

# ВЕСТНИК

*Белорусско-Российского университета*

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

*Периодичность – 4 раза в год*

2(59) 2018

---

## СОДЕРЖАНИЕ

### МАШИНОСТРОЕНИЕ

<b>АНТИПЕНКО Г. Л., СУДАКОВА В. А.</b> Оценка степени влияния динамической нагруженности зубчатых передач трансмиссии на их сопротивление усталости.....	4
<b>ТАРАСИК В. П., ПУЗАНОВА О. В.</b> Оптимизация параметров подвески легкового автомобиля .....	13
<b>ШАТУРОВ Д. Г., БЛАГОДАРНАЯ О. В., ПАНКОВ М. В., СНЫТКОВ Д. П.</b> Исследование кинематических углов призматического резца при точении .....	25

### ОХРАНА ТРУДА. ОХРАНА ОКРУЖАЮЩЕЙ СРЕДЫ. ГЕОЭКОЛОГИЯ

<b>ЛОБИКОВА Н. В., ГАЛЮЖИН А. С., ЛОБИКОВА О. М., ГАЛЮЖИН С. Д.</b> Экологическая целесообразность применения тепловых насосов для отопления индивидуальных жилых домов в Беларуси .....	33
<b>ЮРЧЕНКО В. А., ПОНОМАРЕВ К. С., ПОНОМАРЕВА С. Д.</b> Исследование характеристик экологически опасной мелкодисперсной пыли какао кондитерских предприятий.....	45

## ЭКОНОМИКА. ЭКОНОМИЧЕСКИЕ НАУКИ

<b>ЛИВИНСКАЯ В. А., КОМАРОВА С. Л.</b> Использование функции желательности Харрингтона для оценки регионов с позиции привлекательности .....	55
<b>ТОКМЕНИНОВ К. А.</b> Перспективы освоения полимерных композиционных материалов в Республике Беларусь .....	65

## ФИЗИКА

<b>ЛЯПИН А. И.</b> О дуализме времени .....	73
---	----

- *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>ANTIPENKO G. L., SUDAKOVA V. A.</b> Evaluation of the degree of influence of dynamic response of gear transmissions on their fatigue resistance .....	4
<b>TARASIK V. P., PUZANOVA O. V.</b> Optimization of parameters of the motor car suspension .....	13
<b>SHATUROV D. G., BLAGODARNAYA O. V., PANKOV M. V., SNYTKOV D. P.</b> Research on working angles of prismatic tools in turning process .....	25

### LABOUR PROTECTION. ENVIRONMENT PROTECTION. GEOECOLOGY

<b>LOBIKOVA N. V., GALYUZHIN A. S., LOBIKOVA O. M., GALYUZHIN S. D.</b> Ecological expediency of heat pumping application for heating individual residential houses in Belarus .....	33
<b>YURCHENKO V. O., PONOMAROV K. S., PONOMAROVA S. D.</b> Investigation of characteristics of ecologically dangerous fine cocoa dust formed in confectionery manufacturing .....	45

### ECONOMICS. ECONOMIC SCIENCES

<b>LIVINSKAYA V. A., KOMAROVA S. L.</b> Application of harrington's desirability function for evaluating regions in respect to their attractiveness .....	55
<b>TOKMENINOV K. A.</b> Prospects for development of polymer composite materials in the republic of Belarus .....	65

### PHYSICS

<b>LYAPIN A. I.</b> On duality of time .....	73
--	----

## МАШИНОСТРОЕНИЕ

УДК 629.114.2

*Г. Л. Антипенко, В. А. Судакова*

### ОЦЕНКА СТЕПЕНИ ВЛИЯНИЯ ДИНАМИЧЕСКОЙ НАГРУЖЕННОСТИ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ ТРАНСМИССИИ НА ИХ СОПРОТИВЛЕНИЕ УСТАЛОСТИ

UDC 629.114.2

*G. L. Antipenko, V. A. Sudakova*

### EVALUATION OF THE DEGREE OF INFLUENCE OF DYNAMIC RESPONSE OF GEAR TRANSMISSIONS ON THEIR FATIGUE RESISTANCE

#### **Аннотация**

Проведен анализ методик расчета зубчатых передач трансмиссий машин на прочность и долговечность. Дана оценка влияния циклической кинематической погрешности зубчатых передач, возникающей в эксплуатации, на динамическую нагруженность трансмиссии и на снижение циклической прочности зубьев. Предложен критерий для прекращения эксплуатации с целью недопущения аварии и средства контроля за изменением динамической нагруженности трансмиссии.

#### **Ключевые слова:**

трансмиссия, зубчатые колеса, кинематическая погрешность, динамическая нагруженность, коэффициент динамичности, прочность, усталость, относительные угловые перемещения.

#### **Abstract**

The analysis of methods for calculating strength and durability of gear transmissions of machines is performed. It is estimated how cyclic kinematic errors of gears, occurring during their operation, affect the dynamic response of the transmission and the reduction of cyclic strength of teeth. The criterion for terminating the operation in order to prevent accidents is proposed, as well as the means for monitoring the change in dynamic overloading of the transmission.

#### **Key words:**

transmission, gears, kinematic accuracy, dynamic response, dynamic factor, strength, fatigue, relative angular displacement.

#### **Введение**

Нагруженность всех агрегатов трансмиссии определяется взаимодействием автомобиля с внешней средой и внутренними взаимодействиями. В процессе эксплуатации происходят изменения состояния элементов трансмиссий машин, появляются различного рода дефекты: поломки, изнашивание, заедание, деформации, которые влияют

на возрастание динамической нагруженности зубчатых передач. Среди основных факторов, вызывающих появление дефектов элементов трансмиссии, выделяют следующие: кратковременные динамические нагрузки, создающие в деталях повышенные напряжения; длительные, циклически изменяющиеся нагрузки, способствующие накоплению в материале деталей усталостных повреждений; трение кон-

тактирующих поверхностей, обуславливающее их изнашивание.

Так как не всякое повреждение детали сразу приводит к ее отказу, вводится понятие о предельной степени повреждения или предельном состоянии детали. Предельным является такое состояние детали, по достижении которого ее работа или невозможна (например, поломка), или становится совершенно нецелесообразной, а часто и недопустимой, из-за существенного ухудшения показателей работы трансмиссии или безопасности эксплуатации. Характерным предельным состоянием для зубчатых колес выступают поломка зубьев или трещины, выкрашивание или смятие активной поверхности зубьев, проявляющиеся в увеличении шума при работе передачи.

Одним из критериев оценки совершенства трансмиссий является их долговечность. Она в большой степени определяется выносливостью зубчатых колес. Классический подход к расчету зубчатых передач на выносливость предполагает наличие некоего нагрузочного режима, который характеризует величину и частоту нагрузок, имеющих место в реальной эксплуатации трансмиссии. В отечественной литературе вопрос формирования нагрузочного режима главным образом рассматривался по отношению к вальным автомобильным коробкам передач. Дана классификация нагрузок, действующих на зубчатые колеса вальных коробок передач: ударные нагрузки, возникающие при трогании с места, циклические нагрузки, действующие во время движения на передаче, и пиковые нагрузки, нагружающие зубчатые колеса при переключении передач.

### **Методики расчета зубчатых передач трансмиссий машин**

В зависимости от характера воздействия повреждающих факторов на отдельные детали автомобиля произво-

дятся расчеты на прочность, усталость, износостойкость рабочих поверхностей, жесткость, устойчивость.

Расчет на прочность выполняется для предупреждения поломок или повреждения рабочих поверхностей (смятие, растрескивание) при однократном приложении наибольшей из возможных нагрузок. Для расчета необходимо выявить максимальные нагрузки, обусловленные особо тяжелыми условиями эксплуатации [1].

При расчете на прочность в качестве основных используют три расчетных режима: по максимальному вращающему моменту двигателя; по максимальному сцеплению ведущих колес с дорогой; по максимальным динамическим нагрузкам, возникающим на переходных режимах движения автомобиля, оцениваемым коэффициентом динамичности  $k_d$ . Так как нагрузка имеет динамический характер, такой расчет иногда называют расчетом на динамическую прочность. Его осуществляют путем математического моделирования процессов трогания, переключения передач и торможения, учитывая индивидуальные особенности трансмиссии, двигателя и внешних условий эксплуатации.

Для гидромеханических трансмиссий расчетным является вращающий момент турбинного колеса гидротрансформатора на стоповом режиме. При этом возникающие кратковременные напряжения не должны превышать предела прочности материала детали. В зависимости от вида напряженного состояния расчет на прочность выполняется по напряжениям изгиба, кручения или контактными напряжениям.

При эксплуатации зубчатые передачи трансмиссий подвергаются воздействию переменных по значению, направлению и частоте нагрузок. Под действием этих нагрузок в зубьях накапливаются усталостные повреждения. Для расчета на усталость необходимы статистические данные о плотности распределения амплитуд переменных напряже-

ний и числа циклов нагружения в заданных условиях эксплуатации.

Стандарт ассоциации американских производителей зубчатых колес AGMA 6002-B93 включает, помимо основного режима, еще бросок сцепления (0,004 % от общего количества циклов), пробуксовку ведущих колес при максимальной нагрузке (0,025 % от общего количества циклов), работу на предельно допустимой мощности на первых трех передачах (10,2 % от общего количества циклов).

Нагрузочные режимы регламентирует и немецкий стандарт DIN 3990-41. Но применение этих нагрузочных режимов к оценке долговечности зубчатых передач не совсем корректно. Одной из причин является то, что на современном этапе произошло разделение между производителями автомобилей и производителями трансмиссий. Образовались такие известные фирмы по производству трансмиссий, как ZF, AISIN, JATCO, ALLISON и др., продукция которых может оказаться на совершенно разных типах автомобилей [2]. Каждый из этих типов автомобилей выполняет свои задачи в рамках, заложенных его конструкторами. И одной из ключевых характеристик, указывающей на разнообразие условий эксплуатации, является ездовой цикл.

Ездовой цикл предполагает использование экспериментально установленной зависимости между уровнем циклически изменяющегося напряжения в зубьях  $\sigma$  и числом циклов нагружения  $N$  до достижения предела усталости  $\sigma_r$  или ресурса.

Условие достаточного сопротивления усталости детали имеет вид [1]:

$$\sigma^m \cdot N \leq \sigma_r^m \cdot N_0, \quad (1)$$

где  $\sigma_r$  – предел усталости при базовом числе циклов  $N_0$ , МПа;  $\sigma$  – предельные напряжения при числе нагружений  $N$ , МПа;  $m$  – показатель степени кривой усталости материала, который зависит

от напряженного состояния и находится в пределах 3...9. Для анализа изгибных напряжений  $m = 6$  при однородной структуре материала зубчатого колеса, при упрочнении поверхности зубчатого колеса  $m = 9$ .

Данная формула справедлива только для зубчатых передач, работающих с одним уровнем нагружений. Зубчатые колеса трансмиссий автомобилей в течение срока службы обычно испытывают длительно действующие нагрузки, уровень которых постоянно изменяется. В этом случае диапазон изменения уровня длительно действующей нагрузки разбивается на  $n$  интервалов и для каждого  $i$ -го интервала определяется мера накапливаемого усталостного повреждения,  $\sigma_i^m N_i$  за  $N_i$  число циклов при среднем напряжении  $\sigma_i$  на  $i$ -м интервале нагрузки.

Тогда в соответствии с гипотезой о возможности линейного суммирования усталостных повреждений условие достаточной сопротивляемости усталости, или ресурса, примет следующий вид:

$$\sum_{i=1}^n \sigma_i^m \cdot N_i \leq \sigma_r^m \cdot N_0. \quad (2)$$

Использовать непосредственно данное выражение достаточно трудно, поэтому выделяют два метода расчета: метод эквивалентных циклов и метод эквивалентных нагрузок. В первом случае из множества уровней нагрузок выбирается один условный уровень, обычно это максимальный уровень нагрузки, а реальное количество циклов нагружения заменяется эквивалентным, используя коэффициент приведения режима переменных циклических нагрузок к режиму циклического нагружения с условной нагрузкой, так называемый коэффициент пробега.

В методе эквивалентных нагрузок для определения ресурса используется реальное число циклов, но напряжения в детали определяются по эквивалентной нагрузке.

### Влияние кинематической погрешности передачи на динамическую нагруженность трансмиссии

На динамическую нагруженность зубчатых передач влияют не только расчетные нагрузки, но и появляющиеся при длительной эксплуатации единичные дефекты зубьев, вызывающие удары при передаче вращающего момента. Дополнительные динамические нагрузки возникают и от гармонических колебаний, вызванных циклической кинематической погрешностью от неравномерного износа зубьев или от прогиба вала в коробке передач. И если единичные дефекты зубьев можно обнаружить при визуальном осмотре частично разо-

бранной коробки передач, то кинематическую погрешность передачи можно определить только инструментальным методом.

Кинематическая погрешность характеризуется допуском на наибольшую кинематическую погрешность колеса  $F_i$ , включающим допуск на накопленную погрешность шага колеса  $F_p$  и допуск на погрешность профиля колеса  $f_f$ , мкм. Нормированные значения этих погрешностей для зубчатых колес 6-й степени точности трехвальной коробки передач, вращающий момент у которой на первой ступени передается двумя одинаковыми парами зубчатых колес с разными модулями зубьев, сведены в табл. 1.

Табл. 1. Нормированные значения кинематической погрешности зубчатых колес первой ступени исследуемой коробки передач

Номер зубчатого колеса	Количество зубьев	Модуль $m$ , мм	Допуск на накопленную погрешность шага колеса $F_p$ , мкм (рад)	Допуск на погрешность профиля колеса $f_f$ , мкм	Допуск на наибольшую кинематическую погрешность колеса $F'_{ir}$ , мкм (рад)	Экспериментальное значение кинематической погрешности передачи, рад
$z_1$	17	3,63	45 (0,0014)	14	59 (0,0019)	0,05
$z_2$	43	3,63	63 (0,0008)	13	76 (0,0010)	
$z_3$	17	2,82	36 (0,0015)	11	47 (0,0019)	
$z_4$	43	2,82	63 (0,0010)	11	74 (0,0012)	0,3

Предельная величина кинематической погрешности в эксплуатационной документации не регламентируется. Одной из причин является отсутствие методики и средств диагностирования этого параметра в процессе эксплуатации трансмиссии. Но кинематическую погрешность передачи в целом можно определить экспериментально импульсным методом [3].

Экспериментальные исследования проводились на четырехступенчатой коробке передач автомобиля, выработавшего свой ресурс 1 (рис. 1). Для отслеживания относительных угловых перемещений ведущего и ведомого валов привода использовались преобразовате-

ли угловых перемещений 2 и 3, генерирующие 2500 и 1024 имп/об соответственно на ведущем и ведомом валах.

В состав экспериментальной установки также входили приводное устройство 4, источник питания 5, плата сбора данных 6 и персональный компьютер 7 для обработки поступающей с платы сбора данных информации.

Анализ экспериментальных данных позволил установить величину циклической кинематической погрешности зубчатых колес на входе и выходе коробки передач. Результаты эксперимента для первой ступени добавлены в табл. 1.

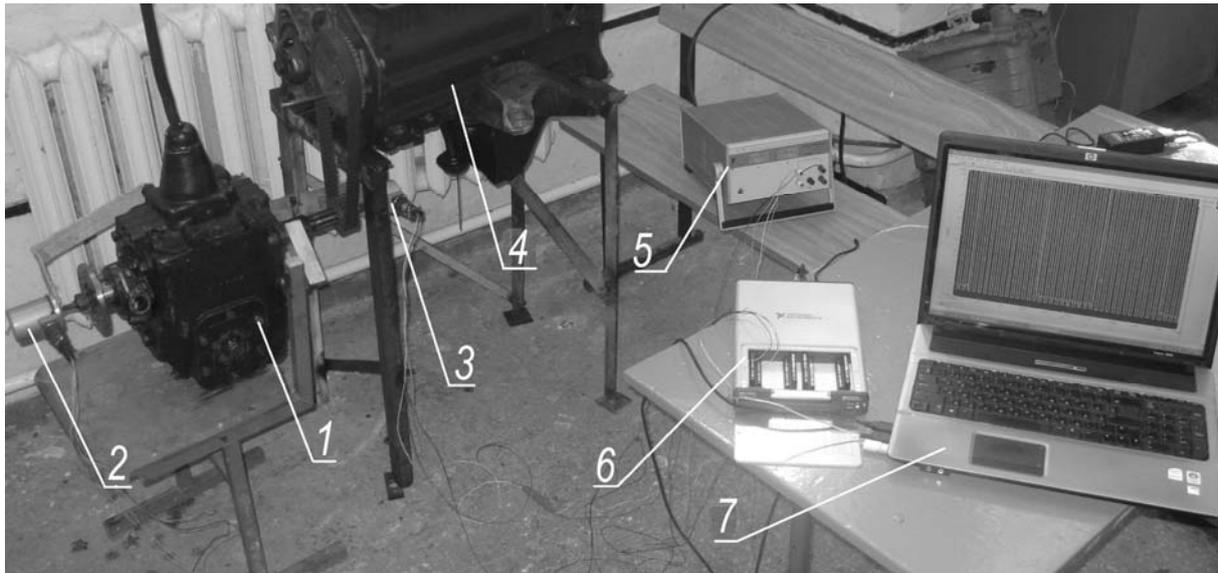


Рис. 1. Экспериментальная установка для определения кинематической погрешности коробки передач

Определив величины циклической кинематической погрешности, на математической модели (4) рассчитаны мгновенные изменения углов поворота зубчатых колес при работе коробки передач. Математическая модель кинематики коробки передач представляет собой зависимости углов поворота зубчатых колес  $z_1, z_2$  первичного и промежуточного валов и  $z_3, z_4$  (или других в зависимости от включенной передачи) промежуточного и выходного валов. Величины кинематической погрешности в этих парах зубчатых колес с передаточными числами  $u_j$  задаются в углах поворота ведомого колеса пары в пределах максимальных значений, приведенных в табл. 1. Циклическая кинематическая погрешность шага зубьев каждого колеса описывается зависимостью  $F_{pi} \sin \varphi_i$ . При отсутствии циклической погрешности  $F_{pi}$  принимается равной нулю.

$$\begin{aligned} \varphi_1 &= \varphi_1 + d\varphi_1 + F_{p1} \sin \varphi_1; \\ \varphi_2 &= \varphi_1 / u_1 + F_{p2} \sin(\varphi_1 / u_1); \\ \varphi_3 &= \varphi_2 + F_{p3} u_1 \sin(\varphi_1 / u_1); \\ \varphi_4 &= \varphi_3 / u_2 + F_{p4} u_1 u_2 \sin \varphi_3, \end{aligned} \quad (3)$$

где  $\varphi_1, \varphi_2, \varphi_3, \varphi_4$  – углы поворота валов привода;  $d\varphi_1$  – шаг угла поворота ведущего вала привода.

Так, при работе коробки передач на первой ступени момент передается двумя парами зацеплений:  $z_2/z_1$  с передаточным числом  $u_1$  и  $z_4/z_3$  с передаточным числом  $u_2$ . Рассмотрим два состояния передачи. Первое состояние, при котором у зубчатой пары колес  $z_4/z_3$  отсутствует циклическая кинематическая погрешность, а у пары колес  $z_2/z_1$  примем ее такой, какая была получена в результате экспериментальных исследований этой коробки передач в конце эксплуатации. Погрешность шага зацепления у зубчатого колеса  $z_1$ , составляющая 0,05 рад, вызывает гармоническое отклонение действительного угла поворота выходного вала от теоретического амплитудой  $F_{p1}$  в 0,025 рад (рис. 2).

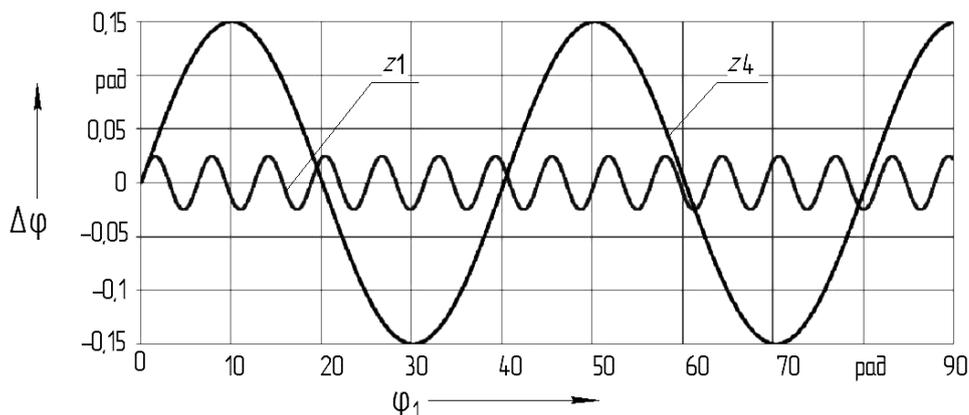


Рис. 2. Характер изменения циклической кинематической погрешности передачи при одинаковой погрешности шага на шестерне  $z_1$  и колесе  $z_4$  коробки передач

Рассмотрим другое состояние, при котором для колес  $z_2 / z_1$  циклическая кинематическая погрешность отсутствует, а для колес  $z_4 / z_3$  примем такую же погрешность шага зубьев колеса  $z_4$ , какая была получена в результате тех же экспериментальных исследований. В этом случае максимальная кинематическая погрешность передачи составила 0,3 рад, а ампли-

туда циклической погрешности  $F_{p4} = 0,15$  рад с периодом повторного появления  $T = 2\pi u = 2 \cdot 3,14 \cdot 6,4 = 40,19$  рад.

При наличии циклической кинематической погрешности обеих пар зацеплений эти погрешности накладываются друг на друга, в итоге получается кривая (рис. 3) с максимальной амплитудой погрешности до 0,18 рад.

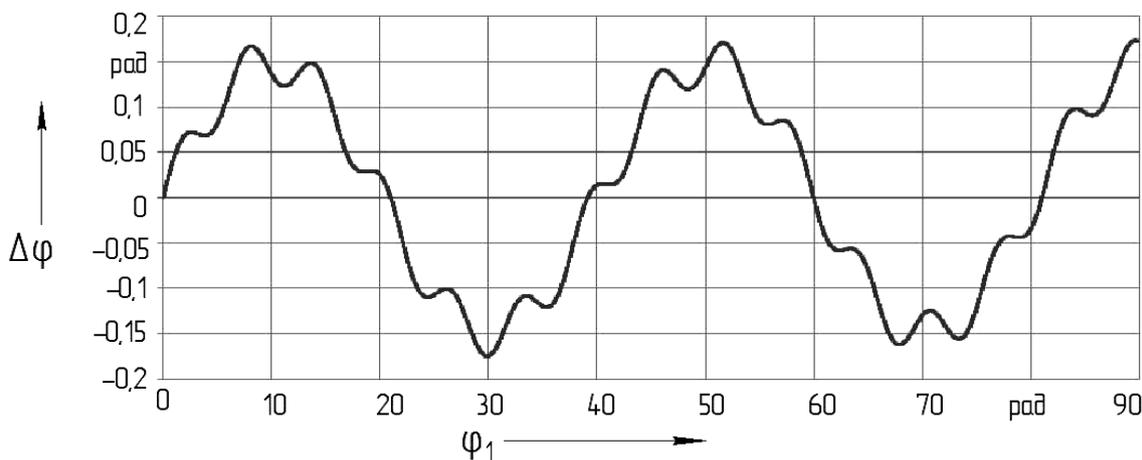


Рис. 3. Характер изменения кинематической погрешности передачи при экспериментальных значениях погрешности шага зубчатых колес  $z_1$  и  $z_4$

Систематическая погрешность, вызванная накопленной погрешностью шага каждого колеса привода  $F_{pi}$ , гармонически изменяет значение передаточного числа привода  $u$  ( $u_1$  и  $u_2$ ), кото-

рое и оказывает влияние на изменение динамической составляющей передаваемого вращающего момента.

Для динамической модели, представленной в [4], передаточное число

привода будет изменяться в соответствии с гармоническими изменениями длин окружностей зубчатых колес привода, а следовательно, и их радиусов на различных углах поворота, описываемых выражением

$$u = u_1 \cdot u_2 = \frac{\pi \cdot m \cdot z_2 + F_{p2} \cdot \sin(\varphi_1 \cdot z_2 / z_1)}{\pi \cdot m \cdot z_1 + F_{p1} \cdot \sin(\varphi_1)} \times \frac{\pi \cdot m \cdot z_4 + F_{p4} \cdot \sin(\varphi_2)}{\pi \cdot m \cdot z_3 + F_{p3} \cdot \sin(\varphi_2 \cdot z_3 / z_4)}, \quad (4)$$

где  $z_i$  – число зубьев  $i$ -го зубчатого ко-

леса;  $F_{pi}$  – накопленная погрешность шага зубьев, мм.

Кинематическая погрешность вызывает изменение динамической нагрузки трансмиссии. Так, колебания передаваемого момента 147 Н·м с угловой скоростью входного вала 135 рад/с при передаточном числе в коробке передач 6,4 в начале эксплуатации при нормированных значениях кинематической погрешности зубчатых колес, представленных в табл. 1, отражены на рис. 4, а.

