата ЦТ по математике, можно оценить шансы получить диплом.

$$p_i = M(Y = 1 / x_i) = \frac{1}{1 + e^{-(0,668 - 0,034x_i)}}.$$

Подставляя в данную модель минимальный, средний и максимальный баллы прошлой приемной кампании, можно наглядно оценивать шансы абитуриентов (рис. 8).

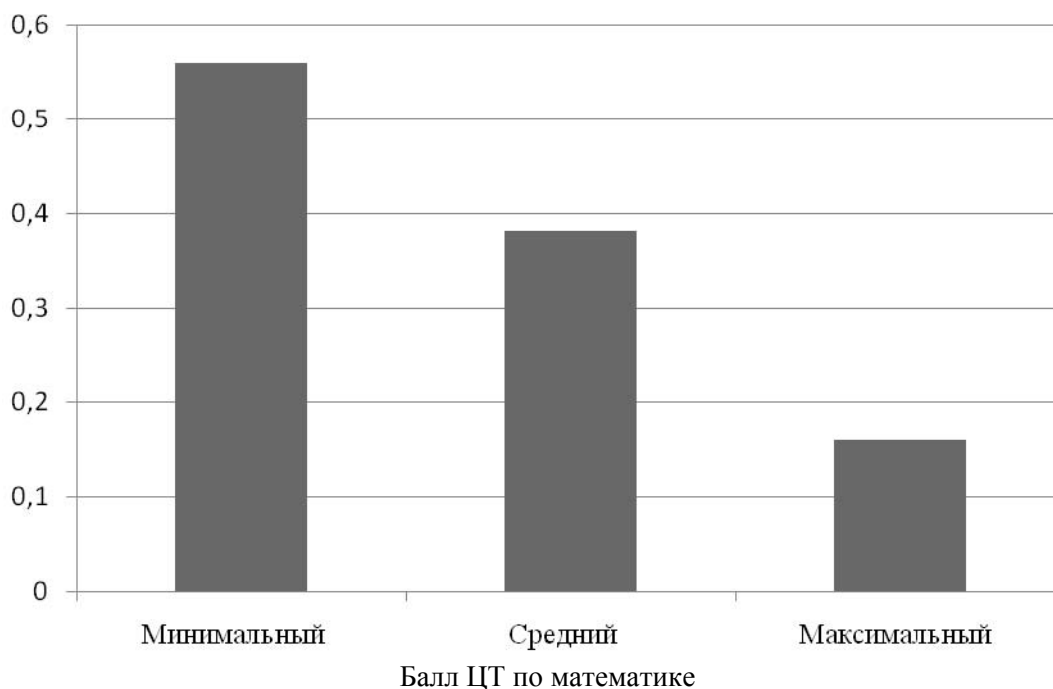


Рис. 8. Вероятность отчисления по неуспеваемости в зависимости от баллов ЦТ по математике

Если студент получит по централизованному тестированию по математике минимальный балл (12), то вероятность того, что он будет отчислен, составляет 0,56 (или 56 %). Получив средний балл по централизованному тестированию (34 балла), вероятность отчисления – 0,38 (или 38 %), а 67 баллов – всего 0,16 (или 16 %).

Предлагается создать «Центр помощи абитуриенту» или «Консалтинговый центр приемной комиссии», где, проанализировав результаты централизованного тестирования абитуриента и проведя тестирование, можно будет помочь ему правильно сделать выбор будущей специальности в вузе. Профессия «инженер» в ГУ ВПО «Белорус-

ско-Российский университет» – это основной вид предлагаемой образовательной услуги, однако 12 % поступивших расстаются с мечтой о дипломе уже на первом курсе, а 23 % студентов в результате 4-х лет обучения так и не станут обладателями диплома о высшем образовании. Причина в том, что многие абитуриенты переоценивают свои силы уже на первом этапе получения образования, они не совсем верно осознают свои желания и возможности. Не справится с курсом «Высшая математика» выпускник, имеющий «четыре» в аттестате и 15 баллов в сертификате централизованного тестирования по математике, если он выбрал специальности электротехнического факультета, но есть шансы обучаться на машиностроительном факультете или получить ди-

плом строителя. Учитывая, что основная часть отчисленных обучалась на бюджете и студенты получали какое-то время стипендию, можно оценить экономический ущерб для государства.