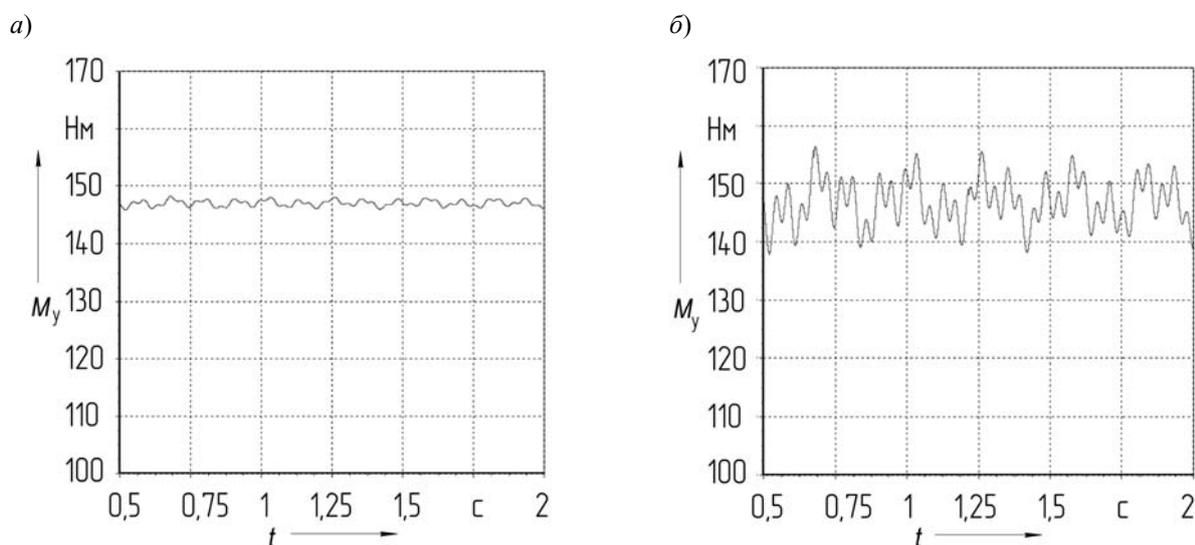


Рис. 4. Колебания передаваемого момента на выходном валу привода: а – при нормированном значении наибольшей кинематической погрешности зубчатых колес в начале эксплуатации и при фактической; б – в конце

В конце эксплуатации, когда кинематическая погрешность зубчатых пар была замерена и сведена в табл. 1, колебания передаваемого момента показаны на рис. 4, б. На этих колебаниях видны две гармонические составляющие, наложенные друг на друга, – низкочастотные от кинематической погрешности зубчатого колеса, связанного с выходным валом, и высокочастотные меньшей амплитуды, количество которых за один период низкочастотного соответствует передаточному числу первой передачи, т. е. примерно 6.

Исследования изменения нагру-

женности трансмиссии автомобиля на рабочих скоростях ( $\omega_0 = 65 \dots 170$  рад/с) и нагрузках показали, что при возрастании кинематической погрешности от неравномерного износа зубьев момент в трансмиссии может увеличиться в 1,15 раза. Аналогичное возрастание динамической нагрузки возникает и при обломе одного из зубьев в коробке передач. Но этот дефект является предельным, после которого эксплуатация трансмиссии должна быть прекращена. Увеличение момента, действующего на зубчатое колесо при прохождении дефекта или колебании нагрузки, характеризу-

ется коэффициентом динамичности  $k_\delta$ . Его величину определяют как

$$k_\delta = \frac{M_{\max}}{M_{\text{ном}}}, \quad (5)$$

где  $M_{\max}$  – максимальный момент, действующий на зубчатое колесо при максимальной погрешности шага зацепления;  $M_{\text{ном}}$  – номинальный момент, передаваемый зубчатым колесом.

Тогда момент при частном уровне нагружения можно представить как

$$M_i = M_{\text{ном}i} k_\delta. \quad (6)$$

Принимая во внимание пропорциональную связь между нагрузкой  $M$  и напряжениями  $\sigma$  в детали, т. е.  $\sigma = kM$  ( $k$  – коэффициент пропорциональности), учитывая (2), можно записать следующее:

$$\sum_{i=1}^n M_i^m \cdot k^m \cdot N_i \leq \sigma_r^m \cdot N_0. \quad (7)$$

Из выражения (7) можно оценить, как изменится суммарное число циклов нагружения на  $i$ -х интервалах при появлении дополнительных динамических нагрузок, характеризуемых коэффициентом динамичности  $k_\delta$ .

$$\sum_{i=1}^n N_i = \frac{\sigma_r^m \cdot N_0}{k_\delta^m \cdot k^m \cdot \sum_{i=1}^n M_{\text{ном}i}^m}. \quad (8)$$

Конечно, коэффициент динамичности, характеризующий нагруженность трансмиссии, меняется в широких пределах в зависимости от передаваемой нагрузки и угловых скоростей. Но даже возрастание динамической нагруженности в 1,15 раза снижает суммарное число циклов нагружения привода более чем в 2,3...3,5 раза (т. е. в  $k_\delta^m$  раз, выбирая показатель степени кривой усталости  $m = 6,61$  для расчета контактной усталости и 8,74 – изгибной [2]).

Следовательно, при появлении дополнительных динамических нагрузок от ухудшения технического состояния зубчатых передач на конечных интервалах жизненного цикла коробки передач фаза линейного изменения диагностического параметра от наработки сменяется фазой катастрофического износа, при которой эксплуатацию машины необходимо прекратить.

Отслеживание изменения динамической нагруженности зубчатых передач из-за возрастания циклической кинематической погрешности или единичных дефектов зубьев позволяют современные средства измерения угловых ускорений, в частности, бесконтактный акселерометр (рис. 5).

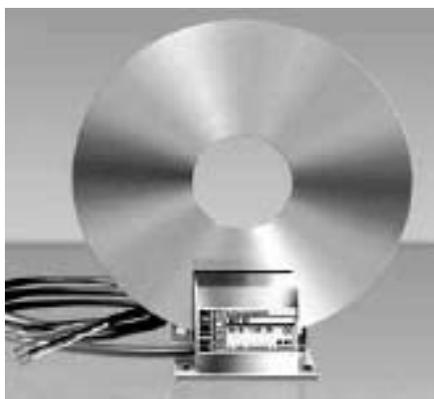


Рис. 5. Бесконтактный датчик углового ускорения (акселерометр) HUBNER-BERLIN ACC-70

Его легко установить на выходном валу коробки передач и при тестовом режиме диагностирования (равномерное движение на ровном участке пути) определять изменение динамической нагруженности трансмиссии относительно эталонного значения, полученного на таком же режиме в начале эксплуатации.

### **Выводы**

При длительной эксплуатации возрастает динамическая нагруженность привода от увеличения кинематической погрешности передачи, вызванной либо появлением единичных дефектов зубь-

ев, либо неравномерностью износа зубьев. Это ведет к уменьшению суммарного числа циклов работы зубчатых передач, т. е. к снижению циклической прочности зубьев и, как следствие, ресурса трансмиссии. При достижении динамической нагруженности трансмиссии от неравномерного износа зубьев 15 % от передаваемого момента, аналогичного облому зуба в коробке передач, эксплуатацию трансмиссии целесообразно прекратить. Диагностическим параметром для контроля динамической нагруженности передачи могут служить колебания углового ускорения выходного вала коробки передач, измеряемые бесконтактным акселерометром.

### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Автомобили : конструкция, конструирование и расчет. Трансмиссия : учебное пособие для специальности «Автомобили и тракторы» / А. И. Гришкевич [и др.] ; под ред. А. И. Гришкевича. – Минск : Вышэйшая школа, 1985. – 240 с. : ил.
2. **Вершинин, Р. В.** Особенности расчета зубчатых зацеплений и повышение ресурса многоступенчатых автоматических коробок передач в процессе эксплуатации / Р. В. Вершинин // Тр. НАМИ. – 2016. – № 4 (267). – С. 54–59.
3. **Антипенко, Г. Л.** Оценка технического состояния зубчатых колес по анализу кинематической погрешности передачи / Г. Л. Антипенко, В. А. Судакова, М. Г. Шамбалова // Вестн. Белорус.-Рос. ун-та. – 2016. – № 3 (52). – С. 6–18.
4. **Антипенко, Г. Л.** Относительные угловые перемещения валов – критерий оценки технического состояния зубчатых передач трансмиссий / Г. Л. Антипенко, В. А. Судакова, М. Г. Шамбалова // Автомобильная промышленность. – 2015. – № 10. – С. 23–28.

*Статья сдана в редакцию 28 января 2018 года*

**Григорий Леонидович Антипенко**, канд. техн. наук, доц., Белорусско-Российский университет. Тел.: +375-297-45-34-95.

**Вероника Александровна Судакова**, канд. техн. наук, доц., Белорусско-Российский университет. E-mail: veronia111@yandex.ru.

**Grigory Leonidovich Antipenko**, PhD (Engineering), Associate Prof., Belarusian-Russian University. Phone: +375-297-45-34-95.

**Veronika Aleksandrovna Sudakova**, PhD (Engineering), Associate Prof., Belarusian-Russian University. E-mail: veronia111@yandex.ru.

---

УДК 629.3

*В. П. Тарасик, О. В. Пузанова*

## ОПТИМИЗАЦИЯ ПАРАМЕТРОВ ПОДВЕСКИ ЛЕГКОВОГО АВТОМОБИЛЯ

---

UDC 629.3

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

## OPTIMIZATION OF PARAMETERS OF THE MOTOR CAR SUSPENSION

---

### **Аннотация**

Изложена методика оценки показателей вибронегруженности водителя, пассажиров и кузова автомобиля, обусловленной воздействиями неровностей дорожного покрытия. Рассмотрена последовательность выполняемых расчётных процедур при решении задачи оптимизации параметров подвески. Представлены графики проведенных исследований на примере легкового автомобиля малого класса.

### **Ключевые слова:**

автомобиль, подвеска, кузов, рессора, амортизатор, подрессоренная и неподрессоренная массы, сиденье водителя, ордината неровности микропрофиля дороги, виброускорение, октавная полоса частоты, корреляционная функция, спектральная плотность.

### **Abstract**

The paper presents the technique for estimating indicators of vibratory loading of a driver, passengers and a car body caused by the roughness of the road pavement. The sequence of calculation procedures for solving the problem of optimizing vehicle suspension parameters is considered. The diagrams illustrating the performed studies related to compact cars are given.

### **Key words:**

motor car, suspension, body, spring, shock absorber, sprung and unsprung mass, driver's seat, ordinate of road microprofile roughness, vibration acceleration, octave-frequency band, correlation function, spectral density.

---

Одно из важнейших требований к пассажирскому автомобилю – обеспечение комфортных условий для водителя и пассажиров. Дискомфорт может возникнуть вследствие колебаний кузова автомобиля и человека на пассажирском сидении. Колебания обусловлены в основном воздействиями неровностей дорожного покрытия на колёса автомобиля. Вибрационную защиту человека и механизмов автомобиля обеспечивает система подрессоривания кузова и сидений, называемая подвеской. Основными элементами виброзащиты являются рессоры и амортизаторы под-

вески кузова автомобиля и упругие элементы сидений.

Рассмотрим на примере легкового автомобиля класса *B* возможности обеспечения виброзащиты человека и механизмов автомобиля при движении в различных дорожных условиях. При движении автомобиля на его колёса оказывают воздействия неровности поверхности дороги. Вибрации кузова вызывают короткие неровности, относящиеся к микропрофилю дорожного покрытия. Характеристика микропрофиля автомобильных дорог описывается корреляционной функцией вида [1–3]

$$R_q(x_s) = \sigma_q^2 (A_1 e^{-\alpha_1 |x_s|} + A_2 e^{-\alpha_2 |x_s|} \cos \beta_2 x_s + A_3 e^{-\alpha_3 |x_s|} \cos \beta_3 x_s), \quad (1)$$

где  $\sigma_q^2$  – дисперсия ординат неровностей микропрофиля дороги,  $\text{м}^2/\text{с}^4$ ;  $A_1, A_2, A_3$  – коэффициенты, характеризующие распределение дисперсии ординат между составляющими корреляционной функции;  $\alpha_1, \alpha_2, \alpha_3$  – параметры, характеризующие быстроту затухания корреляционной связи ординат микропрофиля,  $\text{м}^{-1}$ ;  $\beta_2, \beta_3$  – волновые частоты гармонических составляющих микропрофиля,  $\text{м}^{-1}$ ;  $x_s$  – аргумент корреляционной функции,  $x_s = \Delta x n$ ;

$\Delta x$  – шаг дискретизации перемещения автомобиля,  $\text{м}$ ;  $n$  – количество интервалов сдвига аргумента по пути  $x$ .

При моделировании воздействий дороги на колебательную систему автомобиля используется функция спектральной плотности неровностей микропрофиля  $G_q(v)$ , связанная с корреляционной функцией  $R_q(x_s)$  преобразованием Фурье. Аргумент спектральной плотности – круговая частота  $v$ ,  $\text{рад/с}$ . Методика выполнения преобразования изложена в [2, 4]. Спектральная плотность характеризует распределение дисперсии ординат микропрофиля по частоте. Выражение спектральной плотности для корреляционной функции (1) имеет следующий вид:

$$G_q(v) = \frac{\sigma_q^2}{\pi} \left\{ \frac{A_1 \alpha_1^*}{(\alpha_1^*)^2 + v^2} + \sum_{i=2}^3 \frac{A_i \alpha_i^* [(\alpha_i^*)^2 + (\beta_i^*)^2 + v^2]}{[(\alpha_i^*)^2 + (\beta_i^*)^2 + v^2]^2 - 4(\beta_i^*)^2 v^2} \right\}. \quad (2)$$

В этом выражении единица измерения параметров  $\alpha_i^*$  и  $\beta_i^*$   $\text{с}^{-1}$ , она обусловлена аргументом функции  $G_q(v)$ . Для перехода от параметров  $\alpha_i, \beta_i$  формулы (1) к  $\alpha_i^*, \beta_i^*$  значения  $\alpha_i, \beta_i$  необходимо умножить на скорость автомобиля  $v_a$ ,  $\text{м/с}$ .

При моделировании физических свойств системы поддрессорования предположим выполнение следующего равенства для исследуемого автомобиля:

$$\rho_y^2 = l_1 l_2, \quad (3)$$

где  $l_1, l_2$  – координаты центра масс кузова автомобиля относительно осей вращения передних и задних колёс соответственно,  $\text{м}$ ;  $\rho_y$  – радиус инерции кузова относительно его поперечной оси  $Cy$ , проходящей через центр масс (точку  $C$ ),  $\text{м}$ .

Равенство (3) характерно практически для любых двухосных автомобилей и выполняется с погрешностью, не превышающей 5...10 %. В этом случае поддрессоренную массу кузова можно представить в виде отдельных масс  $m_{п1}$  и  $m_{п2}$ , совершающих независимые вертикальные колебания. Динамическая модель виброзащитной системы автомобиля с учётом принятого допущения изображена на рис. 1.

Параметры элементов динамической модели исследуемого автомобиля: поддрессоренные массы  $m_{п1} = 835$  кг и  $m_{п2} = 890$  кг; неподдрессоренные массы  $m_{н1} = 55$  кг и  $m_{н2} = 70$  кг. Коэффициенты жёсткости рессор и шин соответственно:  $c_{p1} = 33000$ ;  $c_{p2} = 42500$ ;  $c_{ш1} = c_{ш2} = 460000$  Н/м. Относительные коэффициенты демпфирования колебаний амортизаторов и шин соответствен-

но:  $\mu_{p1} = \mu_{p2} = 0,3$ ;  $\mu_{ш1} = \mu_{ш2} = 0,05$ .  
 Колебания сидений водителя и пассажиров связаны с колебаниями передней и задней подрессоренных масс  $m_{п1}$  и  $m_{п2}$ . Эта связь отображается безынерционным рычагом  $AB$ . Положение

сидений определяется координатой  $x_E$  относительно центра масс кузова  $C$ . Коэффициент жёсткости сидений принят  $c_{ч} = 11000$  Н/м, коэффициент демпфирования  $\mu_{ч} = 0,2$ , масса человека вместе с сидением  $m_{ч} = 75$  кг.

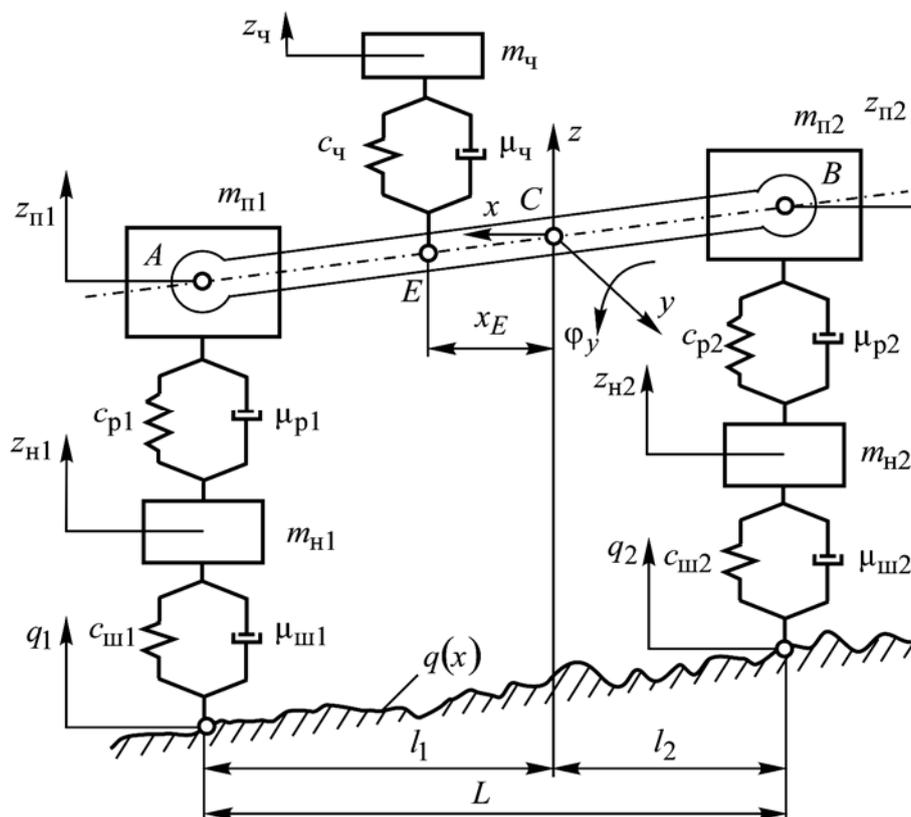


Рис. 1. Динамическая модель виброзащитной системы автомобиля

Для снаряжённого автомобиля подрессоренные массы имеют следующие значения:  $m_{п1} = 680$ ;  $m_{п2} = 545$  кг.

Дифференциальные уравнения математической модели виброзащитной системы автомобиля

$$\left. \begin{aligned} m_{пi} \ddot{z}_{пi} + \mu_{pi} \dot{z}_{пi} + c_{pi} z_{пi} - \mu_{pi} \dot{z}_{ни} - c_{pi} z_{ни} &= 0; \\ m_{ни} \ddot{z}_{ни} + (\mu_{pi} + \mu_{ши}) \dot{z}_{ни} + (c_{pi} + c_{ши}) z_{ни} - \mu_{pi} \dot{z}_{пi} - c_{pi} z_{пi} &= \mu_{ши} \dot{q}_i + c_{ши} q_i; \quad i = 1, 2; \\ m_{ч} \ddot{z}_{ч} + \mu_{ч} (\dot{z}_{ч} - \dot{z}_E) + c_{ч} (z_{ч} - z_E) &= 0, \end{aligned} \right\} \quad (4)$$

где  $z_{пi}, z_{ни}$  – координаты вертикальных колебаний подрессоренных и нерессоренных масс соответственно, м;  $z_{ч}, z_E$  – координаты вертикальных ко-

лебаний массы человека вместе с массой сиденья и точки  $E$  рычага  $AB$ , м;  $q$  – ординаты неровностей микропрофиля дороги, м.

Координата  $z_E$  связана с координатами подрессоренных масс  $z_{pi}$  соотношением

$$z_E = [(l_2 + x_E)z_{п1} + (l_1 - x_E)z_{п2}]/L, \quad (5)$$

где  $x_E$  – продольная координата расположения сиденья, м;  $L$  – база автомобиля, м.

Координата  $x_E$  принимается со

$$\left. \begin{aligned} (m_{pi}s^2 + \mu_{pi}s + c_{pi})Z_{pi}(s) - (\mu_{pi}s + c_{pi})Z_{hi}(s) &= 0; \quad i = 1, 2; \\ -(\mu_{pi}s + c_{pi})Z_{pi}(s) + [m_{hi}s^2 + (\mu_{pi} + \mu_{hi})s + c_{pi} + c_{hi}]Z_{hi}(s) &= (\mu_{hi}s + c_{hi})Q_i(s); \\ (m_q s^2 + \mu_q s + c_q)Z_q(s) - (\mu_q s + c_q)Z_E(s) &= 0, \end{aligned} \right\} \quad (6)$$

где  $Z_{pi}(s), Z_{hi}(s), Z_q(s), Z_E(s)$  – лапласовы изображения исследуемых процессов колебаний масс;  $Q_i(s)$  – изображение по Лапласу внешнего воздействия – ординат неровностей микропрофиля дороги.

На основе уравнений (6) получаем передаточные функции  $W_{zi}^q(s)$ , устанавливающие соотношения между исследуемыми координатами масс колебательной системы  $Z_i(s)$  и внешним воздействием  $Q_i(s)$ , представленными в комплексной плоскости:

$$W_{zi}^q(s) = \frac{Z_i(s)}{Q_i(s)}. \quad (7)$$

Передаточная функция воздействия на сиденье в точке  $E$  его крепления определена из соотношения

$$W_{zE}^q(s) = \frac{l_2 + x_E}{L} W_{п1}^q(s) + \frac{l_1 - x_E}{L} W_{п2}^q(s). \quad (8)$$

Поскольку проводится частотный анализ системы виброзащиты, то используется только мнимая составляющая  $jv$  комплексной переменной  $s$ . В результате имеем частотные характеристики колебаний масс  $Z_i(jv)$  колеба-

своим знаком как для передних, так и задних сидений.

Дифференциальные уравнения (4) линейные, к ним применимо преобразование Лапласа, посредством которого они превращаются в систему алгебраических уравнений, аргументом которых становится комплексная переменная  $s = \alpha + jv$ :

тельной системы и частотную характеристику воздействия  $Q(jv)$ . Выделяя вещественные и мнимые части этих характеристик, получаем амплитудно-частотные характеристики (АЧХ)

$A_{zi}^q(v)$  колебаний масс:

$$A_{zi}^q(v) = |W_{zi}^q(jv)| = \sqrt{[U_{zi}^q(v)]^2 + [V_{zi}^q(v)]^2}, \quad (9)$$

где  $U_{zi}^q(v)$  – вещественная частотная характеристика колебаний  $i$ -й массы;  $V_{zi}^q(v)$  – мнимая частотная характеристика.

АЧХ ускорений масс  $A_{zi}^q(v)$  определяется из соотношения

$$A_{zi}^q(v) = v^2 A_{zi}^q(v). \quad (10)$$

На рис. 2, а представлены графики АЧХ вертикальных перемещений центра масс кузова автомобиля полной массы  $A_{z_{пм}}^q(\omega)$  и снаряжённого автомобиля  $A_{z_{сч}}^q(\omega)$ , а на рис. 2, в – АЧХ перемещений сиденья водителя  $A_{z_{впм}}^q(\omega)$  и  $A_{z_{всч}}^q(\omega)$  при тех же условиях. АЧХ

ускорений  $A_{z_{\text{ПМ}}}^q(\omega)$ ,  $A_{z_{\text{СН}}}^q(\omega)$ ,  $A_{z_{\text{ВПМ}}}^q(\omega)$ ,  $A_{z_{\text{ВСН}}}^q(\omega)$  для этих же условий приведены на рис. 2, б, г соответственно.

При построении графиков здесь и

далее используется частота  $\omega$ , Гц, а при вычислениях по формулам – частота  $\nu$ , рад/с. Соотношение между ними  $\omega = \nu/(2\pi)$ .

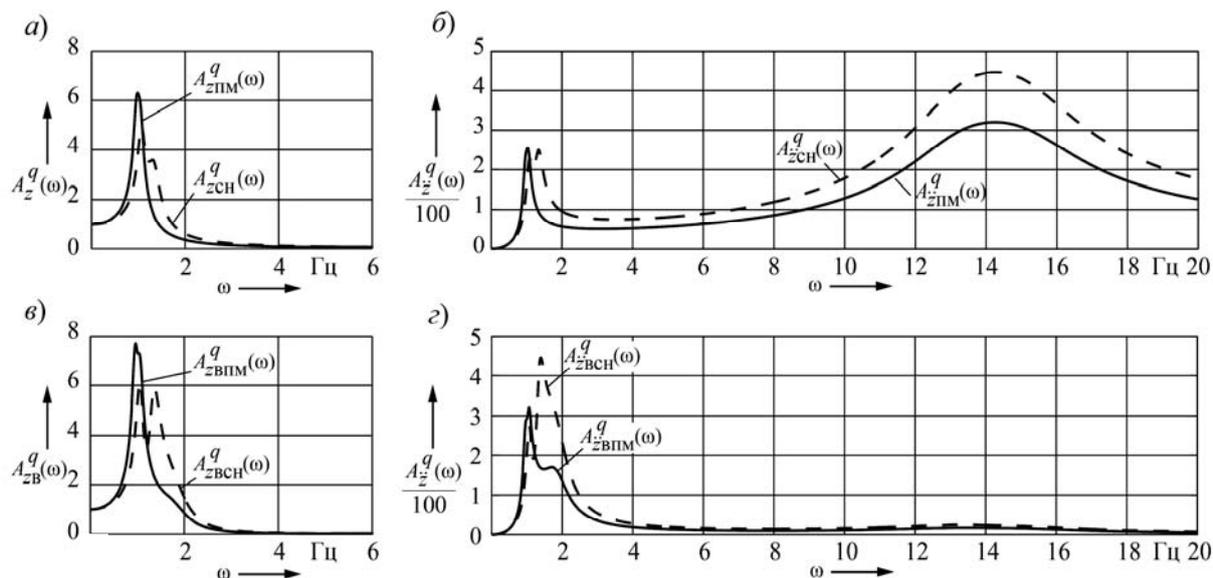


Рис. 2. Графики АЧХ перемещений (а) и ускорений (б) центра масс кузова, перемещений (в) и ускорений (г) сиденья водителя автомобиля полной массы и снаряжённого

Максимальные значения АЧХ перемещений соответствуют нижней резонансной частоте. Их используют для оценки возможности возникновения пробоя подвески. Максимальные значения АЧХ ускорений могут оказаться при второй резонансной частоте, как на рис. 2, б для центра масс кузова. Однако при этом перемещения кузова незначительны. Происходит лишь высокочастотная вибрация кузова, которая, как видно из рис. 2, г, также ощущается водителем и создаёт дискомфортные условия его работы.

Максимальное перемещение  $z_{i \max}$ , м, и ускорение  $\ddot{z}_{i \max}$ , м/с<sup>2</sup>,  $i$ -й массы определяются по формулам

$$z_{i \max} = q_0 \left[ A_{zi}^q(\omega) \right]_{\max}; \quad (11)$$

$$\ddot{z}_{i \max} = q_0 \left[ A_{zi}^q(\omega) \right]_{\max}, \quad (12)$$

где  $q_0$  – амплитуда гармонической неровности микропрофиля дороги, м.

Оценку качества виброзащиты водителя, пассажиров и механизмов автомобиля осуществляют на основе комплекса показателей, в состав которого входят: максимальные значения ускорений масс системы подвески  $a_{zi \max}$ ; средние квадратические значения ускорений (СКЗУ)  $\sigma_{zi}$  этих масс; СКЗУ на сиденьях водителя и пассажиров в первых пяти октавных полосах частот; скорректированные по частоте СКЗУ  $\sigma_K$ , определяемые по формуле [1]

$$\sigma_k = \sqrt{\sum_{i=1}^n (k_i \sigma_i)^2}, \quad (13)$$

где  $\sigma_i$  – СКЗУ в  $i$ -й октавной полосе частот;  $k_i$  – весовой коэффициент чувствительности человека к ускорениям в  $i$ -й октавной полосе частот;  $n$  – количество учитываемых октавных полос.

Наибольшая чувствительность человека к вибрациям при вертикальных колебаниях имеет место в 3-й и 4-й октавных полосах частот, в которых  $k_i = 1$ , а средние геометрические значения частот в этих октавах 4 и 8 Гц соответственно. Полный диапазон частот при этом составляет 2,8...11,2 Гц. Значения виброускорений в данных октавах не должны превышать 0,57 и 0,60 м/с<sup>2</sup> соответственно.

Испытания автомобилей по оценке виброзащитных свойств проводятся на специальных профилированных дорогах автомобильных полигонов, обеспечивающих создание соответствующих вибрационных нагрузок, оцениваемых функциями спектральных плотностей ординат микропрофилей [2]. На автополигоне, находящемся в г. Дмитрове (РФ), предусмотрены три типовых испытательных участка дорог, для которых установлены режимы движения автомобиля, определены СКЗ ординат неровностей и указаны предельные скорректированные значения СКЗУ для всех типов автомобилей. Так, для легковых автомобилей они составляют 0,8; 1,1 и 2,0 м/с<sup>2</sup>; для грузовых – 1,0; 1,5 и 2,3 м/с<sup>2</sup> соответственно упомянутым типовым участкам дорог [1].

Учитывая изложенную информацию о нормативных условиях проведения испытаний, при моделировании виброзащитной системы исследуемого легкового автомобиля были выбраны два варианта дорог: асфальтобетонное шоссе с параметрами корреляционной функции (1)  $\sigma_q = 0,01$  м/с<sup>2</sup>;  $A_1 = 0,8$ ;  $A_2 = 0,15$ ;  $A_3 = 0,05$ ;  $\alpha_1 = 0,2$ ;

$\alpha_2 = 0,05$ ;  $\alpha_3 = 0,05$  м<sup>-1</sup>;  $\beta_2 = 0,6$ ;  $\beta_3 = 1,8$  м<sup>-1</sup> и шоссе с изношенным бетонным покрытием:  $\sigma_q = 0,0195$  м/с<sup>2</sup>;  $A_1 = 0,75$ ;  $A_2 = 0,15$ ;  $A_3 = 0,10$ ;  $\alpha_1 = 0,6$ ;  $\alpha_2 = 0,12$ ;  $\alpha_3 = 0,35$  м<sup>-1</sup>;  $\beta_2 = 1,2$ ;  $\beta_3 = 4,5$  м<sup>-1</sup>. Скорость движения для первого варианта принята  $v_a = 120$  км/ч, а для второго –  $v_a = 60$  км/ч. Это предельные максимальные значения, предусмотренные методикой проведения испытаний на первом и втором участках дорог полигона.

График спектральной плотности ординат микропрофиля асфальтобетонного шоссе  $G_q(\omega)$  изображён на рис. 3, а. Спектральную плотность ускорений масс виброзащитной системы вычисляют по формуле

$$G_{zi}^q(v) = [A_{zi}^q(v)]^2 v^4 G_q(v), \quad (14)$$

где  $A_{zi}^q(v)$  – АЧХ вертикальных перемещений  $i$ -й массы.

На рис. 3, б представлены графики спектральных плотностей ускорений центра масс кузова автомобиля полной массы  $G_{z_{пм}}^q(\omega)$  и снаряжённого автомобиля  $G_{z_{сн}}^q(\omega)$ , а на рис. 3, в – ускорений сиденья водителя  $G_{z_{впм}}^q(\omega)$  и  $G_{z_{всн}}^q(\omega)$  при тех же условиях.

Графики на рис. 2 и 3 соответствуют исходным параметрам системы поддрессоривания исследуемого легкового автомобиля. Однако основная цель исследования заключается в оценке влияния параметров системы на показатели эффективности виброзащиты человека и механизмов автомобиля и в последующей оптимизации параметров. Для достижения этой цели проводились вычислительные эксперименты с варьированием коэффициентов жёсткости передних и задних рессор  $c_{p1}$ ,  $c_{p2}$  и коэффициентов демпфирования амортиза-

торов  $\mu_{p1}$ ,  $\mu_{p2}$  на основе теории планирования эксперимента, позволившие получить регрессионные зависимости между показателями эффективности (функциями отклика) и параметрами (факторами) [4]. В качестве функций

отклика были приняты скорректированные СКЗУ центра масс кузова  $\sigma_K$  и сиденья водителя  $\sigma_{KB}$ , а также АЧХ перемещений этих масс автомобиля полной массы и снаряжённого автомобиля.

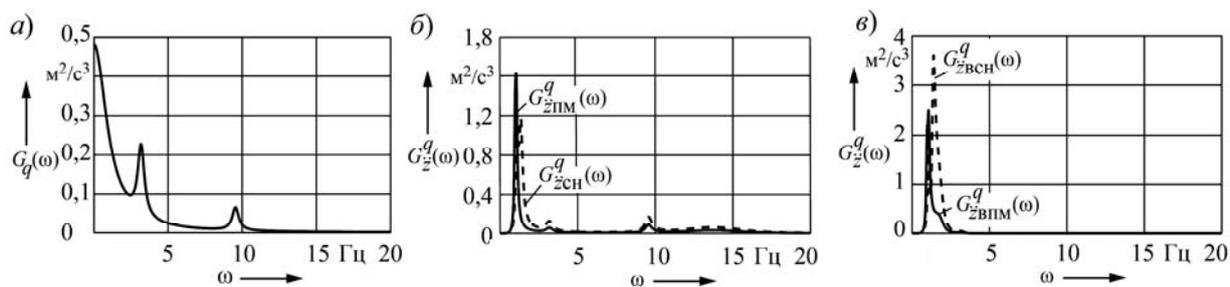


Рис. 3. Графики спектральной плотности ускорений центра масс кузова автомобиля (а) и сиденья водителя (б)

На рис. 4, а показаны графики зависимостей СКЗУ центра масс кузова автомобиля полной массы  $\sigma_{K,ПМ}$ , а на рис. 4, б – снаряжённого автомобиля  $\sigma_{K,СН}$  в зависимости от нормированных значений факторов  $x_i$  при движении по асфальтобетонному шоссе. На рис. 4, в, г представлены графики СКЗУ водителя

$\sigma_{K,ВПМ}$  и  $\sigma_{K,ВСН}$ , полученные при тех же условиях, что и графики  $\sigma_{K,ПМ}$  и  $\sigma_{K,СН}$ . Для этих функций отклика использован полином второго порядка [4]. На графиках  $x_1$  соответствует  $c_{p1}$ ,  $x_2$  –  $c_{p2}$ ,  $x_3$  –  $\mu_{p1}$ ,  $x_4$  –  $\mu_{p2}$ .

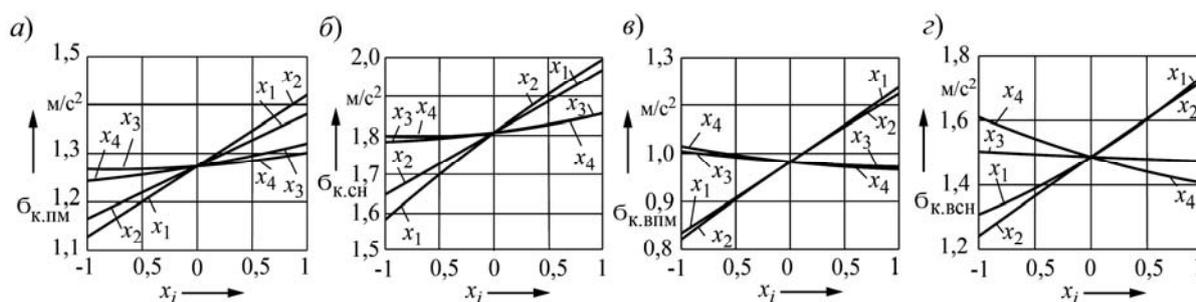


Рис. 4. Графики скорректированных СКЗУ центра масс кузова (а) и (б) и сиденья водителя (в) и (г) соответственно автомобиля полной массы и снаряжённого при движении по асфальтобетонному шоссе

Аналогичные графики получены для движения автомобиля по шоссе с изношенным бетонным покрытием и изображены на рис. 5, а–г. Сравнение их с графиками, представленными на

рис. 4, а–г, показывает, что наибольшее влияние на величину СКЗУ оказывает дисперсия ординат микропрофиля дороги  $\sigma_q^2$ , характеризующая неровности

дорожного покрытия. Из приведенных на рис. 4 и 5 графиков также следует, что жёсткость рессор значительно

больше влияет на вибронагруженность, чем демпфирование амортизаторов.

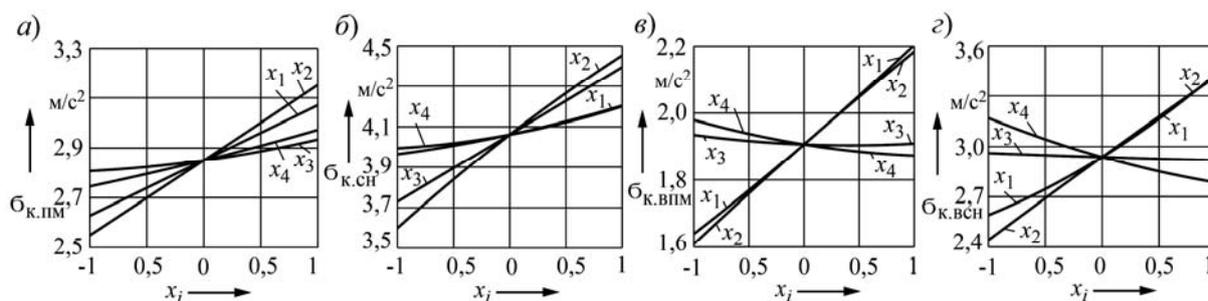


Рис. 5. Графики скорректированных СКЗУ центра масс кузова (а) и (б) и сиденья водителя (в) и (з) соответственно автомобиля полной массы и снаряжённого при движении по шоссе с изношенным бетонным покрытием

На рис. 6, а–г изображены графики зависимостей максимальных значений АЧХ вертикальных перемещений центра масс и сиденья водителя на резонансных режимах колебаний от нормированных значений факторов, полученные для тех же условий, что и графики на рис. 4. Приняты следующие

обозначения:  $A_{z.p.m}^q$  и  $A_{z.ch}^q$  – АЧХ центра масс кузова автомобиля полной массы и снаряжённого автомобиля соответственно;  $A_{z.v.p.m}^q$  и  $A_{z.v.ch}^q$  – АЧХ сиденья водителя.

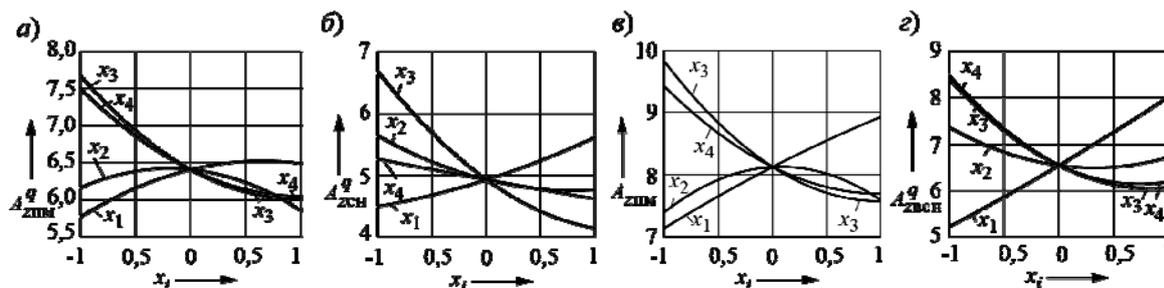


Рис. 6. Графики АЧХ центра масс кузова (а) и (б) и сиденья водителя (в) и (з) на резонансных режимах колебаний автомобиля полной массы и снаряжённого автомобиля

Значения АЧХ перемещений на резонансных режимах колебаний позволяют прогнозировать возможность возникновения пробоя подвески в данных дорожных условиях. Как видно из графиков на рис. 6, а–г, на максимальные амплитуды перемещений амортизаторы оказывают большее влияние, чем рессоры.

На основе проведенных экспериментов получены уравнения регрессий, связывающие принятые функции отклика  $\sigma_{k.p.m}$ ,  $\sigma_{k.v.p.m}$  для автомобиля полной массы и  $\sigma_{k.ch}$ ,  $\sigma_{k.v.ch}$  для снаряжённого автомобиля с варьируемыми параметрами подвески  $c_{p1}$ ,  $c_{p2}$ ,  $\mu_{p1}$ ,

$\mu_{p2}$ . Принимая функции отклика  $\sigma_{kj}$  в качестве критериев оптимальности виброзащитной системы, определялись оптимальные параметры подвески. Для решения задачи оптимизации использована стратегия минимакса [4]. Целевая функция, согласно этой стратегии, формируется по выражению

$$F(\vec{X}) = \sum_{j=1}^m c_j \left( \frac{y_j(\vec{X}) - y_{j\text{extr}}}{y_{j\text{max}} - y_{j\text{min}}} \right)^2, \quad (15)$$

где  $\vec{X}$  – вектор нормированных факторов,  $\vec{X} = (x_1, x_2, x_3, x_4)$ ;  $y_j(\vec{X})$  –  $j$ -й критерий оптимальности;  $y_{j\text{min}}, y_{j\text{max}}$  – минимальное и максимальное значения  $j$ -го критерия, достигаемые в области варьирования факторов  $\vec{X}$  в процессе эксперимента (определяются по графикам на рис. 4 или 5);  $y_{j\text{extr}}$  – экстремальное значение  $j$ -го критерия (при минимизации критерия  $y_j(\vec{X})$  прини-

мается  $y_{j\text{extr}} = y_{j\text{min}}$ , а при максимизации –  $y_{j\text{extr}} = y_{j\text{max}}$ ).

Целевая функция (15) подлежит минимизации. Она обеспечивает максимальное приближение всех критериев  $\sigma_{kj} = y_j(\vec{X})$  к их экстремальным значениям и реализует стратегию минимакса. Коэффициенты веса  $c_j$  позволяют учесть значимость критериев.

В табл. 1 и 2 приведены результаты оптимизации параметров подвески применительно к условиям движения автомобиля на асфальтобетонном шоссе, а в табл. 3 и 4 – на шоссе с изношенным бетонным покрытием при принятых параметрах корреляционной функции (1). Варьировалась значимость критериев для различных состояний автомобиля (полная масса и снаряжённая), а также выполнялась оптимизация только по критериям  $\sigma_{к.пм}$ ,  $\sigma_{к.впм}$  или по критериям  $\sigma_{к.сн}$ ,  $\sigma_{к.всн}$ .

Табл. 1. Значения СКЗУ  $\sigma_{kj}$  центра масс и сиденья водителя при различной комбинации коэффициентов значимости  $c_j$  в процессе оптимизации параметров подвески автомобиля (асфальтобетонное шоссе)

Вариант	Наименование параметра	Состояние автомобиля			
		Полная масса		Снаряжённая масса	
		Центр масс	Сиденье водителя	Центр масс	Сиденье водителя
1	Значение критерия $\sigma_k$	1,125430	0,822739	1,589030	1,240490
	Коэффициент значимости	0,25	0,25	0,25	0,25
2	Значение критерия $\sigma_k$	1,138550	0,822046	1,609360	1,241940
	Коэффициент значимости	0	0,5	0	0,5
3	Значение критерия $\sigma_k$	1,128980	0,812894	1,584030	1,204050
	Коэффициент значимости	0,5	0	0,5	0
4	Значение критерия $\sigma_k$	1,128980	0,823208	1,583990	1,242010
	Коэффициент значимости	0,5	0,5	0	0
5	Значение критерия $\sigma_k$	1,121990	0,823208	1,583990	1,242010
	Коэффициент значимости	0	0	0,5	0,5
6	Значение критерия $\sigma_k$ при исходных параметрах подвески	1,273320	0,982304	1,806810	1,487260

Табл. 2. Оптимальные значения параметров подвески в зависимости от выбора варианта комбинации коэффициентов значимости  $c_j$  критериев оптимальности  $\sigma_{kj}$ 

Вариант	Вид представления оптимального значения параметра	Параметры элементов подвески автомобиля			
		Коэффициент жёсткости рессоры $c_{pi}$ , Н/м		Коэффициент сопротивления амортизатора $\gamma_{pi}$	
		передней	задней	переднего	заднего
1	Нормированное	-0,4897	-0,6112	-0,0884	-0,1032
	Натуральное	28960	36006	0,2912	0,2897
2	Нормированное	-0,6044	-0,4894	0,0764	-0,0046
	Натуральное	28014	37300	0,3076	0,2995
3	Нормированное	-0,3811	-0,7646	-0,2599	0,2684
	Натуральное	29856	34376	0,2740	0,3268
4	Нормированное	-0,5024	-0,5960	-0,0255	-0,0697
	Натуральное	28855	36168	0,2975	0,2930
5	Нормированное	-0,4822	-0,6232	-0,1411	-0,1389
	Натуральное	29021	35878	0,2859	0,2861
6	Исходное нормированное	0	0	0	0
	Исходное натуральное	33000	42500	0,3	0,3

При движении на асфальтобетонном шоссе наилучшие показатели получены при оптимизации параметров только по критериям  $\sigma_{к.пм}$  и  $\sigma_{к.сн}$ , т. е. по минимуму СКЗУ центра масс (см. табл. 1, вариант 3). Для автомобиля полной массы значение  $\sigma_{к.пм}$  снизилось на 12,8 %, а  $\sigma_{к.впм}$  – на 20,8 %, а для снаряжённого автомобиля соответственно на 14,1 % и на 23,5 %. Эти показатели достигаются путем снижения жёсткости передней рессоры  $c_{p1}$  на 10,5 %, задней – на 23,6 %, а также при снижении коэффициента демпфирования переднего амортизатора  $\mu_{p1}$  на 9,5 % и увеличении  $\mu_{p2}$  на 23,5 % (см. табл. 2). При этом выполняются требования по виброзащите водителя [1].

При движении по шоссе с изношенным бетонным покрытием также наилучший результат получается при оптимизации по критерию минимума СКЗУ центра масс кузова (см. табл. 3, вариант 3), но для снаряженного автомобиля  $\sigma_{к.всн}$  достигает значения 2,4 м/с<sup>2</sup> при допустимом 2,0 м/с<sup>2</sup>. Параметры подвески в этом случае необхо-

димо корректировать в тех же пределах, что и в предыдущем (см. табл. 4).

Более детальная оценка виброзащиты человека может быть получена при определении значений СКЗУ в октавных полосах частот [1]. Различные органы человека подвержены наибольшим повреждениям в конкретных диапазонах частот. Для дифференцированного учёта неблагоприятных воздействий вибраций на организм человека используются весовые коэффициенты чувствительности к вибрациям в различных октавных полосах частот. Санитарные нормы показателей вибрационной нагрузки регламентированы ГОСТ 12.1.012–90.

На рис. 7, а приведены графики вертикальных виброускорений на сиденье водителя в октавных полосах при движении автомобиля по асфальтобетонному шоссе с исходными параметрами подвески. Допускаемые значения виброускорений при 8-часовой работе отображены графиком  $\sigma_{\dot{z}_{доп}}$ . Сплошная линия  $\sigma_{\dot{z}_{пм}}$  соответствует автомобилю полной массы, штриховая  $\sigma_{\dot{z}_{сн}}$  – снаряжённому автомобилю. Во второй октавной полосе значение СКЗУ превы-

шает допускаемую величину. Графики СКЗУ при оптимальных параметрах подвески представлены на рис. 7, б.

Вибрационные нагрузки в этом случае существенно меньше.

Табл. 3. Значения СКЗУ  $\sigma_{kj}$  центра масс и сиденья водителя при различной комбинации коэффициентов значимости  $c_j$  в процессе оптимизации параметров подвески автомобиля (шоссе с изношенным покрытием)

Вариант	Наименование параметра	Состояние автомобиля			
		Полная масса		Снаряжённая масса	
		Центр масс	Сиденье водителя	Центр масс	Сиденье водителя
1	Значение критерия $\sigma_k$	2,54456	1,61082	3,60865	2,43848
	Коэффициент значимости	0,25	0,25	0,25	0,25
2	Значение критерия $\sigma_k$	2,57133	1,60888	3,64566	2,44199
	Коэффициент значимости	0	0,5	0	0,5
3	Значение критерия $\sigma_k$	2,54997	1,59474	3,60104	2,39996
	Коэффициент значимости	0,5	0	0,5	0
4	Значение критерия $\sigma_k$	2,54996	1,60890	3,61659	2,43378
	Коэффициент значимости	0,5	0,5	0	0
5	Значение критерия $\sigma_k$	2,53947	1,61211	3,60098	2,44228
	Коэффициент значимости	0	0	0,5	0,5
6	Значение критерия $\sigma_k$ при исходных параметрах подвески	2,8498	1,9123	4,0605	2,9240

Табл. 4. Оптимальные значения параметров подвески в зависимости от выбора варианта комбинации коэффициентов значимости  $c_j$  критериев оптимальности  $\sigma_{kj}$

Вариант	Вид представления оптимального значения параметра	Параметры элементов подвески автомобиля			
		Коэффициент жёсткости рессоры $c_{pi}$ , Н/м		Коэффициент сопротивления амортизатора $\gamma_{pi}$	
		передней	задней	переднего	заднего
1	Нормированное	-0,4959	-0,6045	-0,0878	-0,0500
	Натуральное	28909	36077	0,2912	0,2950
2	Нормированное	-0,5110	-0,5930	-0,0872	-0,0557
	Натуральное	28785	36199	0,2913	0,2944
3	Нормированное	-0,3998	-0,6591	-0,3807	0,0997
	Натуральное	29702	35497	0,2619	0,3100
4	Нормированное	-0,5117	-0,5951	-0,0434	-0,0269
	Натуральное	28779	36177	0,2957	0,2973
5	Нормированное	-0,4866	-0,6101	-0,1325	-0,0689
	Натуральное	28985	36017	0,2867	0,2931
6	Исходное нормированное	0	0	0	0
	Исходное натуральное	33000	42500	0,3	0,3

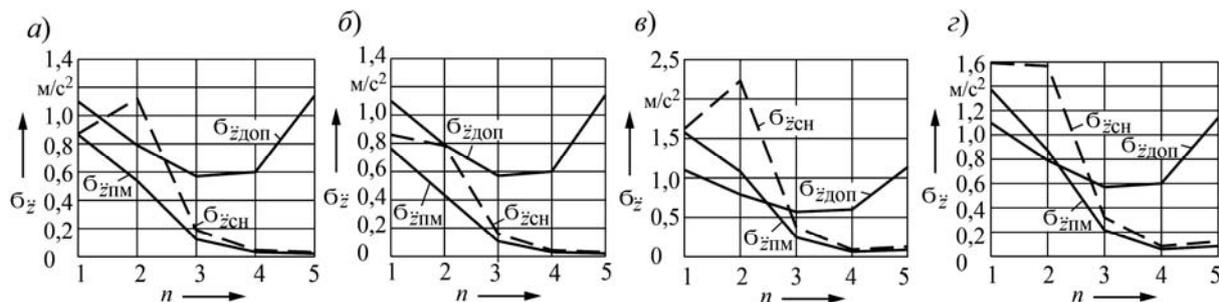


Рис. 7. Графики СКЗУ на сиденье водителя в октавных полосах частот при исходных (а) и (в) и оптимальных (б) и (з) параметрах при движении автомобиля по шоссе с высоким качеством покрытия и с изношенным покрытием

На рис. 7, в, з показаны графики, полученные для движения по шоссе с изношенным бетонным покрытием при исходных и оптимальных параметрах подвески соответственно.

Проведенные исследования виброзащитной системы легкового автомобиля показывают эффективность применения предложенной методики при проектиро-

вании подвески. Она позволяет определить параметры упругих и диссипативных элементов подвески кузова (рессор и амортизаторов), а также параметров сидений водителя и пассажиров, обеспечивающие высокие показатели виброзащиты при использовании автомобиля в различных дорожных условиях.