Возможно, в рекомендациях стоит пойти дальше и дать возможность студенту за 2 года получить диплом о среднем специальном образовании в стенах вуза, а далее диплом бакалавра и магистранта смогут получить лишь лучшие студенты. Некоторые российские вузы перешли на перевод студентов, получивших неудовлетворительные оценки в сессию, с бюджетной на контрактную форму обучения. То есть за свои деньги ты можешь получить любое образование, но государство при этом обучать будет только лучших, и на рынок труда придут лучшие.

*Статья сдана в редакцию 24 мая 2017 года*

**Виктория Александровна Ливинская**, канд. физ.-мат. наук, доц., Белорусско-Российский университет. E-mail: viktoriya.livinskaya@mail.ru.

**Светлана Леонидовна Комарова**, ст. преподаватель, Белорусско-Российский университет. E-mail: Dasha\_sak@mail.ru.

**Viktoriya Aleksandrovna Livinskaya**, PhD (Physics & Mathematics), Associate Prof., Belarusian-Russian University. E-mail: viktoriya.livinskaya@mail.ru.

**Svetlana Leonidovna Komarova**, senior lecturer, Belarusian-Russian University. E-mail: Dasha\_sak@mail.ru.



---

УДК 658.5

*Т. В. Пузанова, И. О. Дроздова*

## ПРИМЕНЕНИЕ МАТРИЧНЫХ МЕТОДОВ ДЛЯ РАЗРАБОТКИ СТРАТЕГИИ РАЗВИТИЯ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО ПАРКА

---

UDC 658.5

*T. V. Puzanova, I. O. Drozdova*

## USE OF MATRIX METHODS TO ELABORATE DEVELOPMENT STRATEGY FOR THE TECHNOLOGY PARK

---

### **Аннотация**

Предложены стратегия развития ЗАО «Технологический парк Могилев», разработанная с применением матричных методов анализа среды и стратегического анализа, а также мероприятия по реализации разработанной стратегии.

### **Ключевые слова:**

технологический парк, стратегия развития, матричные методы, методы оценки конкурентоспособности, ценовая политика.

### **Abstract**

The strategy for the development of the Technology Park Mogilev is presented in whose elaboration matrix methods of environmental and strategic analysis were used. The proposals to implement the developed strategy are given.

### **Key words:**

technology park, development strategy, matrix methods, methods for competitiveness evaluation, pricing policy.

---

Инновационный характер развития мировой экономики становится сегодня доминирующей тенденцией, поэтому необходимо формировать развитую инновационную инфраструктуру страны. При ее наличии происходит быстрое и эффективное использование потенциала в области научных исследований и разработок, технологического прогресса. Одним из субъектов инновационной инфраструктуры является технологический парк, который создает благоприятные условия и осуществляет поддержку предпринимателей и молодых компаний, работающих в научно-исследовательском секторе и промышленности, а также оказывает консалтинговые, маркетинговые, информацион-

ные услуги и экспертную помощь предприятиям любой формы собственности.

Анализ динамики основных экономических показателей ЗАО «Технологический парк Могилев» (ЗАО «ТПМ») выявил, что в период с 2014 по 2016 гг. наблюдается ухудшение таких показателей, как выручка от реализации услуг, прибыль от реализации услуг, рентабельность продаж, что отрицательно влияет на дальнейшую деятельность организации (рис. 1).

Анализ выручки от реализации услуг показал, что в 2015 г. она снизилась на 14 % по сравнению с 2014 г., а в 2016 г. – на 13 % по сравнению с 2015 г. и составила 264 тыс. р. Структура выручки в 2016 г. пред-

ставлена на рис. 2.

Из рис. 2 видно, что наибольшую выручку приносит сдача офисов в долгосрочную аренду, а наименьшую – консультационные услуги и аутсорсинг.

Анализ прибыли показал, что прибыль от реализации услуг в 2015 г.

уменьшилась до 24 тыс. р. и составила 70 % в сравнении с 2014 г.

В 2016 г. организация получила прибыль в размере 13 тыс. р., которая сформирована по результатам видов деятельности организации, представленным в табл. 1.