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Тарасик, В. П.** Теория движения автомобиля : учебник для вузов / В. П. Тарасик. – Санкт-Петербург : БХВ-Петербург, 2006. – 478 с.
2. **Яценко, Н. Н.** Форсированные полигонные испытания грузовых автомобилей / Н. Н. Яценко. – Москва : Машиностроение, 1984. – 328 с.
3. **Ротенберг, Р. В.** Подвеска автомобиля. Колебания и плавность хода / Р. В. Ротенберг. – Москва : Машиностроение, 1972. – 392 с.
4. **Тарасик, В. П.** Математическое моделирование технических систем / В. П. Тарасик. – Минск : Новое знание, 2016. – 592 с.

Статья сдана в редакцию 28 февраля 2018 года

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

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

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

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

УДК 621.97

*Д. Г. Шатуров, О. В. Благодарная, М. В. Панков, Д. П. Снытков*

## ИССЛЕДОВАНИЕ КИНЕМАТИЧЕСКИХ УГЛОВ ПРИЗМАТИЧЕСКОГО РЕЗЦА ПРИ ТОЧЕНИИ

UDC 621.97

*D. G. Shaturov, O. V. Blagodarnaya, M. V. Pankov, D. P. Snytkov*

## RESEARCH ON WORKING ANGLES OF PRISMATIC TOOLS IN TURNING PROCESS

### Аннотация

Приведена методика определения кинематических (рабочих) углов призматического резца. Получены зависимости, позволяющие определить величину кинематических углов в зависимости от режимов резания. Дана оценка их влияния и геометрических параметров инструмента на величину его рабочих углов.

### Ключевые слова:

резание, углы резания, скорость резания, износ, стойкость, подача, система координат.

### Abstract

Experimental studies of the mechanical characteristics of the steel EN 1.4003, applied in the design of the city bus of medium capacity were conducted. Based on the results of the tests, the identification of the main pation and structural destruction processes was performed. The results of the full-scale and virtual versions of mechanical tests were compared. The results of the comparison showed satisfactory agreement.

### Key words:

cutting, cutting angles, cutting speed, wear, durability, feed, coordinate system.

Большое влияние на износ, стойкость инструмента, температуру и величину сил при резании оказывают кинематические или рабочие углы резца, которые отличаются от статистических углов его заточки. На сегодняшний день нет достаточно простых, универсальных зависимостей для определения кинематических углов резца, хотя этому вопросу посвящено много работ [1–3 и др.]. Имеющиеся зависимости [1, 2] сложны, что сдерживает их применение в производственных условиях.

При определении рабочих углов призматического резца использованы методики, изложенные в работах академика Е. Г. Коновалова и его учеников [4–6]. При точении имеем два движения: глав-

ное движение со скоростью резания  $V$ , обусловленное частотой вращения заготовки, и продольное перемещение резца со скоростью подачи  $S_m$ :

$$V = \frac{\pi \cdot D \cdot n}{1000}; \quad (1)$$

$$S_m = S \cdot n, \quad (2)$$

где  $D$  – диаметр заготовки, мм;  $n$  – частота вращения заготовки,  $\text{мин}^{-1}$ ;  $S$  – подача, мм/об;  $S_m$  – минутная подача, мм/мин.

В результате векторного сложения этих двух движений обработка происходит со скоростью  $V_{pd}$ :

$$\bar{V}_{p\partial} = \bar{V} + \bar{S}_m, \quad (3)$$

где  $V_{p\partial}$  – скорость главного рабочего движения или истинная скорость резания.

Вследствие этого имеем несовпадения величин статических углов заточек резца с кинематическими или рабочими углами.

Для определения кинематических (рабочих) углов резца составим в произвольной точке  $M$  линии контакта лезвия резца с заготовкой две прямоугольные системы координат:  $XYZ$  и  $X_0Y_0Z_0$  (рис. 1). Система  $XYZ$  связана с заготовкой,  $X_0Y_0Z_0$  – с резцом. Положительное направление осей выберем таким образом, чтобы ось  $MZ$  совпадала с направлением скорости главного рабочего движения  $\bar{V}_{p\partial}$ , ось  $MY$  была направлена перпендикулярно обрабатываемой поверхности в сторону расположения рез-

ца, ось  $MX_0$  проходила бы вдоль, а ось  $MY_0$  перпендикулярно режущей кромке в плоскости, касательной к передней поверхности резца. Направление осей  $MX$  и  $MZ_0$  обусловлено образованием правой системы координат.

Система координат  $X_0Y_0Z_0$  получается из первоначальной  $XYZ$  путём четырёх последовательных поворотов на углы  $\mu$ ,  $\xi$ ,  $\varphi$ ,  $\lambda$  (см. рис. 1).

В исходной системе  $XYZ$  действуют единичные векторы  $e_x$ ,  $e_y$  и  $e_z$ . Напишем матрицу преобразования, приводящую систему  $XYZ$  к системе  $X_0Y_0Z_0$ .

$$E = \begin{pmatrix} a_{11} & a_{12} & a_{13} \\ a_{21} & a_{22} & a_{23} \\ a_{31} & a_{32} & a_{33} \end{pmatrix}, \quad (4)$$

где  $a_{11} = \cos \lambda (\cos \mu \cos \varphi + \sin \mu \sin \xi \sin \varphi) - \sin \mu \cos \xi \sin \lambda$ ;

$$a_{21} = -\cos \mu \sin \varphi + \sin \mu \sin \xi \cos \varphi;$$

$$a_{31} = -\sin \lambda \cos \mu \cos \varphi - \sin \lambda \sin \mu \sin \xi \sin \varphi - \sin \mu \cos \xi \cos \lambda;$$

$$a_{12} = \cos \xi \sin \varphi \cos \lambda + \sin \xi \sin \lambda;$$

$$a_{22} = \cos \xi \cos \varphi;$$

$$a_{32} = -\cos \xi \sin \varphi \sin \lambda + \sin \xi \cos \lambda;$$

$$a_{13} = \sin \mu \cos \varphi \cos \lambda - \cos \mu \sin \xi \sin \varphi \cos \lambda + \cos \mu \cos \xi \sin \lambda;$$

$$a_{23} = -\sin \mu \sin \varphi - \cos \mu \sin \xi \cos \varphi;$$

$$a_{33} = -\sin \mu \cos \varphi \sin \lambda + \cos \mu \sin \xi \sin \varphi \sin \lambda + \cos \mu \cos \xi \cos \lambda.$$

При  $\lambda = 0$  и  $\xi = 0$  имеем следующее:

$$a_{11} = -\cos \mu \cos \varphi;$$

$$a_{21} = -\cos \mu \sin \varphi; \quad a_{31} = -\sin \mu;$$

$$a_{12} = \sin \varphi; \quad a_{22} = \cos \varphi; \quad a_{32} = 0;$$

$$a_{13} = \sin \mu \cos \varphi; \quad a_{23} = -\sin \mu \sin \varphi.$$

Углы  $\mu$  и  $\xi$  определяются из зависимостей

$$\operatorname{tg} \mu = \frac{S}{\pi D_i}; \quad (5)$$

$$\sin \xi = \frac{2h}{D_i}; \quad (6)$$

$$h = t_i \frac{\operatorname{tg} \lambda}{\operatorname{tg} \varphi}, \quad (7)$$

где  $\varphi$  – главный угол в плане;  $\lambda$  – угол наклона режущей кромки (РК);  $h$  – превышение или занижение рассматриваемой точки РК по отношению к линии центров станка;  $D_i$ ,  $t_i$  – диаметр детали и глубина резания, соответствующие рассматриваемой точке  $M$  РК (см. рис. 1).

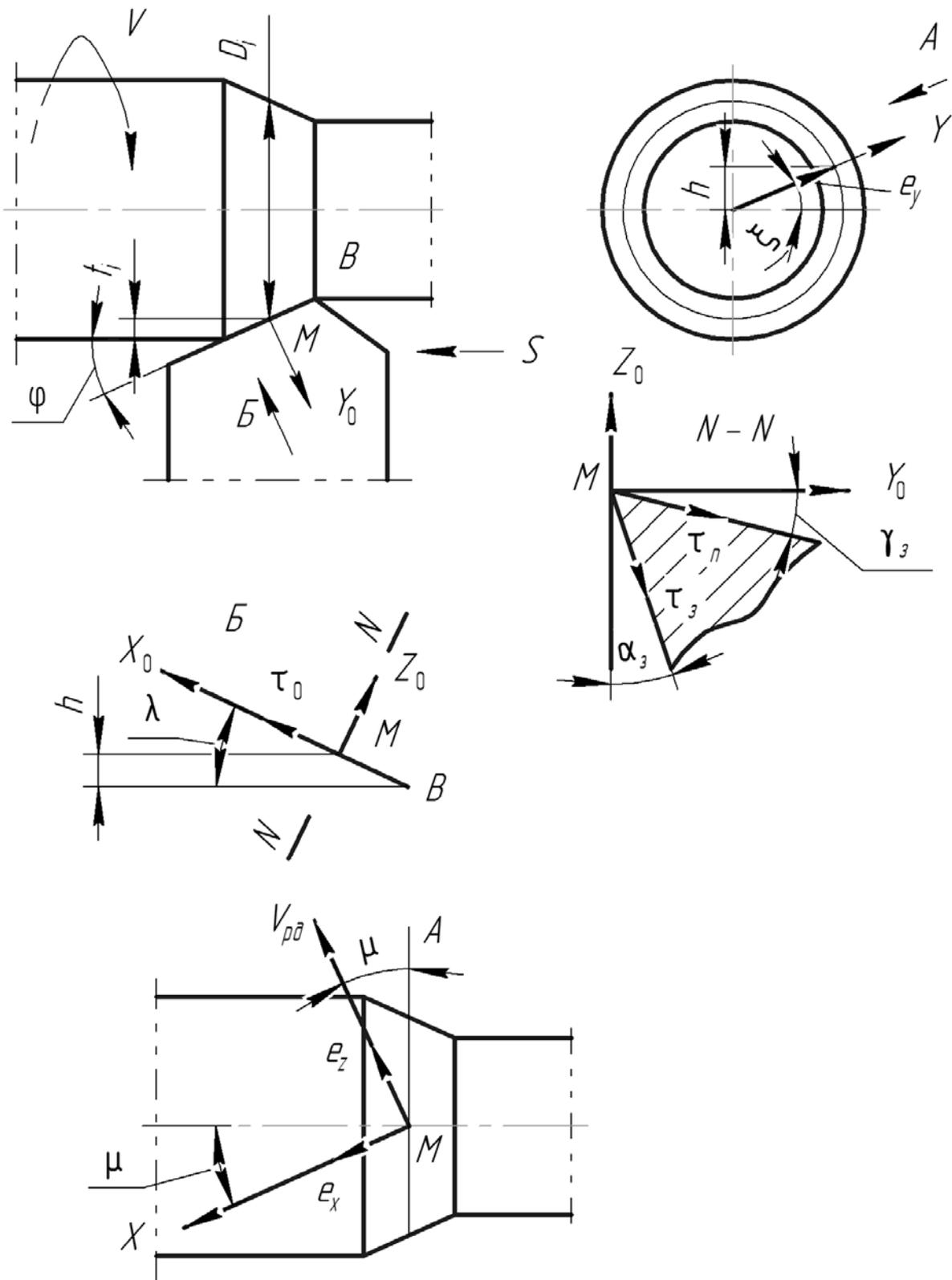


Рис. 1. Схема определения рабочих углов токарного проходного резца

Направление схода стружки связано с кинематическим углом наклона режущей кромки  $\lambda_k$ . Определим его величину.

Угол наклона  $\lambda_k$  режущей кромки определяется как угол между касательной  $\tau_0 (1, 0, 0)$  к режущей кромке и плоскостью  $P (x, y, z)$ , перпендикулярной к вектору  $\vec{V}_{pd}$  (ось  $MZ$ , см. рис. 1) и проходящей через начало координат.

$$P(x, y, z) = a_{13}x + a_{23}y + a_{33}z = 0. \quad (8)$$

Тогда

$$\sin \lambda_k = a_{13} = \cos \lambda (\sin \mu \cos \varphi - \cos \mu \sin \xi \sin \varphi) + \cos \mu \cos \xi \sin \lambda. \quad (9)$$

При  $\lambda = 0$  и  $\xi = 0$  имеем

$$\sin \lambda_k = \sin \mu \cos \varphi. \quad (10)$$

В табл. 1 представлены расчётные значения угла  $\mu$  и угла  $\lambda_k$  от подачи  $S$  и угла  $\varphi$ , а на рис. 2 – графики изменения угла  $\lambda_k$  от углов  $\varphi$  и  $\mu$ . Как видно из (10), при  $\lambda = 0$  всегда имеем положительный угол  $\lambda_k \geq 0$ , т. е. стружка всегда сходится в сторону обработанной поверхности. При  $\varphi = 0$  угол  $\lambda_k = \mu$ , а при  $\varphi = 90^\circ$  угол  $\lambda_k = 0$ . Увеличение подачи  $S$  всегда приводит к увеличению углов  $\mu$  и  $\lambda_k$ , а увеличение угла  $\varphi$  влечет за собой уменьшение величины кинематического угла наклона режущей кромки  $\lambda_k$ .

Табл. 1. Значения угла  $\lambda_k$  в зависимости от подачи  $S$  и главного угла в плане  $\varphi$  ( $D = 50$  мм)

$S$ , мм/об		0,2	0,5	1,0	2,0	4,0	
$\mu^0$		0,073	0,1825	0,365	0,73	1,46	90
		$\lambda_k^0$					
$\varphi^0$	0	0,073	0,1825	0,365	0,73	1,46	90
	10	0,0718	0,1797	0,359	0,719	1,437	80
	20	0,068	0,171	0,343	0,686	1,37	70
	45	0,051	0,129	0,258	0,516	1,03	45
	60	0,0365	0,091	0,182	0,365	0,73	30
	90	0	0	0	0	0	0

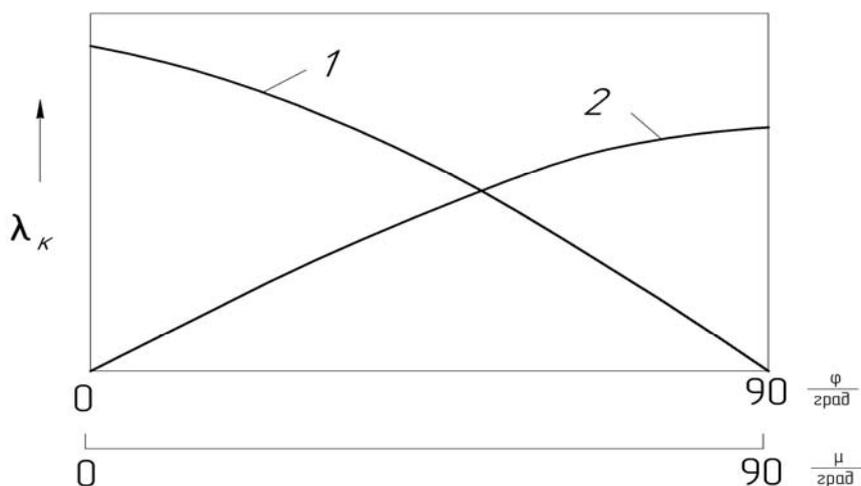


Рис. 2. Закономерности изменения кинематического угла наклона режущей кромки  $\lambda_k$  от главного угла в плане  $\varphi$  (1) и угла наклона  $\mu$  (2) скорости главного рабочего движения  $V_{pd}$  в направлении подачи

Наличие взаимного перемещения резца и заготовки влияет на такие параметры процесса, как износ инструмента, температура в зоне резания и величина сил при резании. Всё это предопределяет необходимость изучения кинематических или рабочих углов инструмента.

Передний кинематический угол  $\gamma_k$  определяется как угол между плоскостью, перпендикулярной вектору скорости результирующего рабочего движения резания  $-\bar{V}_{p0}$ , и касательной  $\tau_n(0, \cos\gamma_3, -\sin\gamma_3)$  (см. рис. 1) к передней поверхности резца, проведённой в точке режущей кромки в направлении, нормальном к главному лезвию (см. рис. 1).

Напишем уравнение плоскости, перпендикулярной вектору  $-\bar{V}_{p0}$  и проходящей через начало координат:

$$Q(x, y, z) = -a_{13}x - a_{23}y - a_{33}z = 0. \quad (11)$$

Теперь находим угол  $\gamma_k$ :

$$\sin \gamma_k = -a_{23} \cos \gamma_3 + a_{33} \sin \gamma_3, \quad (12)$$

или, с учётом (4), в развёрнутом виде как

$$\begin{aligned} \sin \gamma_k = & \cos \gamma_3 (\sin \mu \cos \varphi + \\ & \cos \mu \sin \xi \sin \varphi) + \sin \gamma_3 \times \\ & \times (-\sin \lambda \sin \mu \cos \varphi + \\ & + \sin \lambda \cos \mu \sin \xi \sin \varphi + \\ & + \cos \mu \cos \xi \cos \lambda), \end{aligned} \quad (13)$$

где  $\gamma_3$  – передний угол заточки резца – это угол между плоскостью, проходящей через главное лезвие резца перпендикулярно плоскости резания, и касательной  $\tau_n$  к передней поверхности резца, лежащей в нормальной к режущей кромке плоскости.

Плоскость резания – это плоскость, проходящая через главное лезвие резца перпендикулярно опорной плоскости.

При  $\lambda = 0$  и  $\xi = 0$  имеем

$$\sin \gamma_k = \cos \gamma_3 \sin \mu \sin \varphi + \sin \gamma_3 \cos \mu. \quad (14)$$

Отметим особые случаи при обработке резцом вала.

При  $\varphi = 0$  осуществляется точение радиальной канавки.

$$\sin \gamma_k = \sin \gamma_3 \cos \mu. \quad (15)$$

При  $\varphi = 0$  и  $\mu = 0$  имеем  $\gamma_k = \gamma_3$  (кинематический угол  $\gamma_k$  равен статическому  $\gamma_3$ ).

При  $\varphi = 90^\circ$

$$\sin \gamma_k = \cos \gamma_3 \sin \mu + \sin \gamma_3 \cos \mu. \quad (16)$$

На рис. 3 представлены графики изменения угла  $\gamma_k$  от подачи  $S$  и от главного угла в плане  $\varphi$ . С увеличением подачи  $S$  и угла  $\varphi$  в рассмотренном диапазоне их изменения величина угла  $\gamma_k$  возрастает до двух градусов.

Кинематический задний угол  $\alpha_k$  находится как угол между плоскостью, касательной к поверхности резания в данной точке лезвия, и касательной  $\tau_3(0, \sin\alpha_3, -\cos\alpha_3)$  к затылочной поверхности резца в той же точке лезвия в нормальной к режущей кромке плоскости (см. рис. 1).

Плоскость  $Q(x, y, z)$ , касательную к поверхности резания, получим из компланарности векторов  $\tau_0(1, 0, 0)$  и скорости результирующего рабочего движения  $\bar{V}_{p0}(a_{13}, a_{23}, a_{33})$ .

$$Q(x, y, z) = \begin{vmatrix} x & y & z \\ a_{13} & a_{23} & a_{33} \\ 1 & 0 & 0 \end{vmatrix} = 0, \quad (17)$$

или

$$Q(x, y, z) = a_{33}y - a_{23}z = 0. \quad (18)$$

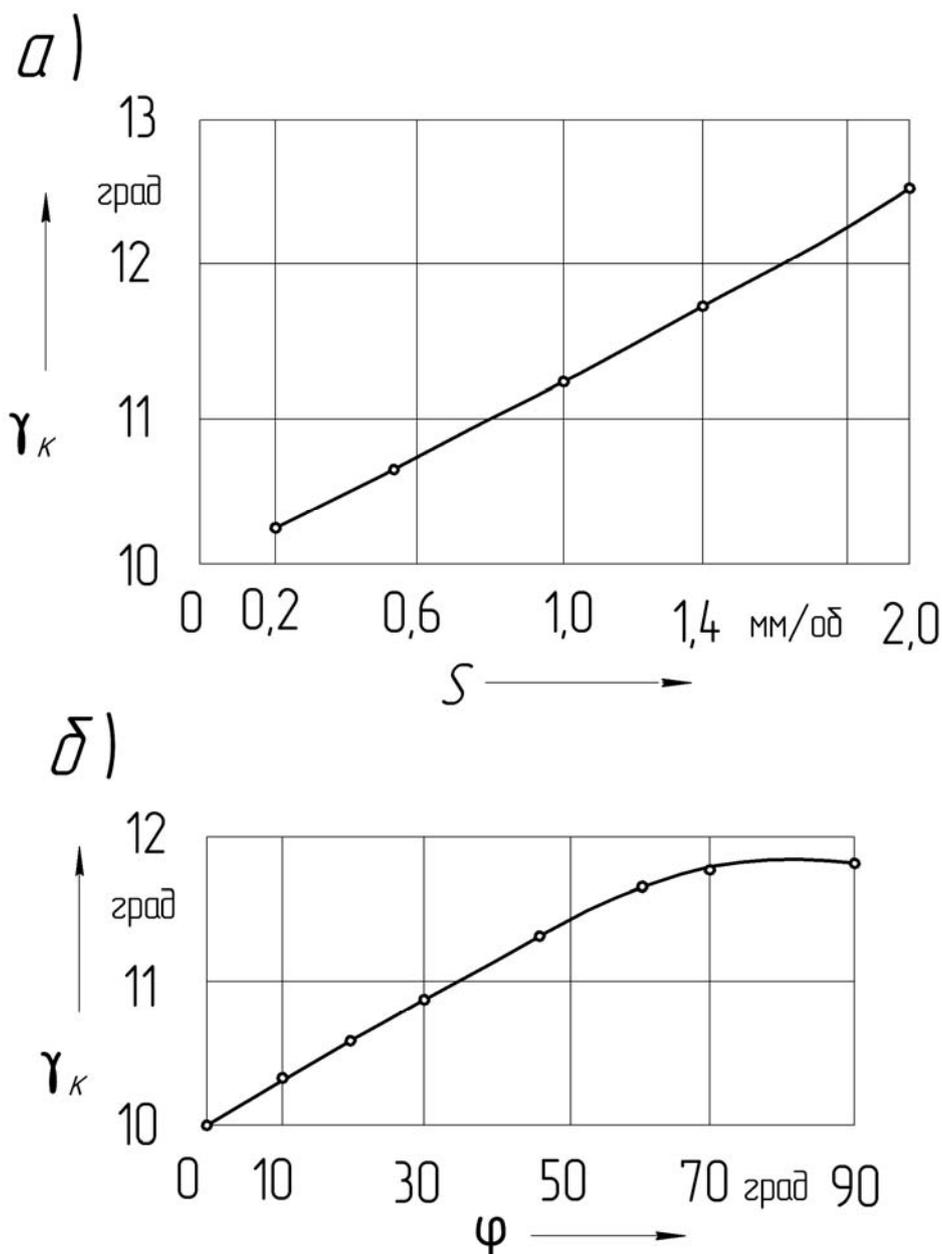


Рис. 3. Зависимость кинематического угла  $\gamma_k$  от подачи  $S$  (а) и главного угла в плане  $\varphi$  (б):  $\gamma_s = 10^\circ$ ,  $D = 10$  мм; а -  $\varphi = 45^\circ$ ; б -  $S = 1,0$  мм/об

После преобразования уравнения (18) в нормальное уравнение имеем

$$Q(x, y, z) = \frac{a_{33}}{\cos \lambda_k} y - \frac{a_{23}}{\cos \lambda_k} z = 0. \quad (19)$$

Тогда задний рабочий угол  $\alpha_k$  между касательной  $\tau_3(0, \sin \alpha_3, -\cos \alpha_3)$  и плоскостью  $Q(x, y, z)$

$$\sin \alpha_k = \frac{1}{\cos \lambda_k} \times (a_{33} \sin \alpha_3 + a_{23} \cos \alpha_3). \quad (20)$$

Поскольку  $\lambda_k$  имеет незначительную величину (для проходных резцов  $\lambda_k \leq 5^\circ$ ), зависимость (20) можно представить в упрощённом виде:

$$\sin \alpha_{\kappa} = a_{33} \sin \alpha_3 + a_{23} \cos \alpha_3. \quad (21)$$

В развёрнутом виде, с учётом (4), она будет выглядеть следующим образом:

$$\begin{aligned} \sin \alpha_{\kappa} = & \sin \alpha_3 (-\sin \lambda \sin \mu \cos \varphi + \\ & + \sin \lambda \cos \mu \sin \xi \sin \varphi + \cos \mu \times \\ & \times \cos \xi \cos \lambda) + \cos \alpha_3 (-\sin \mu \sin \varphi - \\ & - \cos \mu \sin \xi \cos \varphi), \end{aligned} \quad (22)$$

где  $\alpha_3$  – задний угол заточки резца – это угол между плоскостью резания и касательной  $\tau_3$  к задней поверхности резца, лежащей в нормальной к режущей кромке плоскости.

В случае  $\lambda = 0$  и  $\xi = 0$  выраже-

ние (22) значительно упрощается.

$$\sin \alpha_{\kappa} = \sin \alpha_3 \cos \mu - \cos \alpha_3 \sin \mu \sin \varphi. \quad (23)$$

При  $\mu = 0$  имеем  $\alpha_{\kappa} = \alpha_3$  (кинематический угол равен статическому). Из условия  $\alpha_{\kappa} > 0$  получаем зависимость

$$\operatorname{tg} \alpha_3 > \operatorname{tg} \mu \sin \varphi \quad (24)$$

по определению величины заднего угла заточки  $\alpha_3$ , обеспечивающего положительный кинематический угол  $\alpha_{\kappa}$ .

На рис. 4 представлены графики изменения кинематического (рабочего) угла  $\alpha_{\kappa}$  от подачи  $S$  и главного угла в плане  $\varphi$ .