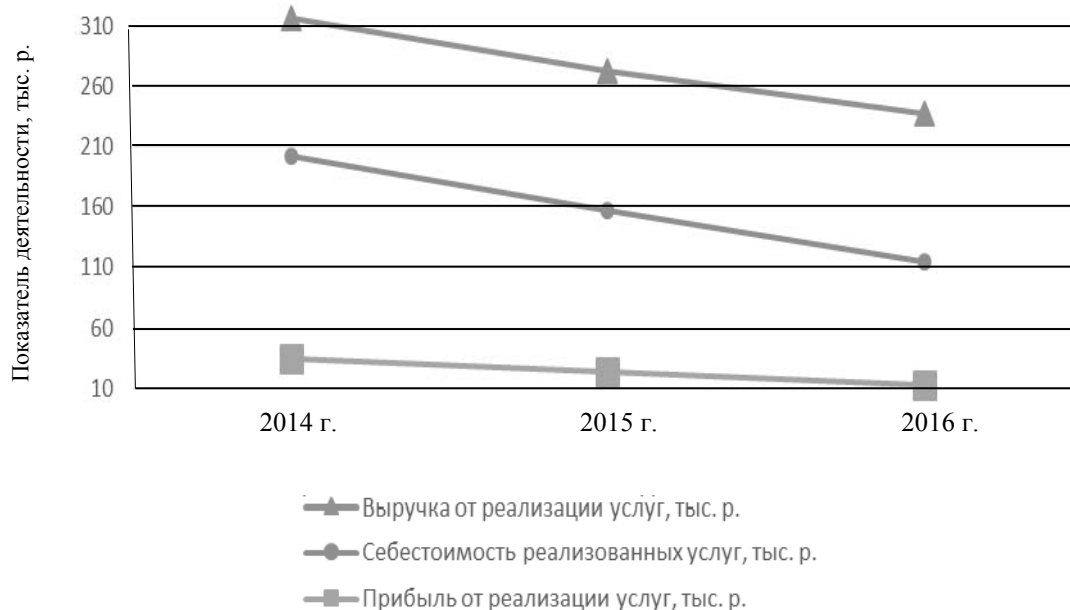


Рис. 1. Динамика основных показателей деятельности ЗАО «ТПМ»

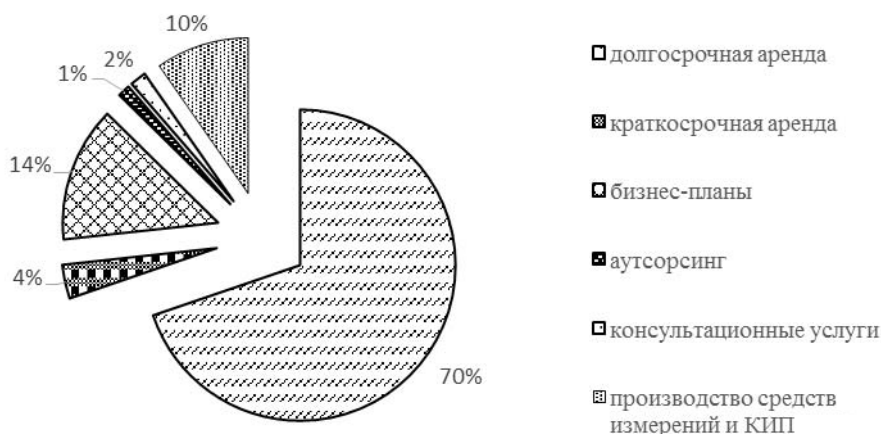


Рис. 2. Структура выручки от реализации услуг в 2016 г.

Табл. 1. Результативность ЗАО «ТПМ» по видам деятельности за 2016 г.

Вид деятельности	Прибыль	Убытки
Аренда	16 601	–
Прочие услуги	3 068	–
Реализация прав на ОИС	2 574	–
Услуги ЦТТ	–	–4 981
Хозяйственное обслуживание	–	–4 229

В то же время количество компаний, расположенных в технопарке, увеличивается. Более того, инновационная экономика предполагает технологическое переоснащение всех ведущих отраслей и предприятий, быстрое освоение ими современных и перспективных производственных и управленческих технологий.

Поэтому для повышения эффективности деятельности ЗАО «ТПМ» необходима детально разработанная и хорошо продуманная стратегия развития. Для обоснования стратегии использовались матричные методы анализа среды и стратегического анализа на основе применения разработанной ин-

формационно-аналитической системы.

Поиск путей повышения эффективности деятельности организации требует выявления ее сильных и слабых сторон, а также анализа внешней среды, которая выступает источником всех необходимых ресурсов для формирования и поддержания потенциала организации [1]. В комплексе внутренние и внешние факторы, влияющие на развитие компании, можно анализировать посредством SWOT-анализа (рис. 3).

Применение методики SWOT-анализа внешней и внутренней среды ЗАО «ТПМ» позволило получить SWOT-матрицу, представленную в виде выходной формы на рис. 4.



Рис. 3. SWOT-матрица для анализа внутренних и внешних факторов

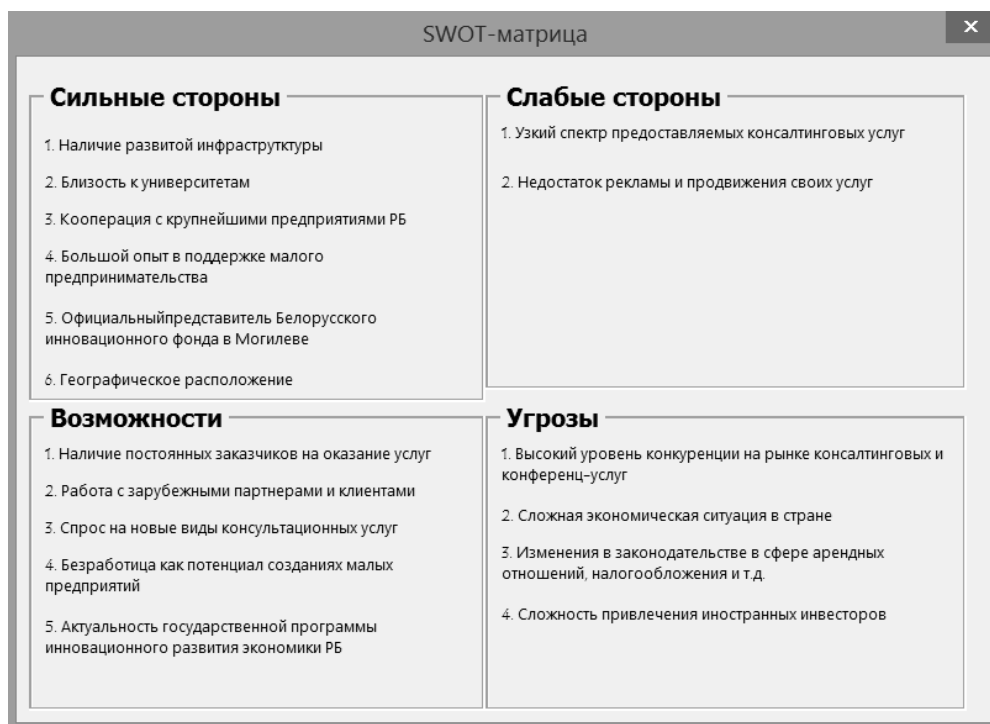


Рис. 4. Выходная форма с построением SWOT-матрицы для анализа внешней и внутренней среды ЗАО «ТПМ»

Для успешного применения методики SWOT-анализа оценки факторов внешней и внутренней среды организации необходимо позиционирование возможностей и угроз и определение профиля внутренней среды посредством экспертных оценок.

Метод позиционирования возможностей (рис. 5) позволил выявить,

что факторы с номерами 1, 3 и 5 имеют важное значение для организации и их обязательно нужно использовать. Для использования фактора с номером 2 необходимо обоснование эффективности такого решения. Возможность под номером 4 не заслуживает большого внимания.

Вероятность использования возможностей	Влияние		
	Сильное	Умеренное	Малое
Высокая	<ol style="list-style-type: none"> <li>Спрос на новые виды консультационных услуг.</li> <li>Наличие постоянных заказчиков на оказание услуг</li> </ol>		
Средняя	<ol style="list-style-type: none"> <li>Актуальность государственной программы инновационного развития</li> </ol>	<ol style="list-style-type: none"> <li>Работа с зарубежными клиентами, партнерами</li> </ol>	
Низкая			<ol style="list-style-type: none"> <li>Безработица как потенциал создания малых предприятий</li> </ol>

Рис. 5. Выходная форма с результатами применения метода позиционирования возможностей

По результатам анализа позиционирования угроз (рис. 6) можно сделать следующие выводы: к фактору с номером 2 необходимо серьезное отношение, факторы с номерами 1 и 3 должны по-

стоянно находиться в поле зрения высшего руководства, а фактор с номером 4 требует наблюдения за динамикой развития, поскольку он может перейти в другую группу.