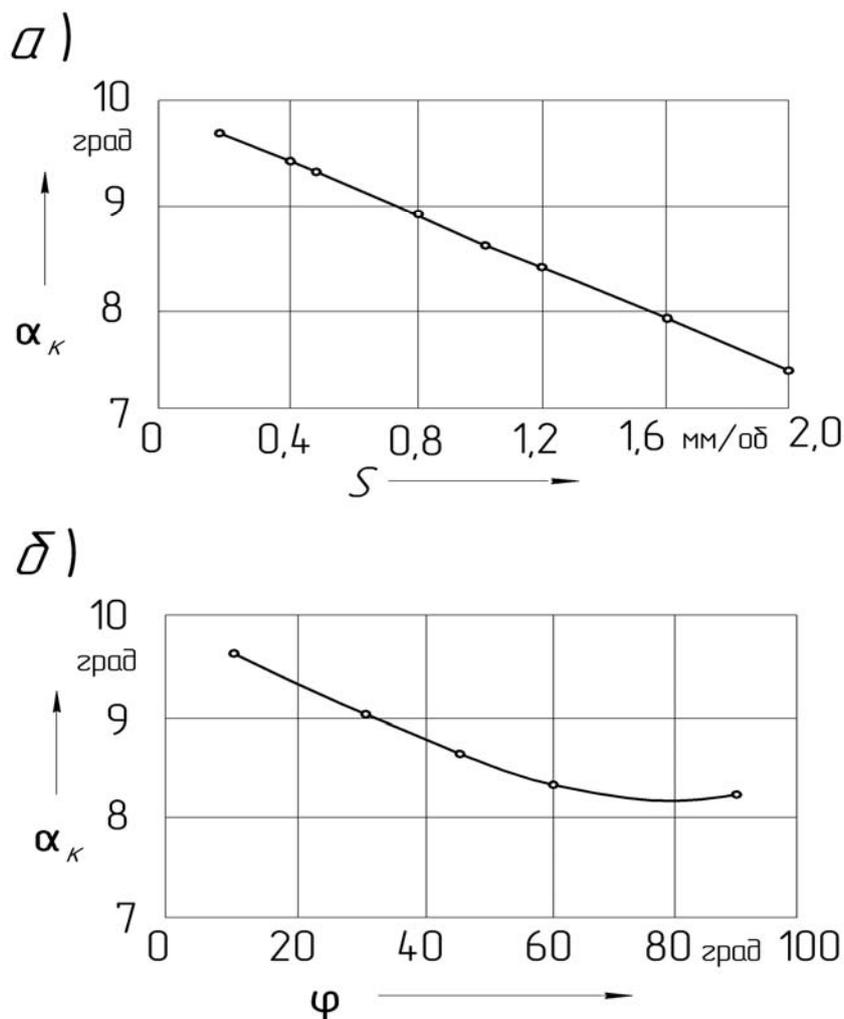


Рис. 4. Зависимость кинематического угла  $\alpha_{\kappa}$  от подачи  $S$  (а) и главного угла в плане  $\varphi$  (б):  $\alpha_3 = 10^\circ$ ,  $D = 10$  мм; а –  $\varphi = 45^\circ$ ; б –  $S = 1,0$  мм/об

Расчёты показывают, что как увеличение подачи  $S$ , так и увеличение угла  $\varphi$  приводит к уменьшению рабочего угла  $\alpha_k$ . Расчёт угла  $\alpha_z$  заточки резца необходимо устанавливать исходя из выражения (24). Особенно это касается резцов, предназначенных для точения резьбы с большим шагом.

### **Выводы**

Разработана методика и получены зависимости для определения кинематических углов: наклона режущей кромки  $\lambda_k$ , переднего угла  $\gamma_k$  и заднего угла  $\alpha_k$ . Установлено, что увеличение подачи  $S$  приводит к увеличению переднего угла  $\gamma_k$  и уменьшению заднего угла  $\alpha_k$ . Увеличение главного угла в плане  $\varphi$  способствует увеличению угла  $\gamma_k$  и уменьшению угла  $\lambda_k$ .

### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Бобров, В. Ф.** Основы теории резания металлов / В. Ф. Бобров. – Москва : Машиностроение, 1975. – 344 с.
2. **Грановский, Г. И.** Резание металлов / Г. И. Грановский, В. Г. Грановский. – Москва : Высшая школа, 1985. – 304 с.
3. **Ящерицын, П. И.** Теория резания. Физические и тепловые процессы в технологических системах / П. И. Ящерицын, М. Л. Ерёмченко, Е. Э. Фельдшейн. – Минск : Вышэйшая школа, 1990. – 512 с.
4. Некоторые вопросы кинематики ротационного резания / Е. Г. Коновалов [и др.] // Изд. АН БССР. Сер. физ.-техн. наук. – 1970. – № 3. – С. 37–46.
5. **Шатуров, Г. Ф.** Кинематика резания ротационными круглыми резцами / Г. Ф. Шатуров // Весці АН БССР. Сер. физ.-техн. наук. – 1977. – № 2. – С. 64–70.
6. **Шатуров, Г. Ф.** Прогрессивные процессы механической обработки поверхностей / Г. Ф. Шатуров, Ж. А. Мрочек. – Минск : Технопринт, 2001. – 460 с.

*Статья сдана в редакцию 28 февраля 2018 года*

**Денис Геннадьевич Шатуров**, канд. техн. наук, ст. преподаватель, Белорусско-Российский университет. Тел.: +375-222-32-67-75.

**Ольга Владимировна Благодарная**, канд. техн. наук, доц., Белорусско-Российский университет. Тел.: +375-44-704-48-09.

**Максим Владимирович Панков**, инженер, ОАО «Стандарт». Тел. : +375-222-32-67-75.

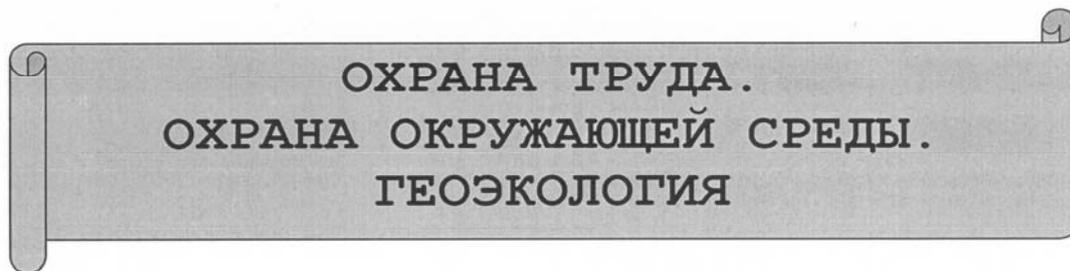
**Денис Петрович Снытков**, студент, Белорусско-Российский университет. Тел.: +375-293-42-49-45.

**Denis Gennadyevich Shaturov**, PhD (Engineering), senior lecturer, Belarusian-Russian University. Phone: +375-222-32-67-75.

**Olga Vladimirovna Blagodarnaya**, PhD (Engineering), Associate Prof., Belarusian-Russian University. Phone: +375-44-704-48-09.

**Maksim Vladimirovich Pankov**, engineer, OAO Standard. Phone: +375-222-32-67-75.

**Denis Petrovich Snytkov**, student, Belarusian-Russian University. Phone: +375-293-42-49-45.



---

УДК 621.577

*Н. В. Лобикова, А. С. Галюжин, О. М. Лобикова, С. Д. Галюжин*

**ЭКОЛОГИЧЕСКАЯ ЦЕЛЕСООБРАЗНОСТЬ ПРИМЕНЕНИЯ ТЕПЛОВЫХ НАСОСОВ ДЛЯ ОТОПЛЕНИЯ ИНДИВИДУАЛЬНЫХ ЖИЛЫХ ДОМОВ В БЕЛАРУСИ**

---

UDC 621.577

*N. V. Lobikava, A. S. Galyuzhin, O. M. Lobikava, S. D. Galyuzhin*

**ECOLOGICAL EXPEDIENCY OF HEAT PUMPING APPLICATION FOR HEATING INDIVIDUAL RESIDENTIAL HOUSES IN BELARUS**

---

**Аннотация**

Показана перспективность применения тепловых насосов для отопления индивидуального жилого дома. Проанализирован вред, который наносят окружающей среде системы отопления на различных видах топлива. Определен размер экологического ущерба от выбросов загрязняющих веществ в атмосферу. Произведена оценка эффективности систем отопления в долгосрочной перспективе с учетом экологического ущерба. Установлено, что сопоставление безопасных с точки зрения экологии, однако более капиталоемких систем отопления (тепловой насос, электроэнергия) с более дешевыми (газ, котел на твердом топливе), но экологически опасными проектами без учета экологического ущерба ведет к занижению показателей эффективности инвестиций.

**Ключевые слова:**

тепловой насос, теплогенератор, системы отопления, энергосбережение, выбросы загрязняющих веществ, экологический ущерб.

**Abstract**

The prospects of using heat pumps for heating an individual residential building are shown. The damage to the environment caused by heating systems using various types of fuel is analyzed. The amount of environmental damage from emissions of pollutants into the atmosphere was determined. The efficiency of heating systems was assessed for the long term taking into account environmental damage. It was established that comparison of projects that are ecologically safe but more capital-intensive (a heat pump, electric power) with cheaper but environmentally hazardous ones (gas, a solid fuel boiler) leads to underestimating indicators of investment efficiency if environmental damage is not taken into account.

**Key words:**

heat pump, heat generator, heating systems, energy saving, emissions of pollutants, ecological damage.

## Введение

Население Земли к концу 2017 г. превысило 7,4 млрд чел., более половины из которых нуждается в отоплении жилых помещений. Для этих целей, как правило, используются традиционные энергоносители: природный газ, уголь, продукты переработки нефти, дрова. Значительно реже используется электроэнергия. На Саммите ООН 2015 г. в Нью-Йорке определены семнадцать целей в области устойчивого развития на период до 2030 года. Седьмой целью является дальнейшее развитие применения возобновляемых источников энергии. В ходе саммита государства-члены ООН впервые пришли к историческому соглашению по поводу достижения глобальной цели по устойчивой энергетике. Она включает в себя задачи по обеспечению всеобщего доступа к современным источникам энергии, повышение эффективности ее использования и увеличение доли возобновляемых источников в мировом энергопотреблении.

В настоящее время все большую актуальность приобретает применение тепловых насосов как устройств для отопления зданий, позволяющих при этом уменьшить выбросы углекислого газа в атмосферу и, соответственно, снизить воздействие на климат планеты из-за уменьшения парникового эффекта.

Больших успехов по использованию тепловых насосов для отопления жилых и административных зданий в Европе достигла Швеция. Больше половины домов там обогревается таким способом. Почти весь Стокгольм обогревается тепловыми насосами, «качающими» тепловую энергию из Балтийского моря. В других регионах используется геотермальная энергия земли, а также тепло атмосферного воздуха. Такие достижения стали возможны благодаря государственной программе, в которой гибко сочетались государственные дотации и льготные банковские кредиты [1].

Европейским лидером в применении тепловых насосов является Германия. В этой стране при установке теплового насоса с тепловой мощностью до 20 кВт государственная субсидия составляет 900 евро.

Идея отбора энергии из окружающей среды и передачи потребителю разработана в 1852 г. известным британским физиком и инженером Уильямом Томсоном (лордом Кельвином). Ранее, в 1824 г., французским физиком Сади Карно была создана холодильная машина. Если учитывать, что термодинамический цикл холодильных машин и тепловых насосов одинаков, то первенство в этом вопросе необходимо отдать Карно.

Первое инженерное решение предложил австрийский инженер Петер Риттер фон Риттингер. Он спроектировал и установил в 1855 г. первый известный тепловой насос, который использовался для испарения воды из соляного раствора в соляных шахтах. Поэтому Риттингера считают изобретателем теплового насоса. В XX в. его именем названа Международная премия по тепловым насосам, вручаемая за достижения в области теплонасосных и связанных с ними технологий. Широкое практическое применение тепловой насос приобрел во время Второй мировой войны в связи с проблемами отопления, особенно в странах, где имелась в избытке дешёвая электрическая энергия гидроэлектростанций (например, в Швейцарии, Швеции, Норвегии и др.).

В первой половине прошлого столетия швейцарский изобретатель Роберт Вебер экспериментировал с морозильной камерой. Он случайно установил, что тепло, отдаваемое конденсатором, просто выбрасывается наружу. Вебер решил утилизировать это тепло и поместил конденсатор в бойлер для нагрева воды. Количество получаемой горячей воды превышало потребности семьи, поэтому он начал прокачивать

хладагент через радиатор, а с помощью вентилятора обдувать его воздухом жилого помещения, т. е. отапливать помещение. Далее Вебер модернизировал свое изобретение. Он поместил в грунт медные трубы, по которым прокачивался фреон (рис. 1). От тепла земли жид-

кий фреон испарялся, а затем парообразный фреон конденсировался, отдавая полученное от земли тепло воздуху дома. Воздух перемешался с помощью вентилятора и распространялся по дому. Эффект был настолько высок, что Вебер продал свою старую угольную печь.

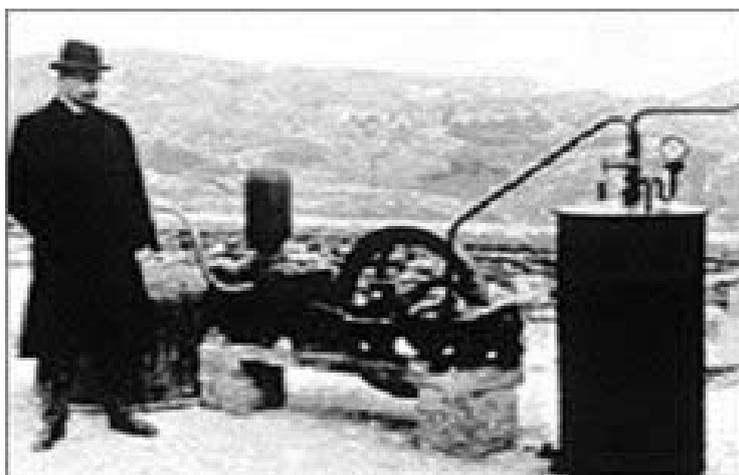


Рис. 1. Роберт Вебер рядом со своим изобретением – тепловым насосом

### **Основная часть**

Тепловой насос – устройство для переноса тепловой энергии от теплоотдатчика с низкой температурой к теплоприемнику с высокой температурой [2]. Термодинамические циклы теплового насоса и холодильной машины аналогичны. В холодильной машине производится отбор испарителем теплоты из определенного объема (морозильной камеры) и отдача конденсатором теплоты в окружающую среду. В тепловом насосе конденсатор отдает теплоту потребителю, а испаритель отбирает теплоту, как правило, из окружающей среды. Вместо тепла окружающей среды иногда используют тепло канализационных вод, тепло загрязненного воздуха, удаляемого из производственных и жилых помещений.

Основное отличие теплового насоса от других теплогенераторов (электрических, газовых, дизельных и т. д.)

состоит в том, что при производстве тепла до 80 % энергии заимствуется из окружающей среды. Наибольшую популярность сегодня получили парокомпрессионные тепловые насосы с электрокомпрессором. Рассмотрим принцип действия такого простейшего теплового насоса (рис. 2). Простейший тепловой насос содержит электрокомпрессор 1, конденсатор 2, испаритель 3 и регулятор потока 4 (терморегулирующий вентиль). Из компрессора 1 парообразный фреон поступает в конденсатор 2, представляющий собой теплообменник, через который вентилятором 5 продувается воздух помещения. При конденсации фреона выделяется тепловая энергия, которая нагревает воздух помещения. После конденсации жидкий фреон поступает через регулятор потока 4 в испаритель 3. Регулятор потока 4 в результате дросселирования понижает давление жидкого фреона до такой величины, при которой происходит его

испарение. Энергия, необходимая для испарения, забирается из окружающей среды. В современных конструкциях тепловых насосов чаще всего испари-

тель располагается в земле на определенной глубине (рис. 3), в море или озере ниже ледяного покрова.

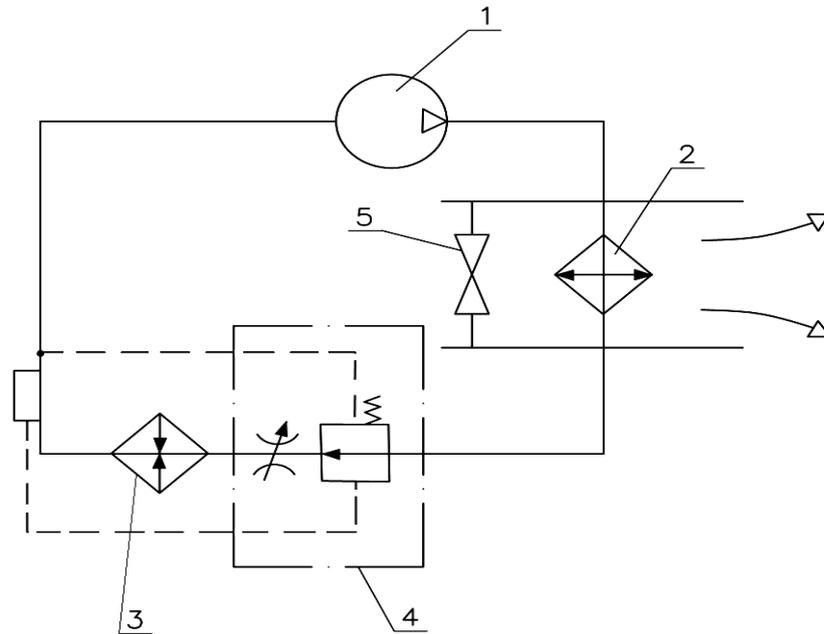


Рис. 2. Упрощенная принципиальная схема парокомпрессионного теплового насоса



Рис. 3. Схема установки теплового насоса типа «грунт – вода» с горизонтальным расположением испарителя в грунте

При работе теплового насоса на привод компрессора затрачивается электроэнергия, а тепловая энергия отдается в помещение. Отношение данной тепловой энергии к затрачиваемой электрической называется коэффициентом трансформации или коэффициентом преобразования теплоты COP (англ. COP – сокр. от *coefficient of performance*) и служит показателем эффективности теплового насоса. COP зависит от температуры окружающей среды, в которую помещен испаритель, и в современных насосах достигает 6 [3]. Это означает, что при затрате 1 кВт·ч электроэнергии можно получить 6 кВт·ч тепловой энергии. На первый взгляд, эффект довольно ощутимый. Рассмотрим данный вопрос более подробно.

Для отопления современного индивидуального жилого дома с отапливаемой площадью 200 м<sup>2</sup> и эффективной теплоизоляцией необходим теплогенератор с тепловой мощностью примерно 10 кВт [4, с. 52–53]. Тогда количество потребленного тепла за отопительный сезон  $Q_d$ , Дж, будет рассчитываться следующим образом:

$$Q_d = P_T \cdot t_{oc}, \quad (1)$$

где  $P_T$  – необходимая тепловая мощность, Вт;  $t_{oc}$  – продолжительность отопительного сезона в Беларуси, сут.

Принимая во внимание, что отопительный сезон в РБ равен примерно 180 сут/год, получим, что для отопления индивидуального жилого дома с отапливаемой площадью 200 м<sup>2</sup> необходимо  $155,52 \cdot 10^9$  Дж, или 43200 кВт·ч, тепловой энергии. По сложившейся традиции отпуск населению тепловой энергии предприятиями теплоэнергетики производится в гигакалориях. Известно, что  $1 \text{ Гкал} = 1,163 \cdot 10^3 \text{ кВт·ч}$ , тогда для отопления упомянутого дома необходимо 37,145 Гкал за отопительный сезон.

В Беларуси для отопления индивидуальных жилых домов, как правило,

используются газовые котлы, в которых сжигается природный газ. Реже используются котлы на угле, торфяном брикете и дровах, крайне редко используются котлы на жидком топливе и электрокотлы. В сельской местности часто используются печи, топливом для которых служат дрова. В [5] сделан вывод о целесообразности использования тепловых насосов в Беларуси. Поэтому проведем сравнительный анализ экономической целесообразности применения указанных выше видов топлива, электроэнергии для отопления, а также использования тепловых насосов.

Количество тепла  $Q_T$ , Дж, получаемое при сжигании топлива [6, с. 17–19],

$$Q_T = K_T \cdot c_{ce} \cdot \eta_e, \quad (2)$$

где  $K_T$  – количество сжигаемого топлива, м<sup>3</sup> или кг;  $c_{ce}$  – удельная теплота сгорания топлива (теплотворная способность), Дж/м<sup>3</sup> или Дж/кг;  $\eta_e$  – КПД теплогенератора.

Очевидно, что  $Q_T = Q_d$ . Тогда количество топлива, необходимое для отопления дома, определим путем совместного решения (1) и (2) относительно  $K_T$ :

$$K_T = (P_T \cdot t_{oc}) / (c_{ce} \cdot \eta_e). \quad (3)$$

Зная цену единицы количества топлива, можно определить стоимость топлива  $C_T$ , белорус. р., необходимого для отопления дома в отопительный сезон:

$$C_T = C_T \cdot K_T, \quad (4)$$

где  $C_T$  – цена единицы количества топлива, белорус. р.

При расчетах использованы цены, обеспечивающие полное возмещение экономически обоснованных затрат. В качестве КПД теплогенераторов брались данные, заявленные производителем.

лем. Удельная теплота сгорания топлива и цены выбраны из [7–13]. Получен-

ные результаты сведены в табл. 1.

Табл. 1. Результаты сравнительных расчетов использования различных видов топлива для обогрева жилого дома отапливаемой площадью 100 м<sup>2</sup>

Вид топлива (энергии)	Единица измерения количества топлива (энергии)	Удельная теплота сгорания, Дж/кг (Дж/м <sup>3</sup> )	Тип (марка) теплогенератора	КПД теплогенератора	Количество топлива (энергии)	Цена единицы топлива (энергии), белорус. р./кВт·ч, белорус. р./м <sup>3</sup> , белорус. р./кг, белорус. р./Гкал	Стоимость топлива (энергии), белорус. р.
Электрическая	кВт·ч	–	WESPE HEIZUNG	0,994	43460,8	0,1841 (одноставочный тариф)	8001,1
Природный газ	м <sup>3</sup>	33,496·10 <sup>6</sup>	Ariston	0,93	4991,8	0,4011	2002,5
Каменный уголь	кг	29,3·10 <sup>6</sup>	Космос-10	0,78	6805	0,19	1292,6
Антрацит	кг	34,3·10 <sup>6</sup>	Космос-10	0,78	5813	0,37	2150,8
Торфобрикет	кг	17,6	Космос-10	0,78	11328,7	0,125	1416,1
Дрова березовые (20 % влажности)	м <sup>3</sup> (плотной древесины)	6840·10 <sup>6</sup>	Космос-10	0,78	29,1	57	1661,6
Тепловая (городская теплосеть)	Гкал	–	–	–	37,145	81,42	3024,35
Тепловой насос	кВт·ч	–	NIBE BO/W45	COP = 3,64	11939,6	0,1841 (одноставочный тариф)	2198,1

Как видно из табл. 1, наибольшие финансовые затраты потребитель несет на приобретение топлива (энергии) при использовании электродкотлов для отопления дома. Применение энергии из городской теплосети является также дорогостоящим. Наиболее дешевый способ – отопление дома путем сжигания каменного угля или торфобрикета. Использование природного газа для этих целей обойдется потребителю несколько дороже. Затраты на приобретение природного газа сопоставимы с затратами на электроэнергию для привода теплового насоса, но капитальные вложения при установке газового котла более чем в 6 раз ниже, чем при установке теплового насоса (табл. 2). Кроме того, применение природного газа позволяет значительно проще по сравнению с использованием твердого топлива автоматизировать процесс зажигания и остановки котла. Для газового котла не нужно дополнительного помещения (котельной). По-

этому в Беларуси газовые котлы широко используются для отопления индивидуальных жилых домов.

Сравнение цен показывает, что природный газ для населения в Германии в 6,26 раза, а в Швеции – в 11,1 раза дороже, чем в Республике Беларусь [14]. Это является основной причиной преимущественного использования тепловых насосов для отопления в странах Западной Европы и Скандинавии.

Проанализируем капитальные вложения при установке определенного вида теплогенератора. Для этого следует сравнить цены на теплогенераторы и стоимость монтажа, подключения и ежегодного обслуживания (см. табл. 2). Подбор теплогенераторов произведен исходя из среднего уровня цен.

Если рассматривать проекты с точки зрения первоначальных затрат или в краткосрочном периоде, то тепловой насос не может конкурировать с

традиционными системами отопления, т. к. первоначальные затраты почти на

порядок выше таких же затрат для остальных теплогенераторов.

Табл. 2. Капитальные вложения при использовании различных теплогенераторов

Тип (марка) теплогенератора	Цена теплогенератора, белорус. р.	Стоимость монтажа и подключения, белорус. р.	Стоимость ежегодного обслуживания, белорус. р.
WESPE HEIZUNG (электрокотел)	1600	200	28
Ariston (газовый котел)	1200	2200	56
Космос-10 (твердотопливный котел)	1362	280	34
Городская теплосеть	–	2400	20
NIBE VO/W45 (тепловой насос типа «грунт – вода»)	12400	9000	142

Однако при определении экономической эффективности систем отопления в жилом доме должны учитываться все последствия их реализации, как непосредственно экономические, так и социальные, экологические. Кроме того, нельзя не учитывать наличие остаточной стоимости оборудования, пригодного для дальнейшего использования после окончания срока эксплуатации отдельных элементов системы.

Рассмотрим экологические последствия применения различных систем отопления. Использование теплового насоса экологически безопасно. Электрокотел также оказывает минимальное воздействие на окружающую среду. При применении традиционных в Беларуси систем отопления в атмосферу выбрасываются загрязняющие вещества: диоксид азота, сернистый ангидрид, зола, пыль и сажа, окись углерода. Все эти вещества оказывают вредное воздействие на человека. Угарный газ вызывает удушье, головные боли, ослабление дыхания и сердечной деятельности, приводит к органическим поражениям нервной системы, сосудистым спазмам. Двуокись азота способствует росту заболеваний бронхитом, действует как острый раздражитель. Диоксид серы является токсичным веществом, при длительном воздействии вызывает атрофический ринит, пораже-

ние зубов, токсический бронхит, поражение печени, системы крови, развитие пневмосклероза. Сажа является канцерогеном и способствует возникновению рака кожи [15].

Экологический ущерб от выбросов загрязняющих веществ при эксплуатации различных систем отопления был рассчитан в соответствии с ТКП 17.08.01–2006 (02120) *Охрана окружающей среды и природопользование. Атмосфера. Выбросы загрязняющих веществ в атмосферный воздух. Порядок определения выбросов при сжигании топлива в котлах теплопроизводительностью до 25 МВт*. Максимальные и валовые выбросы загрязняющих веществ определены расчетными методами, результаты расчетов сведены в табл. 3.

Наибольший ущерб окружающей среде наносит применение твердотопливного котла для сжигания каменного угля, т. к. при этом имеют место наибольшие выбросы вредных веществ. Другие виды твердого топлива при сжигании приносят несколько меньший вред. Например, при сжигании березовых дров выбросы оксида углерода в 1,3 раза меньше, чем при сжигании каменного угля.

Определение экологического ущерба в стоимостном выражении является достаточно сложным. Считаем це-

лесообразным учитывать экологический ущерб на основе размера платы за выбросы загрязняющих веществ в атмосферный воздух, установленные Налоговым кодексом Республики Беларусь (особенная часть), приложение 6 (став-

ки экологического налога за выбросы загрязняющих веществ в атмосферный воздух). Данные суммы в большей мере характеризуют оценку ущерба для общества от выбросов в атмосферу.

Табл. 3. Результаты расчетов максимальных и валовых выбросов в атмосферу загрязняющих веществ

Наименование ЗВ (по видам топлива)	Максимальный выброс, г/с	Валовый выброс, т/год
<i>Природный газ</i>		
Оксид углерода (CO)	0,0591	0,092
Диксид азота (NO <sub>2</sub> )	0,03704	0,0577
Оксид азота (NO)	0,0060	0,0094
<i>Каменный уголь</i>		
Оксид углерода (CO)	1,1366	0,179
Диксид азота (NO <sub>2</sub> )	0,3294	0,05196
Оксид азота (NO)	0,05352	0,00844
Диоксид серы (SO <sub>2</sub> )	0,0151	0,0023
Твердые частицы (суммарно)	5,185	1,6115
<i>Антрацит</i>		
Оксид углерода (CO)	1,1360	0,179
Диксид азота (NO <sub>2</sub> )	0,3852	0,06072
Оксид азота (NO)	0,0626	0,00987
Диоксид серы (SO <sub>2</sub> )	0,0053	0,00082
Твердые частицы (суммарно)	3,037	0,9426
<i>Торфобрикет</i>		
Оксид углерода (CO)	1,8755	0,179
Диксид азота (NO <sub>2</sub> )	0,1152	0,03086
Оксид азота (NO)	0,0187	0,00502
Диоксид серы (SO <sub>2</sub> )	0,0037	0,000339
Твердые частицы (суммарно)	0,7859	0,2440
<i>Дрова березовые (20 % влажности)</i>		
Оксид углерода (CO)	1,1250	0,138
Диксид азота (NO <sub>2</sub> )	0,2397	0,0387
Оксид азота (NO)	0,0187	0,00502
Диоксид серы (SO <sub>2</sub> )	0,0636	0,0076
Твердые частицы (суммарно)	0,2011	0,0545

Определим суммы экологического ущерба  $Y$ , белорус. р., по формуле

$$Y = \sum_{i=1}^n P_i \cdot M_i, \quad (5)$$

где  $P_i$  – ставка экологического налога за выбросы  $i$ -го загрязняющего вещества в атмосферный воздух, белорус. р./т;  $M_i$  – масса выбросов загрязняющего вещества в атмосферу за отопительный сезон, т.

В 2017 г. за 1 т выбросов в атмосферу для веществ 2-го класса опасно-

сти ставка экологического налога составила 769,97 белорус. р., 3-го класса – 254,54 белорус. р., 4-го класса – 126,48 белорус. р. [17].

В соответствии с классификатором отходов, образующихся в Республике Беларусь, выбросы азота диоксида (диоксид азота)  $\text{NO}_2$  относятся ко 2-му классу опасности, сернистого ангидрида (диоксид серы)  $\text{SO}_2$ , золы, пыли и сажи – к 3-му классу, окиси углерода (угарный газ)  $\text{CO}$  – к 4-му.

Расчет суммы экологического ущерба представлен в табл. 4.

Табл. 4. Расчет суммы экологического ущерба

Вид топлива, загрязняющего вещества	Ставка экологического налога за выбросы $i$ -го загрязняющего вещества в атмосферный воздух, белорус. р./т	Масса выбросов загрязняющего вещества в атмосферу, т/год	Сумма экологического ущерба, белорус. р./год
1	2	3	4
Электрическая энергия	–	–	Отсутствует (для потребителя)
Природный газ			63,31
Оксид углерода (CO)	126,48	0,0920	11,64
Диоксид азота ( $\text{NO}_2$ )	769,97	0,0577	44,43
Оксид азота (NO)	769,97	0,0094	7,24
Каменный уголь			479,93
Оксид углерода (CO)	126,48	0,1790	22,64
Диоксид азота ( $\text{NO}_2$ )	769,97	0,0520	40,04
Оксид азота (NO)	769,97	0,0084	6,47
Оксид серы ( $\text{SO}_2$ )	254,54	0,0023	0,59
Твердые частицы (суммарно)	254,54	1,6115	410,19
Антрацит			317,13
Оксид углерода (CO)	126,48	0,1790	22,64
Диоксид азота ( $\text{NO}_2$ )	769,97	0,0607	46,74
Оксид азота (NO)	769,97	0,0099	7,62
Оксид серы ( $\text{SO}_2$ )	254,54	0,0008	0,2
Твердые частицы (суммарно)	254,54	0,9426	239,93
Торфобрикет			112,47
Оксид углерода (CO)	126,48	0,1790	22,64
Диоксид азота ( $\text{NO}_2$ )	769,97	0,0309	23,79

Окончание табл. 4

1	2	3	4
Оксид азота (NO)	769,97	0,0050	3,85
Оксид серы (SO <sub>2</sub> )	254,54	0,0003	0,08
Твердые частицы (суммарно)	254,54	0,2440	62,11
Дрова березовые (20 % влажности)			67,90
Оксид углерода (CO)	126,48	0,1380	17,45
Диксид азота (NO <sub>2</sub> )	769,97	0,0387	29,80
Оксид азота (NO)	769,97	0,0063	4,85
Оксид серы (SO <sub>2</sub> )	254,54	0,0076	1,93
Твердые частицы (суммарно)	254,54	0,0545	13,87
Тепловая (городская теплосеть)	–	–	Отсутствуют (для потребителя)
Тепловой насос	–	–	Отсутствуют (для потребителя)

Максимальные суммы экологического ущерба от выбросов загрязняющих веществ в атмосферный воздух имеют место при использовании твердотопливного котла на каменном угле, несколько меньшие суммы получаем при отоплении торфобрикетом и дровами. При учете сопутствующего экологического ущерба проект отопления жилого дома тепловым насосом является более привлекательным.

Вместе с тем необходимо отметить, что владельцы индивидуальных жилых домов (физические лица) не платят за выбросы вредных веществ.

### **Выводы**

Наиболее дорогостоящим является использование электроэнергии для отопления индивидуального жилого дома.

Недостатком распространенной среди населения системы оценки эффективности систем отопления, по мнению авторов, является её направленность на отбор дешёвых по отношению к первоначальным инвестиционным расходам проектов.

При оценке систем отопления

необходимо рассматривать ситуацию в долгосрочной перспективе с учетом всех доходов и расходов, а также с учетом экологического ущерба.

Сопоставление безопасных с точки зрения охраны окружающей среды, однако более капиталоемких проектов (тепловой насос, электроэнергия) с более дешевыми (газ, котел на твердом топливе), но экологически опасными проектами без учета экологического ущерба ведет к занижению показателей эффективности инвестиций.

С позиций отдельно взятого человека учет экологической эффективности не представляет интереса. Именно по этой причине проекты отопления тепловым насосом не востребованы в Беларуси. Однако, с точки зрения общества, учет экологической эффективности обязателен и должен мотивироваться государством путем применения дотаций при установке экологически безопасных систем отопления для собственных нужд. В долгосрочном периоде вложенные ресурсы окупаются.

Постоянное удорожание энергоносителей неизбежно приводит к увеличе-

нию сумм текущих расходов на отопление. Указанная тенденция в ближайшем будущем не изменится. Переход на полное возмещение затрат на отопление остро ставит вопросы существенного повышения эффективности, что, в свою очередь, требует применения новых тех-

нологий и инвестиций. Поэтому, на наш взгляд, использование тепловых насосов в Беларуси как наиболее экологически чистых теплогенераторов в краткосрочной перспективе станет жизненно важной необходимостью.

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Тепловые насосы: статистика использования в Европе и мире [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <https://econet.ru/articles>. – Дата доступа: 10.01.2018.
2. Большая советская энциклопедия : в 30 т. / Под ред. А. М. Прохорова. – 3-е изд. – Москва : Советская энциклопедия, 1976. – Т. 25. – 448 с.
3. **Мацевитый, Ю. М.** Об использовании тепловых насосов в мире и что тормозит их широкомасштабное внедрение в Украине / Ю. М. Мацевитый, Н. Б. Чиркин, А. С. Клепанда // Энергосбережение. Энергетика. Энергоаудит. – 2014. – № 2. – С. 2–17.
4. **Васильев, Г. П.** Теплохладоснабжение зданий и сооружений с использованием низкопотенциальной тепловой энергии поверхностных слоев Земли / Г. П. Васильев. – Москва : Граница, 2006. – 176 с.
5. **Токменинов, К. А.** Перспективы и эффективность использования тепловых насосов / К. А. Токменинов, В. А. Широченко // Вестн. Белорус.-Рос. ун-та. – 2010. – № 2. – С. 93–100.
6. **Нащокин, В. В.** Техническая термодинамика и теплопередач : учебное пособие для вузов / В. В. Нащокин. – Москва : Высшая школа, 1975. – 469 с.
7. Электрические котлы WESPE HEIZUNG (Германия) [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://rubikont.by/elektricheskiye-kotly?yclid>. – Дата доступа: 14.02.2018.
8. Физико-химические свойства природного газа. Добыча и применение природного газа [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://fb.ru/article/199563/fiziko-himicheskie-svoystva-prirodnogo-gaza-dobyicha-i-primeneniye-prirodnogo-gaza>. – Дата доступа: 15.02.2018.
9. Уголь каменный : свойства, происхождение, добыча, цена [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://fb.ru/article/166986/ugol-kamennyiy-svoystva-kamennyiy-ugol-proishojdenie-dobyicha-tsena>. – Дата доступа: 15.02.2018.
10. Котлы для отопления дома на угле [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://climanova.ru/kotly-otopleniya-dlya-doma-na-ugle.html>. – Дата доступа: 16.02.2018.
11. Теплопроводность древесины – таблица теплоты сгорания дров [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://kotlobzor.ru/teplotadrov>. – Дата доступа: 16.02.2018.
12. Теплопроводная способность различных видов топлива : дрова, уголь, пеллеты, брикеты [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://pechnoedelo.com/toplivo/teplotvornaya-sposobnost-topliva.html>. – Дата доступа: 16.02.2018.
13. Тепловые насосы – вид оборудования, созданный для комфорта [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <https://obogreem.by/catalog/teplovye-nasosy>. – Дата доступа: 16.02.2018.
14. Рейтинг стран Европы по стоимости природного газа для населения [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://giarating.ru/countries/20170608/630064777.html>. – Дата доступа: 21.02.2018.
15. Требования к обращению с отходами производства и потребления : СаНиП : утв. постановлением Минздрава Респ. Беларусь, 30 дек. 2016 г., № 143 [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://www.gogle.by/amp/Kodeksy-by.com>. – Дата доступа: 16.02.2018.
16. **ТКП 17.08.01–2006 (02120).** Охрана окружающей среды и природопользование. Атмосфера. Выбросы загрязняющих веществ в атмосферный воздух. Порядок определения выбросов при сжигании топлива в котлах теплопроизводительностью до 25 МВт (с изм. и доп.), в ред. постановления Минприроды Респ. Беларусь от 12 февр. 2009 г. № 2-Г. – Минск : Минприроды, 2009. – 47 с.
17. Налоговый кодекс Республики Беларусь (особенная часть) : Закон Респ. Беларусь, 9 янв. 2017 г., № 15-З [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://etalonline.by/?type=text&regnum=Nk0900071>. – Дата доступа: 12.01.2017.

*Статья сдана в редакцию 21 февраля 2018 года*

**Надежда Васильевна Лобикова**, студент, Белорусско-Российский университет.  
**Александр Сергеевич Галюжин**, канд. техн. наук, доц., Белорусско-Российский университет.  
**Ольга Михайловна Лобикова**, ст. преподаватель, Белорусско-Российский университет.  
**Сергей Данилович Галюжин**, канд. техн. наук, доц., Белорусско-Российский университет.

**Nadezhda Vasilyevna Lobikova**, student, Belarusian-Russian University.  
**Aleksandr Sergeyeovich Galyuzhin**, PhD (Engineering), Associate Prof., Belarusian-Russian University.  
**Olga Mikhailovna Lobikova**, senior lecturer, Belarusian-Russian University.  
**Sergey Danilovich Galyuzhin**, PhD (Engineering), Associate Prof., Belarusian-Russian University.

---

УДК 664.1-047.37:551.510.42

*В. А. Юрченко, К. С. Пономарев, С. Д. Пономарева*

## ИССЛЕДОВАНИЕ ХАРАКТЕРИСТИК ЭКОЛОГИЧЕСКИ ОПАСНОЙ МЕЛКОДИСПЕРСНОЙ ПЫЛИ КАКАО КОНДИТЕРСКИХ ПРЕДПРИЯТИЙ

---

UDC 664.1-047.37:551.510.42

*V. O. Yurchenko, K. S. Ponomarev, S. D. Ponomarova*

## INVESTIGATION OF CHARACTERISTICS OF ECOLOGICALLY DANGEROUS FINE COCOA DUST FORMED IN CONFECTIONERY MANUFACTURING

---

### **Аннотация**

Экспериментально определены характеристики частиц органической пыли (какао), образующейся на кондитерских предприятиях. Установлены характеристики, необходимые для оценки экологической ситуации в условиях выброса экологически наиболее опасных частиц ТЧ<sub>2,5</sub>, ТЧ<sub>10</sub> (математическое моделирование рассеивания частиц в атмосферном воздухе, оценка уровня экологической опасности и идентификация частиц, загрязняющих выбросы, идентификация источников выбросов) и обеспечения надежной защиты атмосферного воздуха от этого вида загрязнения (эффективность работы пылеочистительного оборудования по улавливанию мелкодисперсных частиц, подбор фильтрующего оборудования).

### **Ключевые слова:**

кондитерское производство, пыль какао, дисперсный состав, частицы менее 10 мкм, эффективность пылеулавливающего оборудования.

### **Abstract**

Characteristics of organic dust particles (cocoa) formed in confectionery manufacturing were experimentally determined. Characteristics, necessary for assessment of environmental issues caused by emissions of the most environmentally hazardous particles PM<sub>2.5</sub> and PM<sub>10</sub> were defined (for mathematical modeling of dispersion of such particles in the atmosphere, assessment of environmental hazard degree, identification of pollutant particles, as well as for identification of emission sources). These characteristics can also ensure reliable protection of atmospheric air from this type of pollution (efficient operation of dust-cleaning equipment for collecting fine particles and appropriate selection of filtration equipment).

### **Key words:**

confectionery manufacturing, cocoa dust, particle size distribution, particles less than 10 μm, efficiency of dust collection equipment.

---

### **Введение**

Сокращение выбросов загрязняющих веществ в атмосферный воздух и повышение экологической безопасности предприятий как основных источников антропогенных выбросов является острой проблемой для многих городов Украины. В 2015 г. в Украине превышение среднесуточных концентраций основных за-

грязняющих атмосферный воздух веществ (диоксида азота, формальдегида, взвешенных веществ (в том числе ТЧ<sub>10</sub>, ТЧ<sub>2,5</sub>), оксида углерода, диоксида серы) выявлено в 23 городах [1]. Достичь уменьшения выбросов загрязняющих веществ в атмосферный воздух возможно, помимо прочего, в результате реализации природоохранных мероприятий на уровне каждого предприятия не

только за счет внедрения новых технологий, но и за счет улучшения существующих, что экономически достаточно привлекательно.

Одним из основных загрязняющих веществ, поступающих в атмосферный воздух, являются взвешенные твердые частицы (пыль). Особенно опасны для окружающей среды и человека взвешенные твердые частицы размером до 10 мкм (ТЧ<sub>10</sub> согласно [2]) и размером до 2,5 мкм (ТЧ<sub>2,5</sub> согласно [2]). Изучением влияния взвешенных твердых частиц в целом, а также ТЧ<sub>10</sub> и ТЧ<sub>2,5</sub> в частности, на человека занимались Ф. Ф. Эрисман, Б. А. Неменко, О. В. Ложкина, А. Н. Давыденко и др. Экологическая проблема, создаваемая выбросами взвешенных твердых частиц, решается очень медленно и только в отдельных отраслях промышленности Украины. К тому же дисперсный состав взвешенных твердых частиц, образующихся на различных производствах, остается малоизученным.

По темпам роста производства в Украине лидирующие позиции занимают предприятия пищевой промышленности, а в их составе – предприятия кондитерского производства, которые по объему продаж (12,4 %) занимают третье место среди товаров продовольственной группы [3]. Источниками взвешенных твердых частиц в газообразных выбросах на кондитерском производстве являются технологические процессы, в которых используются сыпучие материалы (какао, крахмал, сахар, мука) [4]. Их экологическая опасность усиливается рядом факторов: максимально близкое к жилой застройке расположение предприятий такого типа в городах, способность вызывать острые и хронические аллергические реакции [5], повышение ХПК ливневых вод с близлежащих территорий. Кроме того, органические частицы являются косвенными источниками выбросов парниковых газов [6].

На кондитерских предприятиях очистку газообразных выбросов со взвешенными твердыми частицами выполняют с помощью циклонов, эффективность которых составляет 85...95 % (частиц более 10 мкм), а также рукавных фильтров с эффективностью 95...96 % (частиц более 1 мкм) [7]. Обеспечивает ли такая эффективность оборудования достаточный уровень экологической безопасности предприятия по выбросам ТЧ<sub>10</sub> и ТЧ<sub>2,5</sub> в городскую атмосферу, невозможно определить без сведений о дисперсном составе пыли.

Для кондитерских предприятий установлены удельные выбросы взвешенных твердых частиц, недифференцированных по составу для каждого из видов производства. Исследование, контроль и учет выбросов ТЧ<sub>10</sub> и ТЧ<sub>2,5</sub> как самых опасных составляющих взвешенных твердых частиц не производится. В научно-технической литературе также отсутствует информация о дисперсном составе взвешенных твердых частиц кондитерских предприятий.

Исследования пыли муки, сахара и крахмала как отечественных, так и зарубежных специалистов [8, 9] позволили установить некоторые характеристики их выбросов на различных пищевых производствах (кроме кондитерских): мучная пыль имеет размер частиц 4...30 мкм, медианный диаметр частиц  $d_{50}$  (значение диаметра, для которого количество частиц меньше  $d_{50}$  равняется количеству частиц больше  $d_{50}$ ) составляет 15 мкм, пыль сахара на 83,7 % состоит из частиц размером менее 10 мкм, а крахмала – на 88 %. Информация о пыли какао в научно-технической литературе крайне ограничена. По данным [10], какао-порошок, который используется в кондитерском производстве, состоит из частиц размером до 55 мкм,  $d_{50}$  составляет 10 мкм.

Характеристики пыли, необходимые для расчета циклонов (наиболее часто используемое пылеочистительное

оборудование на кондитерских предприятиях), включают следующие показатели: медианный диаметр частиц  $d_{50}$  и среднее квадратичное отклонение в функции распределения частиц по размерам [11]. Для расчета более эффективного пылеочистительного оборудования – рукавных фильтров – необходимо знать удельную нагрузку по виду пыли и ее склонность к агломерации, а также коэффициенты, учитывающие дисперсный состав пыли и порозность, которые зависят от химического состава пыли и таких характеристик частиц пыли, как округлость, соотношение сторон, степень неправильности формы частиц, их плотность и площадь поверхности [12]. Причем в технической литературе в основном приводятся значения этих характеристик для минеральной пыли, а для органической (какао, сахар, мука, крахмал) такие сведения очень ограничены.

От физико-химических свойств пыли во многом зависит надежность и эффективность работы пылеочистительного оборудования [13], т. к. размер частиц влияет на динамическое поведение пылегазового потока и аэродинамические свойства пыли, а форма частицы влияет на силу сопротивления потоку и скорость осаждения.

Исследование дисперсного состава и характеристик пыли какао, образующейся на кондитерских производствах, позволит не только определить эффективность улавливания этого загрязнения пылеочистительным оборудованием (в том числе ТЧ<sub>10</sub> и ТЧ<sub>2,5</sub>), но и объективно оценить экологическую опасность выбросов пыли какао кондитерских производств для окружающей среды в целом и для человека в частности.

Цель работы – установить дисперсный состав пыли какао, образующейся на кондитерском предприятии, и эффективность улавливания ее наиболее экологически опасной фракции ТЧ<sub>2,5</sub>,

ТЧ<sub>10</sub> эксплуатируемым пылеочистительным оборудованием.

### **Основная часть**

Объектом исследования является пыль какао, образующаяся на кондитерском предприятии. Отбор проб пыли какао производили из прямого участка воздуховода до циклона (образец 1) и из бункера циклона (образец 2). Для репрезентативности пробы пыли какао, уловленной циклоном, частичные пробы пыли отбирали в пяти точках в плане и в трех – по высоте. Отобранную пробу гомогенизировали стандартным методом конусования, уменьшение пробы проводили стандартным методом квартования [14].

Дисперсный состав пыли определяли методом микроскопии – измерения частиц с применением окуляра-микрометра, фотографии образцов пыли выполняли с помощью веб-камеры, масштаб изображения задавали в Corel Draw Graphics, некоторые геометрические характеристики частиц пыли (периметр, площадь проекции, коэффициенты округлости и удлинения) выявляли с помощью программы ImageJ, расчет геометрических и физических характеристик пыли (эквивалентный диаметр, объемный коэффициент формы, объем, масса и скорость оседания частиц пыли) и статистическую обработку данных проводили в программе Microsoft Excel, расчет медианного диаметра частиц  $d_{50}$  осуществляли в программе DisAdp, разработанной на языке C#. Процентное содержание ТЧ<sub>10</sub> и ТЧ<sub>2,5</sub> определяли на основании установленного пофракционного состава пыли.

При микроскопическом исследовании просматривали по 10 проб пыли какао до циклона и пыли из бункера циклона (рис. 1). Всего проанализировано по 1200 частиц каждого образца, что, согласно [14], является достаточ-

ным для изучения дисперсного состава пыли.

Установлено, что пыль какао – порошок органического происхождения, однокомпонентный и полидисперсный (минимальный  $d_{\min}$  и максимальный  $d_{\max}$

размеры частиц отличаются на несколько порядков). Морфология пыли: частицы светло-коричневого цвета, неправильной формы с неровными краями, слипаются, плохо отделяются друг от друга.

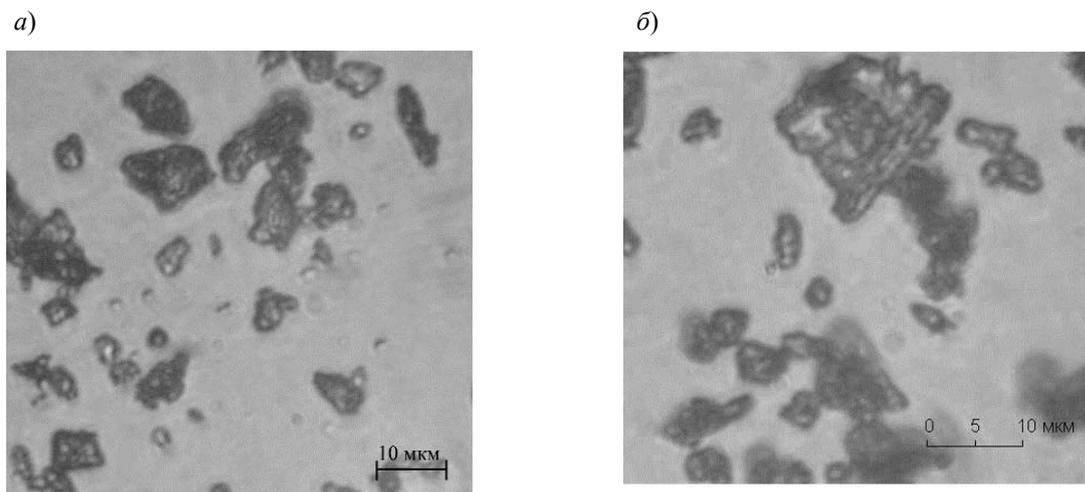


Рис. 1. Общий вид пыли какао: а – до циклона; б – из бункера циклона

Частицы пыли какао неправильной формы, что усложняет определение их геометрических характеристик способом микроскопии, поэтому их определяли и рассчитывали с помощью программы ImageJ, а именно:

- площадь изображения проекции частицы  $S_n$  и периметр частиц  $P_c$ ;
- коэффициент округлости

$$C_c = \frac{4\pi S_n}{P_c^2}. \quad (1)$$

Известно, что чем ближе значение  $C_c$  к нулю, тем менее скругленная форма частицы. По [15] округлость пылевидных частиц  $C_o$  находится в диапазоне от 1 до 5 и, следовательно, коэффициент округлости  $C_c = 1/C_o$  находится в диапазоне от 1 до 0,2;

- коэффициент удлинения  $AR$  (отношение длины к ширине частицы).