Вероятность реализации угрозы	Возможные последствия			
	Разрушение	Критическое состояние	Тяжелое состояние	Легкие ушибы
Высокая				
Средняя		2 Сложная экономическая ситуация в стране.	1 Высокий уровень конкуренции на рынке консультационных услуг и конференц-услуг. 4 Изменения в законодательстве в сфере арендных отношений, налогообложения и т.д.	4 Сложность привлечения иностранных инвесторов
Низкая				

Рис. 6. Выходная форма с результатами применения метода позиционирования угроз

Результаты определения профиля среды для сильных сторон представлены на рис. 7. Анализ показал, что факторы, выделенные жирным шрифтом, имеют

наибольшую важность для организации. Аналогично определялся профиль среды для слабых сторон (рис. 8).

Фактор среды	Важность для отрасли (А)	Влияние на организацию (В)	Направленность влияния (С)	Степень важности (D=A*B*C)
<b>1. Наличие развитой инфраструктуры</b>	3	3	1	<b>9</b>
2 Близость к университетам.	1	2	1	2
3 Кооперация с крупнейшими предприятиями Республики Беларусь.	2	3	1	6
4 Большой опыт в поддержке малого предпринимательства.	2	3	1	6
5 Официальный представитель Белорусского инновационного фонда в Могилеве	2	2	1	4
6 Географическое расположение	2	3	1	6

Рис. 7. Выходная форма с результатами применения метода определения профиля среды для сильных сторон

Фактор среды	Важность для отрасли (А)	Влияние на организацию (В)	Направленность влияния (С)	Степень важности (D=A*B*C)
1 Узкий спектр предоставляемых консалтинговых услуг.	1	3	-1	-3
2. Недостаток рекламы и продвижения своих услуг.	1	2	-1	-2

Рис. 8. Выходная форма с результатами применения метода определения профиля среды для слабых сторон

SWOT-анализ показал, что у организации больше достоинств, чем недостатков, и внешняя среда благосклонна. Поэтому выбирается стратегия «макси-макси», которая позволит принять действия по укреплению своего положения, увеличивая долю и выводя на рынок новые виды услуг.

SWOT-методология дает возможность формировать стратегию с одновременным использованием матричных методов стратегического анализа. По-

этому для конкретизации стратегии применяется SPACE-анализ, который предназначен для формирования стратегии для предприятия в целом [2].

В основе методики лежит анализ таких четырех групп факторов, как конкурентные преимущества фирмы, финансовый потенциал, промышленный потенциал, стабильность обстановки, и оценки каждого фактора по пяти-балльной шкале. Результаты оценок представлены на рис. 9–12.

Факторы финансового потенциала (FS)	Оценка
1. Ликвидность	5
2. Финансовая устойчивость	4
3. Платежеспособность	5
4. Рискованность бизнеса	3
<b>Рассчитать средневзвешенную оценку группы</b>	
<b>Средневзвешенная оценка группы</b>	4.4

Рис. 9. Выходная форма с оценками факторов группы финансового потенциала организации

Факторы конкурентных преимуществ (CA)	Оценка
1. Компетенция (опыт поддержки инновационных предприятий и проектов)	5
2. Квалифицированный персонал	5
3. Широкий ассортимент предлагаемых услуг	3
4. Постоянное развитие	4
5. Сотрудничество с крупными предприятиями	4
<b>Рассчитать средневзвешенную оценку группы</b>	
<b>Средневзвешенная оценка группы</b>	4.25

Рис. 10. Выходная форма с оценками факторов группы конкурентных преимуществ организации

Фактор	Оценка
1. Потенциал роста	3
2. Потенциал прибыли	3
3. Финансовая стабильность	3
4. Легкость доступа на рынок	5
<b>Средневзвешенная оценка группы</b>	<b>3.4</b>

Рис. 11. Выходная форма с оценками факторов группы промышленного потенциала отрасли

Фактор	Оценка
1. Технологические изменения	2
2. Темпы инфляции	3
3. Изменчивость спроса	2
4. Препятствия для доступа на рынок	4
5. Давление конкурентов	2
<b>Средневзвешенная оценка группы</b>	<b>2.5</b>

Рис. 12. Выходная форма с оценками факторов группы стабильности обстановки

Полученные оценки позволили построить четырехугольник в декартовой системе координат. Из рис. 13 видно, что максимально удаленной от центра координат является сторона в квадранте конкурентное преимущество – финансовый потенциал. Следовательно, организация находится в консервативном стратегическом положении.