Известно, что  $AR$  для круга или квадрата равняется 1, для прямоугольника – от 1 и более.

Эквивалентный диаметр частиц  $d_e$  принимали как средний проектированный диаметр  $d_n$  (диаметр круга, площадь которого равна площади проекции частицы) [16]. Расчет среднего проектированного диаметра выполняли по формуле

$$d_e = d_n = \sqrt{\frac{4S_n}{\pi}}, \quad (2)$$

где  $S_n$  – площадь изображения проекции частицы,  $\text{мкм}^2$ ;  $\pi$  – математическая постоянная,  $\pi = 3,14$ .

Для учета степени неправильности формы частиц рассчитывали объемный коэффициент формы частиц  $k_f$  по формуле

$$k_{\phi} = \frac{0,455 \frac{h}{d_n}}{\sqrt{\frac{l}{d_n}}}, \quad (3)$$

где  $h$  – толщина (глубина) частицы (принимали, что толщина частиц пыли какао не превышает ее ширины), мкм;  $l$  – длина частицы, мкм;  $d_n$  – проекционный диаметр частицы, мкм.

Для шара  $k_{\phi}$  составляет 0,455, для куба – 0,303, для пластины – 0,231, для осколка – 0,183 [16].

Объем частиц пыли какао  $V_{\phi}$ , которые имеют неправильную форму, рассчитывали по уравнению

$$V_{\phi} = k_{\phi} \cdot d^3. \quad (4)$$

Масса частиц

$$m_{\phi} = V_{\phi} \cdot \rho, \quad (5)$$

где  $\rho$  – плотность какао,  $\rho = 1,232 \text{ г/см}^3$  [17]).

Скорость оседания частиц в неподвижной среде определяли по формуле [11]

$$v_{\phi} = \frac{\rho \cdot d_{\phi}^2 \cdot g \cdot C_c}{18\eta \cdot \chi}, \quad (6)$$

где  $g$  – ускорение свободного падения,  $g = 981 \text{ см/с}^2$ ;  $d_{\phi}$  – эквивалентный диаметр частиц, см;  $C_c$  – поправочный коэффициент скольжения Каннингема (для частиц размером от 1,5 до 75 мкм

равен 1, для частиц меньше 1,5 мкм находится по [11], для частиц менее 1 мкм скольжение увеличивается с уменьшением размера частиц);  $\eta$  – динамическая вязкость воздуха при 20 °С,  $\eta = 1,8 \cdot 10^{-4} \text{ г/(с·см)}$ );  $\chi$  – динамический коэффициент, зависящий от формы частиц (принимали по [11] равным 1,08).

Как видно из табл. 1, в пыли какао до циклона преобладают ТЧ<sub>2,5</sub>, суммарное процентное содержание частиц с размером до 10 мкм (ТЧ<sub>10</sub>) составляет 96,4 %. В пыли какао, уловленной циклоном, содержание ТЧ<sub>2,5</sub> на 20,8 % меньше, чем в пыли из воздуховода до циклона. Таким образом, ориентировочно не менее 20 % частиц пыли какао размером до 10 мкм циклоном не улавливается и проходит в атмосферный воздух. Следовательно, эффективность очистки выбросов от мелкодисперсной пыли размером до 10 мкм не превышает 80 %. Этот вывод подтверждает и расчет  $d_{50}$ . Для пыли какао, которая подается в циклон,  $d_{50}$  составил  $(1,96 \pm 0,74)$  мкм, что свидетельствует о том, что в пыли какао до циклона преобладают ТЧ<sub>2,5</sub> (наиболее опасные для человека и окружающей среды). Для пыли какао, уловленной циклоном,  $d_{50}$  составил  $(3,48 \pm 0,89)$  мкм, что свидетельствует о преимущественном содержании ТЧ<sub>10</sub> в данной пыли. Разница между медианными диаметрами подтверждает вывод, что ТЧ<sub>2,5</sub> пыли какао малоэффективно улавливаются очистительным оборудованием и поступают в городскую атмосферу.

Табл. 1. Дисперсный состав пыли кондитерского предприятия

Наименование	Содержание частиц фракции, %			Медианный размер частиц, мкм
	менее 2,5 мм	от 2,5 до 10 мкм	более 10 мкм	
Образец 1	$63,5 \pm 12,9$	$32,9 \pm 11,5$	$3,6 \pm 2,4$	$1,96 \pm 0,74$
Образец 2	$42,7 \pm 10,3$	$50,3 \pm 8,3$	$7,1 \pm 3,1$	$3,48 \pm 0,89$

Установленные характеристики пыли какао (измеренные и рассчитанные) представлены в табл. 2. Как видно, средняя площадь изображения проекции частиц до 10 мкм для образца 1 меньше, чем для образца 2, что подтверждает преобладание более мелких частиц в образце 1. Коэффициент округлости для частиц до 2,5 мкм образцов 1 и 2 (0,82 и 0,9 соответственно) близок к 1, а это свидетельствует о том, что частицы имеют форму, близкую к кругу (согласно [18], частицы круглой формы быстрее оседают, но легче проникают в легочную ткань человека). Частицы размером больше 2,5 мкм имеют более неровную форму краев (данные частицы медленнее оседают и сложнее

выводятся из органов дыхания [18], для таких частиц расчетная эффективность циклонов имеет большую погрешность, т. к. циклоны рассчитываются для частиц пыли шарообразной формы [19]). Среднее значение коэффициента удлинения  $AR$  для обоих образцов всех фракций пыли находится в диапазоне от 1,4 до 1,8, следовательно, разница в длине сторон менее 2. Степень неправильности формы частиц определяли с помощью объемного коэффициента формы частиц  $k_f$ . Для всех образцов он был в диапазоне от 0,3 до 0,4 (значение, близкое к коэффициенту формы, для частиц кубической формы – 0,303 и шарообразной – 0,455).

Табл. 2. Характеристики частиц пыли какао

Величина	До 2,5 мкм		От 2,5 до 10 мкм		Более 10 мкм	
	Диапазон	Среднее	Диапазон	Среднее	Диапазон	Среднее
Образец 1						
$S_n$ , мкм <sup>2</sup>	0,4...4,80	1,3	5,2...76,7	26,8	96,3...212,1	138,8
$P_n$ , мкм	2,41...9,18	4,2	8,55...38,27	20,2	40,56...83,5	58,8
$C_n$	0,54...0,99	0,82	0,47...0,91	0,74	0,38...0,74	0,53
$AR$	1...2,6	1,7	1...3,5	1,5	1,3...2,1	1,8
$k_f$	0,24...0,44	0,34	0,2...0,44	0,35	0,28...0,37	0,31
$V_n$ , мкм <sup>3</sup>	0,07...5,93	0,84	5,49...346,2	81,8	401...1639,8	829,7
$m_n$ , 10 <sup>-9</sup> мкг	0,09...7,31	1,04	6,77...426,5	100,7	493,6...2020	1022,2
$v_n$ , см/с	0,002...0,023	0,006	0,025...0,338	0,118	0,424...0,933	0,611
Образец 2						
$S_n$ , мкм <sup>2</sup>	0,58...4,76	1,6	5,07...74,57	29,1	79,83...227,5	105,9
$P_n$ , мкм	2,67...9,15	4,5	8,52...41,52	21	39,31...72,15	44,9
$C_n$	0,63...1	0,9	0,46...0,89	0,7	0,55...0,69	0,6
$AR$	1,04...2,44	1,4	1,1...3,78	1,5	1,23...2,37	1,7
$k_f$	0,26...0,43	0,4	0,21...0,43	0,4	0,26...0,43	0,3
$V_n$ , мкм <sup>3</sup>	0,21...5,94	1,3	4,74...323,1	95,6	264,3...2105	599,3
$m_n$ , 10 <sup>-9</sup> мкг	0,26...7,32	1,6	5,84...393,1	118,2	325,6...2593	738,3
$v_n$ , см/с	0,003...0,023	0,008	0,025...0,328	0,128	0,351...1,001	0,466

Анализ установленных характеристик частиц пыли какао показал, что частицы до 2,5 мкм имеют неправильную форму, но близкую к шару или кубу, неровные края с выпуклостями, на 10...18 % большими, чем у круга. Частицы больше 2,5 мкм имеют неправильную форму, более неровные края с выпуклостями, на 26...47 % большими, чем у круга. Учитывая то, что в пыли какао до циклона преобладают частицы с размером до 2 мкм, средняя скорость их оседания составляет 0,059 см/с. В пыли какао, уловленной циклоном, преобладают частицы размером до 4 мкм, средняя скорость их оседания составляет 0,089 см/с. Последняя характеристика очень важна для математического моделирования процесса рассеивания частиц в атмосферном воздухе. Чрезвычайно низкая скорость оседания пыли какао до циклона свидетельствует о том, что эта пыль очень медленно оседает и переносится на большие расстояния (что по-

вышает уровень экологической опасности предприятия – источника выбросов).

Для подбора пылеочистительного оборудования также необходимо установить следующие характеристики пыли какао: диаметр частиц, меньше которого находится 10, 25, 75 и 90 % частиц пыли, – соответственно  $d_{10}$ ,  $d_{25}$ ,  $d_{75}$ ,  $d_{90}$ , коэффициент относительного диапазона распределения частиц  $\Delta_{TЧ}$  (распределение количества частиц по диаметрам: чем меньше  $\Delta_{TЧ}$ , тем меньше разница в количестве частиц каждого диаметра, чем больше число, тем больше разница в количестве частиц каждого диаметра). Коэффициент относительного диапазона распределения частиц  $\Delta_{TЧ}$  рассчитывали по формуле [20]

$$\Delta_{TЧ} = (d_{90} - d_{10}) / d_{50} . \quad (7)$$

Для определения этих характеристик построены интегральные кривые распределения частиц пыли (рис. 2).

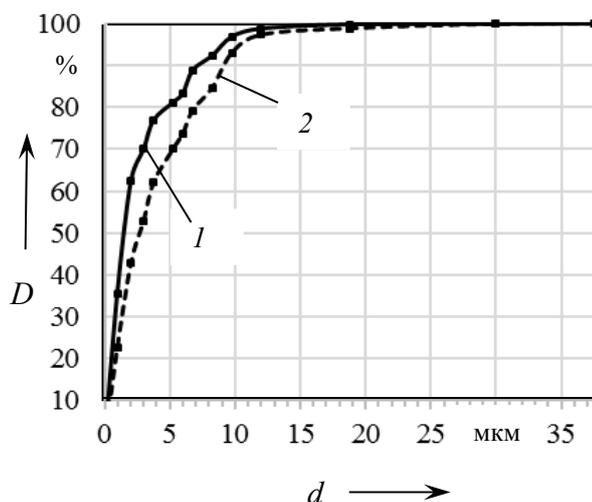


Рис. 2. Интегральная кривая распределения частиц пыли какао: 1 – пыль до циклона (образец 1); 2 – пыль, уловленная циклоном (образец 2)

Как видно из данных (см. рис. 2), для пыли какао до циклона  $d_{10}$  составил 0,3 мкм,  $d_{25}$  – 0,7 мкм,  $d_{75}$  – 3,6 мкм,  $d_{90}$  – 7,3 мкм,  $\Delta_{TЧ}$  – 4,7. Для пыли какао, уловленной циклоном,  $d_{10}$  составляет

0,4 мкм,  $d_{25}$  – 1,1 мкм,  $d_{75}$  – 6,2 мкм,  $d_{90}$  – 9,2 мкм и, соответственно,  $\Delta_{TЧ}$  – 3,3. Сравнивая  $\Delta_{TЧ}$  пыли какао до циклона и  $\Delta_{TЧ}$  пыли, уловленной циклоном, можно заключить, что пыль, улов-

ленная циклоном, имеет более равномерное распределение количества частиц по диаметрам, в то время как в пыли до циклона распределение количества частиц по диаметрам неравномерное, с преимуществом в сторону наиболее мелких частиц пыли ( $3,3 < 4,7$ ).

Известно, что угол наклона интегральной кривой к оси абсцисс является показателем степени мелкодисперсности пыли (чем больше угол, тем более мелкодисперсная пыль) [21]. Как видно, угол наклона интегральной кривой для пыли какао (см. рис. 2) приближается к  $90^\circ$ , следовательно, пыль имеет очень

высокую степень мелкодисперсности как в образце до циклона, так и в образце пыли, уловленной циклоном.

Построены дифференциальные кривые распределения частиц пыли какао (рис. 3), где  $\Delta D/\Delta d$  – функция распределения (прирост суммарного содержания фракций  $\Delta D$  для границ каждого интервала  $\Delta d$ ).

По графикам определены мода  $d_{mod}$  (диаметр частиц, имеющих наибольший процент от общего количества), максимальный  $d_{max}$  и минимальный  $d_{min}$  диаметры, диапазон наиболее вероятных диаметров частиц  $d_{pr}$  (табл. 3).

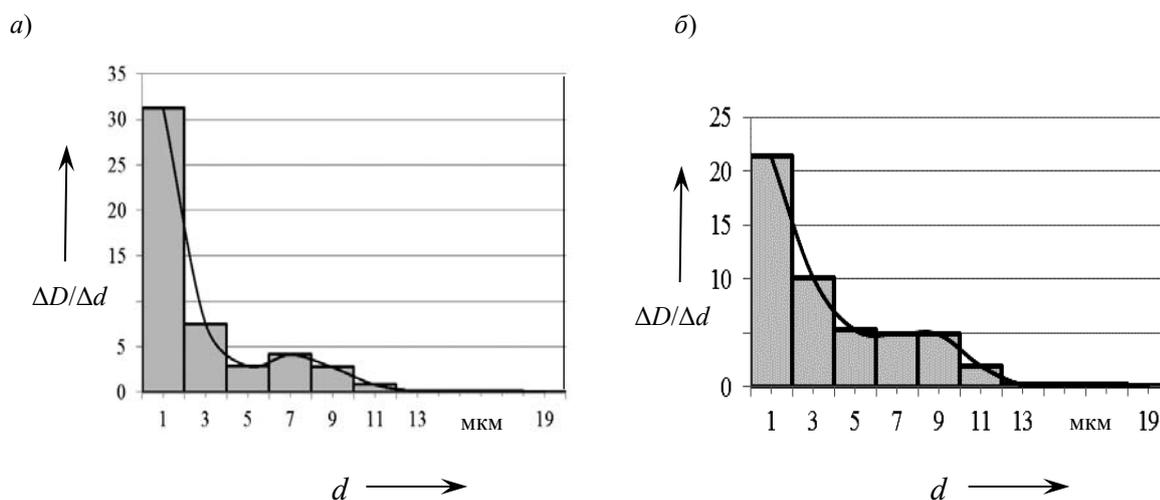


Рис. 3. Дифференциальная кривая распределения частиц пыли какао: а – до циклона (образец 1); б – уловленной циклоном (образец 2)

Табл. 3. Характеристики пыли какао

Образец пыли	$d_{mod}$ , МКМ	$d_{min}$ , МКМ	$d_{max}$ , МКМ	$d_{pr}$ , МКМ
1	0,97	0,3	37,5	0,97...2
2	0,97	0,4	37,5	0,97...4

Как видно, для пыли какао до циклона и для уловленной циклоном (образец 2)  $d_{mod}$ ,  $d_{max}$  одинаковы,  $d_{min}$  почти одинаковы, а  $d_{pr}$  отличаются, что свидетельствует о необходимости проведения дополнительных мероприятий именно по улавливанию частиц пыли какао размером до 2 мкм.

Охрана труда. Охрана окружающей среды.  
Геоэкология

### Заключение

1. Согласно результатам экспериментальных исследований, эффективность пылеочистительного оборудования по удалению из выбросов экологически наиболее опасных частиц какао (менее 10 мкм) не превышает 80 %.

2. В экспериментальных исследованиях для таких частиц, как ТЧ<sub>10</sub>, установлены характеристики, необходимые для математического моделирования рассеивания частиц пыли в атмосферном воздухе (средняя скорость оседания), расчета рукавных фильтров (средняя округлость, соотношение сторон, объемный коэффициент формы частиц), определения степени экологиче-

ской опасности (диаметр частиц, имеющих наибольший процент от общего количества, медианный диаметр и округлость частиц).

3. Все установленные характеристики пыли какао, образующейся в производстве, и пыли, уловленной циклоном, свидетельствуют о необходимости интенсификации очистки выбросов от частиц какао менее 10 мкм.

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Основні засади (стратегію) державної екологічної політики України на період до 2030 року : проект закона України № 8328 [Електронний ресурс]. – Київ, 2017. – Режим доступу: <http://www.ukrinform.ua>. – Дата звернення: 15.01.2018.
2. Викиди забруднюючих речовин у атмосферне повітря в Україні за 1990–2015 рр. [Електронний ресурс]. – Київ : Держстат, 2017. – Режим доступу: [http://www.ukrstat.gov.ua/operativ/menu/menu\\_u/ns.htm](http://www.ukrstat.gov.ua/operativ/menu/menu_u/ns.htm). – Дата звернення: 16.11.2017.
3. Прес-бюлетень № 8 за січень–серпень 2017 року / Державна служба статистики України, Головне управління статистики у м. Києві ; відп. за вип. О. О. Шестак. – Київ, 2017. – 21 с.
4. Сборник удельных показателей выбросов загрязняющих веществ в атмосферу от предприятий перерабатывающей промышленности агропромышленного комплекса. – Курск : Росгипросохагропром, 1990. – 80 с.
5. **Маленький, В. П.** Професійні хвороби : навч. посібн. / В. П. Маленький. – Київ : Нова Книга, 2001. – 336 с.
6. **Wallén, A.** Does the Swedish consumer's choice of food influence greenhouse gas emissions? / A. Wallén, N. Brandt, R. Wennersten // *Environmental Science & Policy*. – 2004. – Vol. 7, iss. 6. – P. 525–535.
7. **Штокман, Е. А.** Вентиляция и очистка воздуха на предприятиях пищевой промышленности / Е. А. Штокман. – Москва : АСБ, 2001. – 567 с.
8. **Stobnicka, A.** Exposure to flour dust in the occupational environment / A. Stobnicka, Rafał L. Górny // *International Journal of Occupational Safety and Ergonomics*. – 2015. – № 21 (3). – P. 241–249.
9. **Донин, Л. С.** Справочник по вентиляции в пищевой промышленности / Л. С. Донин. – Москва : Пищевая промышленность, 1977. – 352 с.
10. **Матыцын, Я. Г.** Техническая справка по результатам определения размера частиц пробы какао-порошка / Я. Г. Матыцын. – Харьков : Ариадна, 2014. – 7 с.
11. **Ватин, Н. И.** Очистка воздуха при помощи аппаратов типа циклон / Н. И. Ватин, К. И. Стрелец. – Санкт-Петербург : С.-Петербург. гос. политехн. ун-т, 2003. – 65 с.
12. **Сизов, В. Д.** Расчет рукавного фильтра / В. Д. Сизов, И. С. Бракович, В. Н. Короткий. – Минск : БНТУ, 2011. – 27 с.
13. Справочник по пыле- и золоулавливанию / М. И. Биргер [и др.] ; под общ. ред. А. А. Русанова. – 2-е изд., перераб. и доп. – Москва : Энергоатомиздат, 1983. – 312 с.
14. **Коузов, П. А.** Основы анализа дисперсного состава промышленных пылей и измельченных материалов / П. А. Коузов. – Ленинград : Химия, 1987. – 264 с.
15. **Liou, K. N.** Recent Progress in Atmospheric Sciences : applications to the Asia-Pacific Region / K. N. Liou, M. D. Chou. – World Scientific, 2008. – 496 p.
16. **Градус, Л. Я.** Руководство по дисперсионному анализу методом микроскопии / Л. Я. Градус. – Москва : Химия, 1979. – 232 с.
17. **Mohos, A.** Confectionery and Chocolate Engineering: Principles and Applications / A. Mohos. – Hoboken, New Jersey (United States) : John Wiley & Sons, 2016. – 792 p.
18. **Москалева, В. М.** Охрана труда / В. М. Москалева. – Ровно : НУВГП, 2009. – 340 с.
19. **Гордон, Г. М.** Пылеулавливание и очистка в цветной металлургии / Г. М. Гордон, И. Л. Пейсахов. – Москва : Металлургия, 1977. – 456 с.
20. **Horiba scientific: guidebook to particle size analysis.** – Irvine : Horiba Instruments (INC), 2017. – 34 p.

21. **Кошкарев, С. А.** Дисперсионный анализ пыли выбросов в системах аспирации производства цемента с использованием усовершенствованной экспериментальной установки [Электронный ресурс] / С. А. Кошкарев, Л. Я. Соломахина, А. Редван // Инженерный вестник Дона. – 2014. – № 3. – Режим доступа: <http://ivdon.ru/ru/magazine/archive/n3y2014/3224>. – Дата доступа: 10.11.2017.

*Статья сдана в редакцию 21 января 2018 года*

**Валентина Александровна Юрченко**, д-р техн. наук, проф., Харьковский национальный университет строительства и архитектуры. E-mail: [bjieknuca@gmail.com](mailto:bjieknuca@gmail.com).

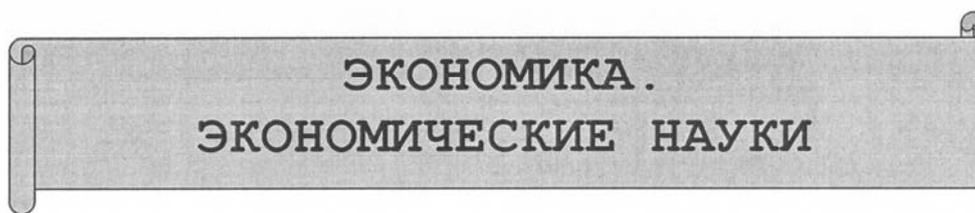
**Константин Сергеевич Пономарев**, канд. техн. наук, доц., Харьковский национальный университет строительства и архитектуры.

**Светлана Дмитриевна Пономарева**, аспирант, Украинский научно-исследовательский институт экологических проблем. E-mail: [ponomarovasvitlana@gmail.com](mailto:ponomarovasvitlana@gmail.com).

**Valentyna Oleksandrivna Yurchenko**, DSc (Engineering), Prof., Kharkov National University of Civil Engineering and Architecture. E-mail: [bjieknuca@gmail.com](mailto:bjieknuca@gmail.com).

**Kostiantyn Serhiiiovych Ponomarov**, PhD (Engineering), Associate Prof., Kharkov National University of Civil Engineering and Architecture.

**Svitlana Dmytrivna Ponomarova**, PhD student, Ukrainian Research Institute of Environmental Problems. E-mail: [ponomarovasvitlana@gmail.com](mailto:ponomarovasvitlana@gmail.com).



УДК 338

*В. А. Ливинская, С. Л. Комарова*

## ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ФУНКЦИИ ЖЕЛАТЕЛЬНОСТИ ХАРРИНГТОНА ДЛЯ ОЦЕНКИ РЕГИОНОВ С ПОЗИЦИИ ПРИВЛЕКАТЕЛЬНОСТИ

UDC 338

*V. A. Livinskaya, S. L. Komarova*

## APPLICATION OF HARRINGTON'S DESIRABILITY FUNCTION FOR EVALUATING REGIONS IN RESPECT TO THEIR ATTRACTIVENESS

### **Аннотация**

Оценка и анализ конкурентоспособности региона – достаточно трудоемкая задача, требующая особых навыков и подходов. Для ее решения экономисты чаще всего прибегали к экспертным методам. Предложенная методика позволяет оценить уровень конкурентоспособности региона количественными методами. Метод многокритериальной оценки позволяет учитывать показатели, имеющие разные единицы измерения, и составлять обоснованные заключения при принятии управленческих решений.

### **Ключевые слова:**

конкурентоспособность, регион, критерии, оценка, анализ.

### **Abstract**

The evaluation and analysis of the region's competitiveness is a laborious task that requires special skills and approaches. Most often, when drawing up such an assessment, economists resorted to expert methods. The proposed methodology makes it possible to evaluate the level of competitiveness of the region by using quantitative methods. The method of multicriteria evaluation takes into account the indicators having different units of measurement and allows drawing up substantiated conclusions when making managerial decisions.

### **Key words:**

competitiveness, region, criteria, evaluation, analysis.

Процессы глобализации оказывают серьезное влияние на ситуацию в каждом государстве и его регионах. Если раньше человек планировал свою жизнь на годы вперед, то нынешние условия диктуют большую мобильность и готовность принимать судьбоносные решения в короткие сроки. И если уровень жизни перестает устраивать человека в одном городе, то решение о смене места жительства принимается очень быстро.

Иногда потеря работы или возможность дать достойное образование детям может стать тем рычагом, который заставит человека и всю его семью поменять место жительства. Институт прописки давно себя изжил, люди перестали «держаться» за свою квартиру или дом, готовы всей семьей переехать на съемное жилье по причине достойной зарплаты или высокого уровня жизни и сервиса в другом городе.

Приграничные регионы двух соседних государств – России и Беларуси – наглядный тому пример. Отсутствие виз и наличие статуса Союзного государства расширяют возможности граждан двух стран при выборе наиболее удобного региона для проживания. Если житель Республики Беларусь из Могилевской, Гомельской или Витебской области получает выгодное предложение от работодателей из Смоленска или Брян-

ска, то оно чаще всего принимается.

Проанализировав миграционный прирост в районных центрах Могилевской области, авторы выявили следующее: наибольшее количество выехало в Российскую Федерацию (за 2010–2016 гг. из Могилевской области выехали 6777 человек, из них в Российскую Федерацию – 4444), причем это данные официальной статистики (рис. 1).