Данное стратегическое состояние наблюдается на стабильных рынках с низкими темпами роста. В этом случае усилия концентрируются на финансовой стабилизации. Важнейшим фактором является конкурентоспособность

оказываемых услуг.

Для реализации стратегии были выбраны такие виды деятельности, которые для организации наиболее прибыльны: аренда помещений и бизнес-планирование. Анализ уровня конкуренции рынка конференц-услуги показал, что в г. Могилеве такие услуги оказывают ряд организаций. Наиболее значимыми конкурентами являются гостиницы «Могилев» и «Турист».

Оценка конкурентоспособности проводилась по всем конференц-помещениям ЗАО «ТПМ» с выбором для каждого из них наиболее значимого

конкурента. Для повышения объективности оценки применялись метод построения многоугольника конкуренто-

способности, не учитывающий значимость факторов, и разностный метод, позволяющий учесть их важность [3].

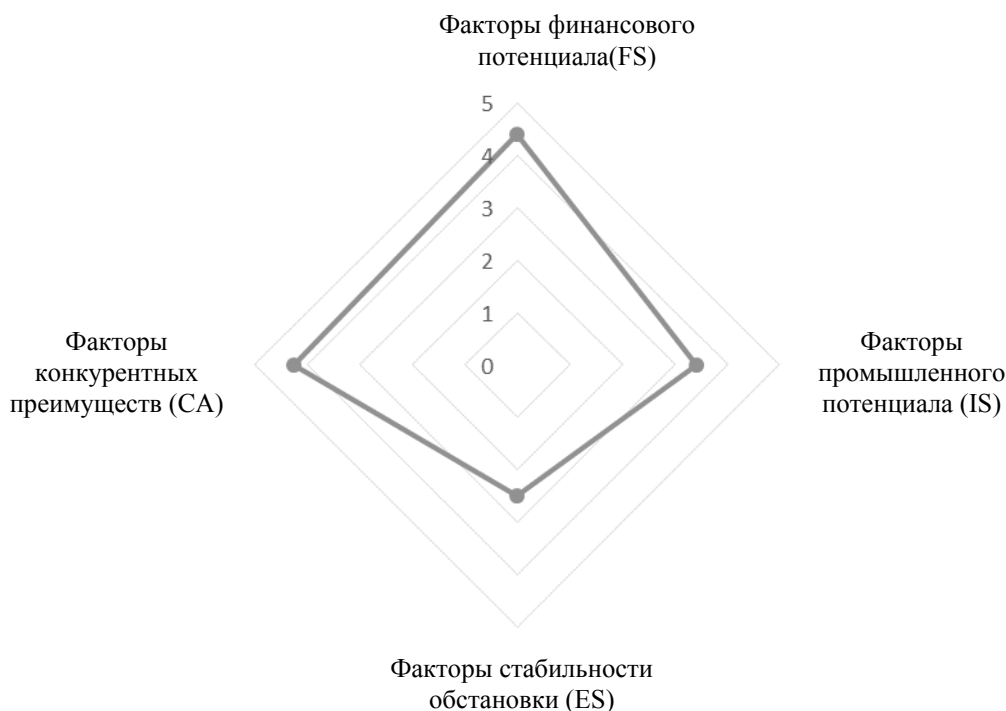


Рис. 13. Выходная форма графической модели SPACE-анализа

На рис. 14 приведены результаты оценки конкурентоспособности конференц-зала, которая показала, что ЗАО «ТПМ» уступает своему конкуренту по таким параметрам, как дополнительные услуги и отсутствие бесплатной услуги Wi-Fi.

Для повышения конкурентоспособности оказываемых услуг требуется технико-экономическое обоснование инвестиционного проекта по внедрению оборудования для повышения качества и расширения возможностей видеоконференций.

Кроме этого, важнейшим средством обеспечения эффективного функционирования организации является ценовая политика. Для ЗАО «ТПМ» может быть использована методика формирования цены с применением экспертных методов и аддитивной свертки взвешенных значений критериев, определяющих

сложность разработки бизнес-плана. Такой подход использовался при формировании цены на услуги бизнес-планирования, в которой необходимо учитывать множество следующих факторов: цель разработки бизнес-плана, численность работников, характеризующая размер предприятия; объем выручки, отражающей его доходность; период детализации расчетов, состояние предприятия (новое или существующее); срочность разработки бизнес-плана, необходимость проведения маркетинговых исследований; обязательность передачи разработанной финансовой модели клиенту. Данная методика дает возможность учесть сложность разработки бизнес-плана, финансовое состояние клиента и его интересы.

Таким образом, предлагаемая стратегия развития и направления ее реализации позволят повысить эффек-



тивность деятельности ЗАО «ТПМ», а следовательно, создать благоприятный

инновационный климат для поддержки и развития бизнес-инкубатора.

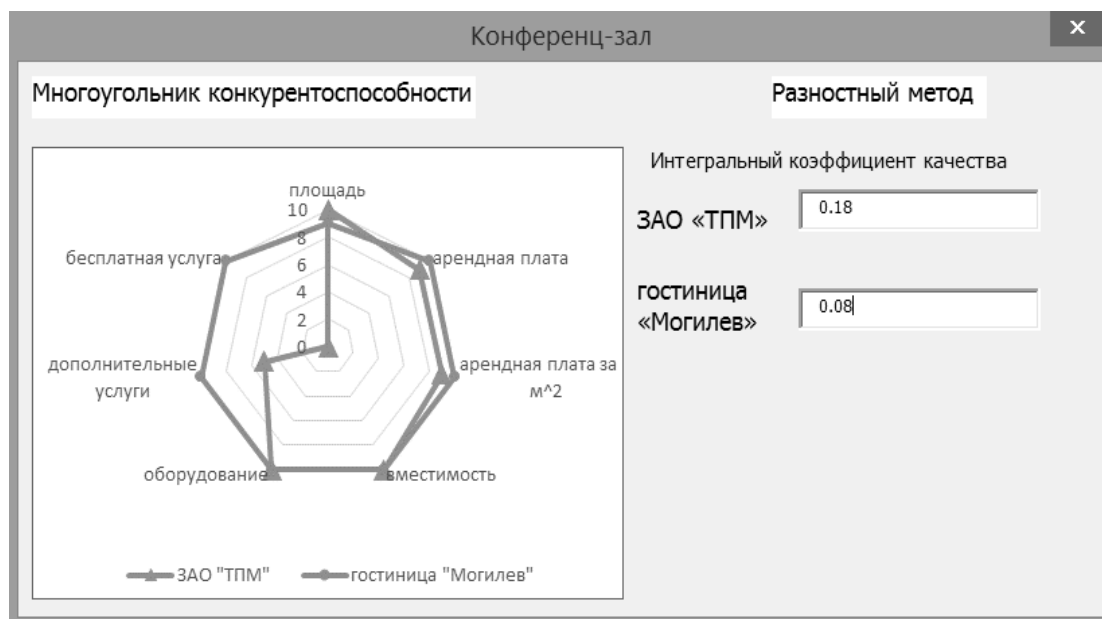


Рис. 14. Выходная форма оценки конкурентоспособности конференц-зала

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Кузин, Б. И. Методы и модели управления фирмой / Б. И. Кузин, В. Н. Юрьев, Г. М. Шахдинаров. – Санкт-Петербург : Питер, 2001. – 432 с.
2. Бухалков, М. И. Планирование на предприятии : учебник / М. И. Бухалков. – 4-е изд., испр. и доп. – Москва : ИНФРА-М, 2012. – 411 с.
3. Лазаренко, А. А. Методы оценки конкурентоспособности / А. А. Лазаренко // Молодой ученый. – 2014. – № 1. – С.374–377.

Статья сдана в редакцию 20 июня 2017 года

**Татьяна Владимировна Пузанова**, канд. техн. наук, доц., Белорусско-Российский университет. Тел.: 8-029-663-17-35.

**Ирина Витальевна Дроздова**, студентка, Белорусско-Российский университет.

**Tatyana Vladimirovna Puzanova**, PhD (Engineering), Associate Prof., Belarusian-Russian University. Phone: 8-029-663-17-35.

**Irina Vitalyevna Drozdova**, student, Belarusian-Russian University.

# ВЕСТНИК БЕЛОРУССКО-РОССИЙСКОГО УНИВЕРСИТЕТА

№ 3(56) 2017

Ответственный за выпуск	В. И. Кошелева
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 07.09.2017. Формат 60×84/8. Бумага офсетная. Печать офсетная. Гарнитура Таймс. Усл. печ. л. 17,9. Уч.-изд. л. 17,0. Тираж 100 экз. Заказ 4530.

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