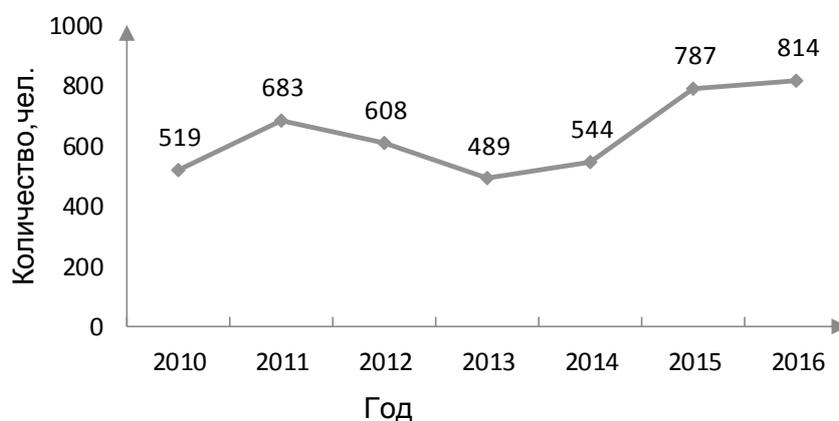


Рис. 1. Миграция по Могилевской области в Россию за 2010–2016 гг.

Известно, что большое количество людей трудоспособного возраста вынуждено выезжать за пределы РБ в поисках временного трудоустройства в связи с отсутствием рабочих мест с достойной оплатой труда. Средняя зарплата, по данным Национального статистического комитета Республики Беларусь, не достигла условного уровня в 500 долл. ни в одном из районных центров Могилевской области.

Отрицательное значение миграционного прироста побудило авторов искать причины сложившейся ситуации. Ближайшими соседями Могилевской области (РБ) в Российской Федерации являются Брянская и Смоленская, поэтому целесообразно сравнивать уровень жизни в этих трех областях. Возможно, причины миграции связаны с различием в показателях уровня жизни.

Таким образом, тема исследования является актуальной, т. к. конкурентоспособность государства также складывается из конкурентоспособности его отдельных регионов.

Всемирный экономический форум в Давосе (Швейцария) ежегодно предоставляет отчет о глобальной конкурентоспособности стран мира. 1979 г. стал отправной точкой по предоставлению информации о «Глобальном индексе конкурентоспособности» и месте государств в рейтинге. С 1979 г. по настоящее время собиралась и собирается статистическая информация обо всех государствах мира. Благосостояние граждан и эффективность использования ресурсов – основные факторы при составлении таких рейтингов.

Экономисты, работающие в ВЭФ (Всемирный экономический форум),

предлагают расширенные трактовки понятия конкурентоспособности страны и региона. Однако в этих методиках прослеживаются недостатки, о которых, вероятно, следует упомянуть в исследовании. Критические замечания можно отнести к:

- отсутствию четкой системы и методологического обоснования в подборе критериев оценки;
- невозможности применить индексы оценки конкурентоспособности стран для оценки конкурентоспособности регионов;
- отсутствию однозначности в трактовке и названиях критериев сводных индексов, используемых в расчетах;
- невозможности использования факторов с разными единицами измерения при расчете сводных индексов.

В исследованиях современных белорусских экономистов-аналитиков, таких как И. Точицкая, И. Пелипась, предлагаются оригинальные подходы к оценке конкурентоспособности региона. Есть исследователи, которые предлагают проводить балльную или рейтинговую оценку, применять метод на основе системы национальных счетов, но чаще всего они прибегают к экспертным методам оценки [1].

Экспертные методы всегда имеют недостатки, связанные с субъективностью подхода, количеством экспертов соответствующей квалификации, оперативностью в их работе, финансовыми издержками, необходимостью проведения оценки согласованности их мнений.

С приходом эры цифровой экономики, наряду с качественными методами оценки конкурентоспособности, следует использовать количественные методы оценки, т. к. статистические органы ежегодно готовят подборку основных социально-экономических показателей региона. На совокупность этих показателей следует опираться при проведении исследований конкурентоспособности региона.

Необходимость таких расчётов

вызвана тем, что Республика Беларусь не включена в рейтинг глобальной конкурентоспособности государств с 2004 по 2017 гг.

Политика государства направлена на улучшение конкурентных позиций самой страны, всех ее регионов, на улучшение жизни граждан. Почти все страны постсоветского пространства включены в глобальный рейтинг конкурентоспособности. В 2016 г. Россия, например, занимала 43 место (с индексом конкурентоспособности 4,5), Украина – 85 место (с индексом 4,0) из более чем 100 государств.

Оценка конкурентоспособности государства расширяет информационное поле, дает новый импульс в самооценке и принятии управленческих решений. Рейтинг конкурентоспособности государства – достаточно укрупненный показатель, который, естественно, складывается из показателей конкурентоспособности регионов.

Но даже если будет собрана вся статистическая информация по регионам, необходимо применять различные методики расчета, сравнивать полученные результаты и делать обоснованный вывод о месте, которое займет страна в общем рейтинге стран.

Прежде чем искать место Республики Беларусь в общем рейтинге конкурентоспособности, целесообразно провести сравнение по социальным показателям уровня жизни Республики Беларусь и Российской Федерации.

Очевидно, что конкурентоспособность региона – это симбиоз двух понятий: уровня жизни населения и экономического потенциала региона.

В исследовании было решено учитывать три блока социальных факторов, по которым будет рассчитываться конкурентоспособность региона.

Первый блок факторов предлагается назвать показателями социальной сферы и к ним отнести:

- уровень безработицы (в процентах к численности населения);

– обеспеченность врачами (в расчете на 10 000 человек).

В качестве второго блока факторов предлагается оценка качества жизни, к нему можно отнести следующие показатели:

- коэффициент младенческой смертности;
- разность продолжительности жизни (ПЖ) женщин и мужчин;
- коэффициент естественного прироста;
- ожидаемая продолжительность жизни при рождении;
- смертность населения;
- заболеваемость населения.

Третий блок показателей могут составить показатели, оценивающие уровень жизни, например, такие как:

- объем платных услуг на душу населения, тыс. р.;
- среднедушевые доходы, тыс. р.;

– изменение реальной заработной платы, %.

Оценим конкурентоспособность Могилевской области по сравнению с областями-соседями из Российской Федерации – Брянской и Смоленской.

Воспользовавшись данными, размещенными в открытом доступе на официальном сайте Федеральной службы государственной статистики Российской Федерации и на официальном сайте Национального статистического комитета Республики Беларусь, проведем сравнение конкурентоспособности приграничных областей по социальным показателям.

В качестве исходной информации авторами были выбраны показатели за 2014–2016 гг. В табл. 1 представлены данные за 2016 г., стоимостные показатели – в российских денежных единицах.

Табл. 1. Исходные данные для расчета за 2016 г.

Название показателя	Могилевская обл.	Смоленская обл.	Брянская обл.
<b>Социальная сфера</b>			
Уровень безработицы, % к численности населения	0,9	5,3	5
Обеспеченность врачами (в расчете на 10 000 человек)	35,8	37	39,1
<b>Качество жизни</b>			
Коэффициент младенческой смертности (в расчете на 10 000 человек)	3,0	6,50	7,6
Разность ПЖ женщин и мужчин, лет	10	10,79	11,89
Коэффициент естественного прироста (в расчете на 10 000 человек)	–1,562	–4,5	–4,7
Ожидаемая продолжительность жизни при рождении, лет	73,3	69,98	70,92
Смертность (в расчете на 10 000 человек)	13,5	16,17	15,6
Заболеваемость населения (в расчете на 10 000 человек)	627	722	776
<b>Показатели уровня жизни</b>			
Объем платных услуг на душу населения, тыс. р.	19,32	33,58	47,41
Среднедушевые расходы, тыс. р.	13364	24469	25336
Изменение реальной заработной платы, %	94,1	103	106,6

В исследовании авторов будет предложен расчет конкурентоспособно-

сти регионов по социальным показателям с применением функции желатель-

ности Харрингтона, которая позволит использовать в расчетах параметры с различными единицами измерения, путем преобразования натуральных единиц измерения в единую безразмерную шкалу желательности для получения сводного интегрального показателя конкурентоспособности регионов.

Использование шкалы устанавливает соответствие между социально-экономическими, выраженными количественно, и психологическими, выраженными лингвистическими терминами, параметрами оценки.

Под социально-экономическими в данном случае понимаются показатели, позволяющие произвести оценку качества жизни населения региона. Предлагается выделить их следующие группы: здоровье населения, показатели качества и уровня жизни.

Под психологическими параметрами понимаются субъективные оценки эксперта.

Психологические параметры выражаются через числовую систему на шкале желательности, которая состоит из пяти зон. Границы по Харрингтону – вербально-числовые: понятию «очень плохо» соответствует числовой интервал 0,00...0,20, понятию «плохо» – интервал 0,20...0,37, понятию «удовлетворительно» – интервал 0,37...0,63, понятию «хорошо» – интервал 0,63...0,80, понятию «очень хорошо» – 0,80...1,00.

Предлагаемый метод оценки конкурентоспособности региона по социальным показателям можно разбить на следующие этапы.

Этап 1. задается функция желательности  $\mu_{ij}$ , значение которой характеризует степень удовлетворения в  $i$ -й характеристике  $j$ -го показателя. Причем, если функция равна 0, то значение  $i$ -й характеристики неудовлетворительно (соответствует самому нежелательному значению параметра), а если 1, то потребность в  $i$ -й характеристике удовлетворена полностью. Любой исследуемый параметр может быть включен в функ-

цию желательности, кроме того, должны быть заданы максимальные и минимальные его значения. Но есть параметры, к шкалированию которых нужно подходить осторожно. Например, уровень безработицы, соответствующий нулевому значению, – это самый благоприятный вариант для его характеристики и значение для него соответствует единице.

Этап 2. Определяются значения выбранных показателей, характеризующих социальные показатели регионов, соответствующие узловым значениям функции желательности, что способствует использованию данной функции для оценки параметров различной размерности и порядка.

Этап 3. На основе полученных значений подбираются коэффициенты функции, аппроксимирующей наилучшим образом узловые точки.

На рис. 2 представлена функция Харрингтона, построенная для показателя уровня безработицы по Центральному округу Российской Федерации. Была использована методика, описанная в [2, 3].

Узловые точки, соответствующие границам интервалов, были получены на основании анализа статистических данных, представленных в открытом доступе на официальном сайте Федеральной службы государственной статистики Российской Федерации и на сайте Национального статистического комитета Республики Беларусь.

В качестве обучающей выборки взяты данные об уровне безработицы по субъектам Российской Федерации за 2014–2016 гг. Исходная совокупность не подчинялась закону нормального распределения, поэтому в качестве нижней границы зоны «удовлетворительно» было принято значение медианы, которая имела значение 4,6. Вместо среднеквадратического отклонения использовался квартильный размах, рассчитываемый как половина разности третьего и первого квартилей [4]. Соответствие между узловыми точками и шкалой Харрингтона представлено в табл. 2.

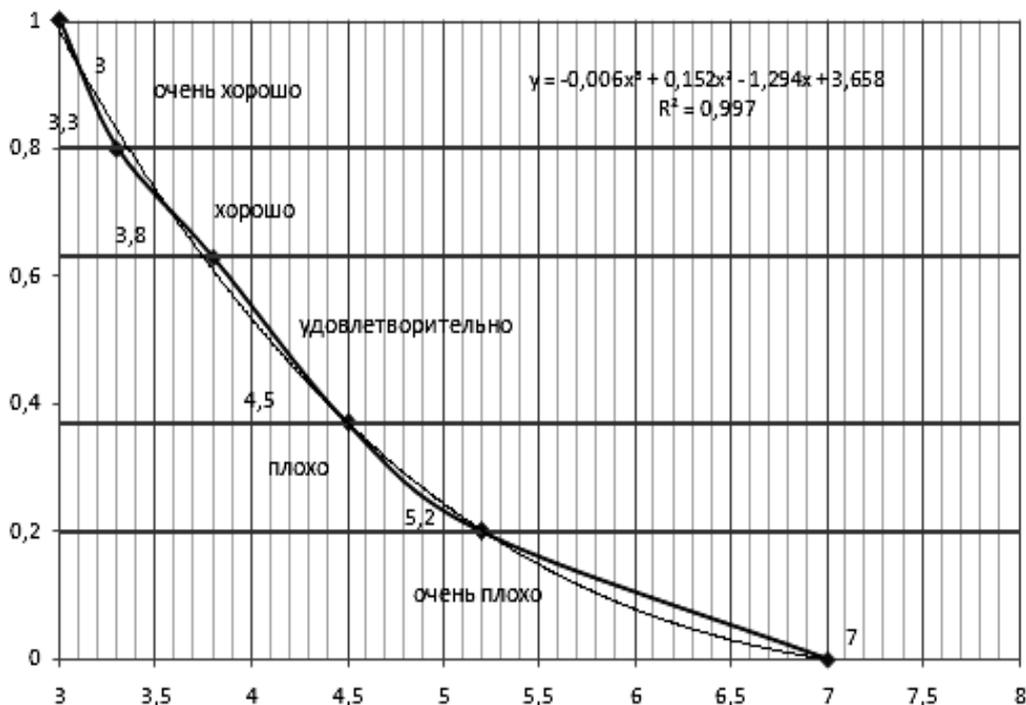


Рис. 2. Функция желательности для уровня безработицы

Табл. 2. Соответствие значений шкалы Харрингтона уровням безработицы

Уровень безработицы	Шкала Харрингтона	Вербальное понятие
7...5,2	0,000...0,200	Очень плохо
5,2...4,5	0,200...0,370	Плохо
4,5...3,8	0,370...0,630	Удовлетворительно
3,8...3,3	0,630...0,800	Хорошо
3,3...0	0,800...1,000	Очень хорошо

Для данного показателя наилучшей зависимостью стала кубическая с коэффициентом детерминации 0,997.

$$y = -0,006x^3 + 0,152x^2 - 1,294x + 3,658.$$

Этап 4. В полученные аппроксимирующие функции подставляются значения показателей и находятся значения функции желательности.

Этап 5. Функция желательности для каждого показателя строится аналогичным образом. Для каждого блока показателей находят агрегирующие функ-

ции  $\mu$ , которые предполагается рассчитывать как среднее геометрическое значений функции принадлежности по отдельным признакам, с учетом количества показателей, входящих в соответствующий блок:

$$\mu_{соц} = \sqrt[2]{\mu_{1соц}^j \cdot \mu_{2соц}^j};$$

$$\mu_{кж} = \sqrt[6]{\mu_{1кж} \cdot \dots \cdot \mu_{6кж}};$$

$$\mu_{уж} = \sqrt[3]{\mu_{1уж} \cdot \dots \cdot \mu_{3уж}}.$$

Значение агрегирующей функции является средним геометрическим значением агрегирующих функций желательности по различным группам параметров:

$$\mu_{\text{обобщ}} = \sqrt[3]{\mu_{\text{соц}} \cdot \mu_{\text{кжж}} \cdot \mu_{\text{ужс}}}$$

Для сравнения конкурентоспособности исследуемых объектов необходимо найти положение на шкале от 0 до 1, которое займет каждый регион. Чем выше значение агрегирующей функции и чем ближе оно к единице, тем выше конкурентоспособность региона по показателям, характеризующим социальные параметры.

На рис. 3 изображены итоговые значения функции желательности по показателям социальной сферы, рассчитанные за 2014–2016 гг. По рисунку хорошо прослеживается смена лидера. В 2015 г. по показателям социальной сферы Могилевская область уступила и Брянской, и Смоленской области, но в 2016 г. опять заняла лидирующие позиции, а на второе место «вышла» Смоленская область.

На рис. 4 представлены итоговые

значения функции желательности по показателям качества жизни. Значение функции желательности по Могилевской области находится почти на одном и том же уровне в течение последних трех лет, по Брянской области отмечается небольшой рост, зато отчетливо прослеживается тенденция улучшения этих показателей в Смоленской области.

На рис. 5 представлен результат расчета функции желательности для показателей уровня жизни населения. Негативная тенденция прослеживается для Могилевской области, значение агрегирующего показателя упало почти в 2 раза за последние 3 года. Для Смоленской области отмечается небольшой рост значения агрегирующей функции. Самые устойчивые показатели роста – показатели уровня жизни населения Брянской области.

Оценить конкурентоспособность региона по всем трем группам показателей можно по значению агрегирующего показателя для функции желательности, представленному в табл. 3.

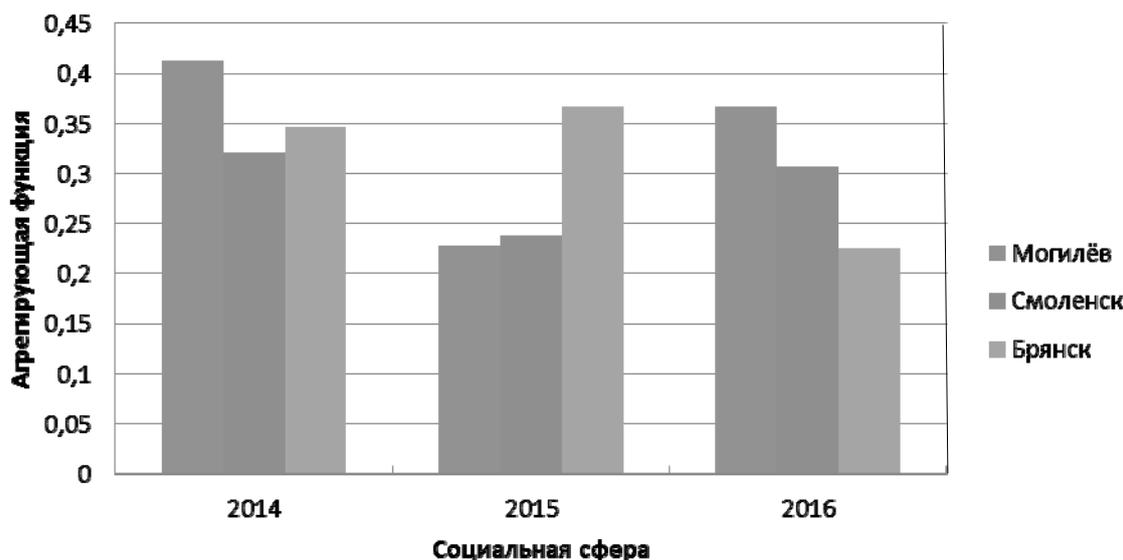


Рис. 3. Агрегирующая функция по показателям социальной сферы в 2014–2016 гг.

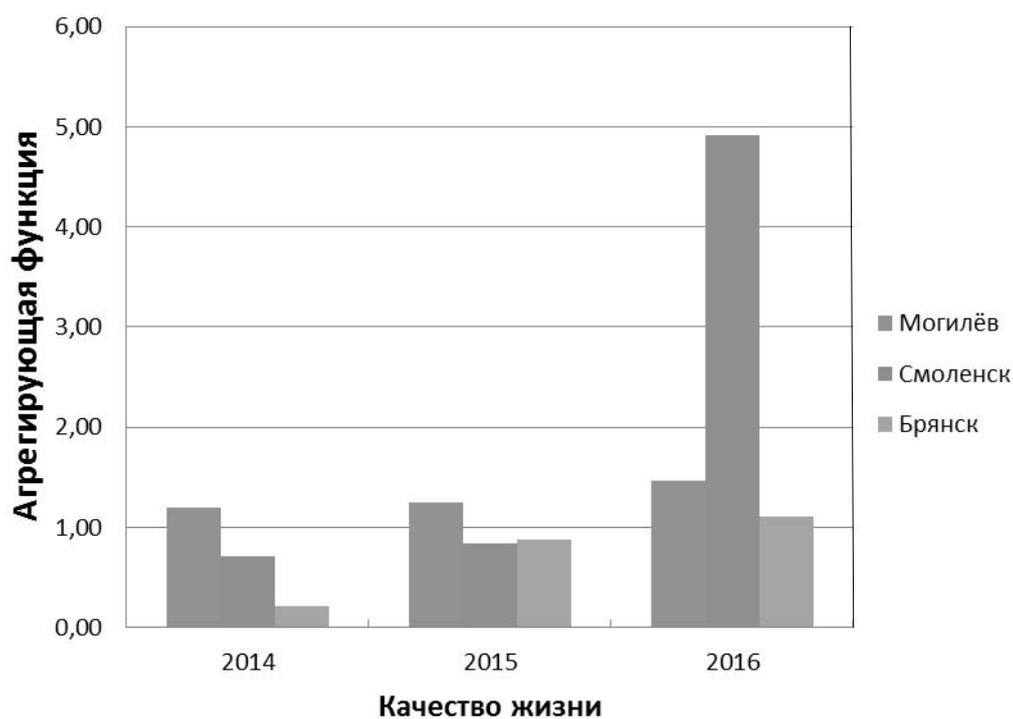


Рис. 4. Значения агрегирующей функции по показателям качества жизни за 2014–2016 гг.

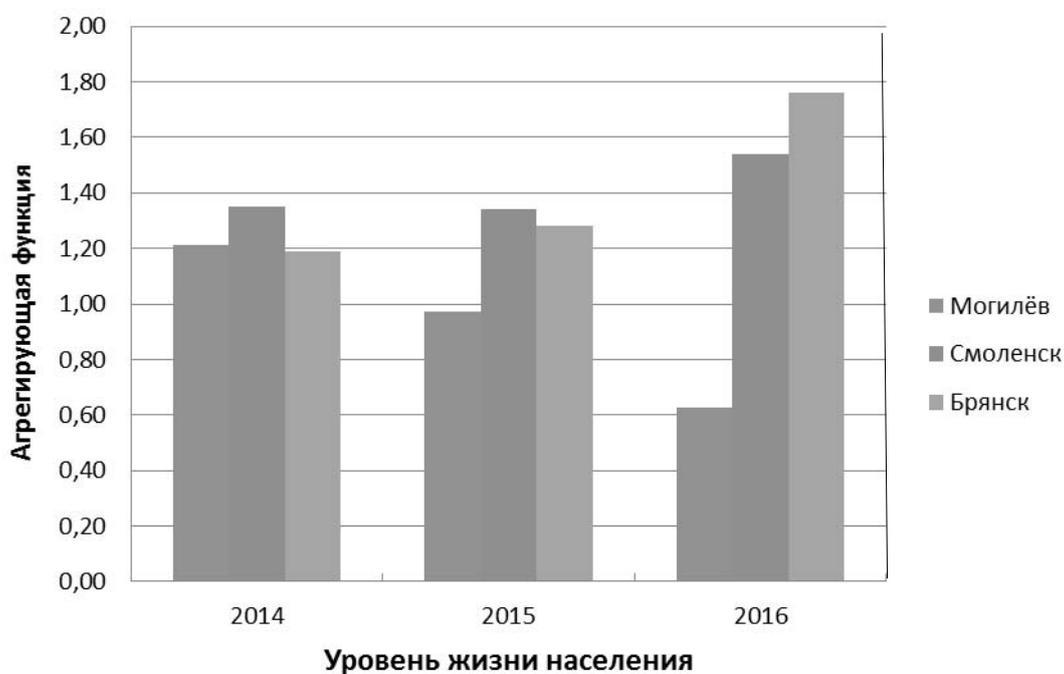


Рис. 5. Значения агрегирующей функции по показателям уровня жизни населения за 2014–2016 гг.

Табл. 3. Показатели конкурентоспособности региона за 2014–2016 гг.

Анализируемый регион	Значение агрегирующей функции желательности		
	2014 г.	2015 г.	2016 г.
Могилёвская область	0,842265057	0,646122344	0,656764563
Смоленская область	0,676792258	0,589984849	0,718082631
Брянская область	0,445038969	0,697778666	0,673589003

По таблице видно, что самое высокое значение конкурентоспособности Могилевская область имела в 2014 г., опережая по социальным показателям и Смоленскую, и Брянскую область. Однако сохранить лидирующие позиции Могилевской области ни в 2015 г., ни в 2016 г. не удалось. Лидером в 2015 г. стала Брянская область, а в 2016 г. – Смоленская. Для Могилевской области общее значение показателя конкурентоспособности в 2016 г. выросло по сравнению с 2015 г., но для Брянской и Смоленской областей этот показатель выше. Как показывают результаты проведенных исследований, Могилёвская область оказалась на третьем месте по уровню конкурентоспособности между исследуемыми регионами.

Использование функции желательности Харрингтона позволит наглядно оценить конкурентные позиции региона

по социальным параметрам на рынке приграничных территорий и выявить слабые места в развитии региона.

Местные органы государственного управления, проводя такой мониторинг, смогут:

- контролировать ситуацию на рынке труда, изыскивая возможности создавать дополнительные рабочие места в проблемных регионах;
- отслеживать необходимость финансирования социальных объектов;
- проводить комплекс инвестиционных программ, корректируя проблемные участки.

Данная методика позволяет расширять спектр анализируемых показателей, проводить мониторинг по любому количеству регионов и за любое количество лет.

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Точицкая, И.** Конкурентоспособность регионов Беларуси : общий обзор [Электронный ресурс] / И. Точицкая, И. Пелипась. – Режим доступа: <http://www.research.by/webroot/delivery/files/wp2013r03.pdf>. – Дата доступа: 18.03.2018.
2. **Калинский, О. И.** Использование функции желательности Харрингтона для качественной оценки деловой репутации (гудвилла) предприятия (на примере российских металлургических заводов) / О. И. Калинский, О. Ю. Михайлова // Бюллетень науки и практики. – 2016. – № 1. – С. 25–33.
3. **Шуметов, В. Г.** О преобразовании социально-экономических показателей в безразмерные индексы в задачах математического моделирования / В. Г. Шуметов // Среднерусский вестник общественных наук. – 2014. – № 4. – С. 102–111.
4. **Барбашова, Е. В.** Статистический подход к формированию функции желательности в задачах экономико-математического моделирования / Е. В. Барбашова, В. Г. Шуметов // Вестн. Орлов. гос. ун-та экономики и торговли. – 2015. – № 2 (32). – С. 94–100.

*Статья сдана в редакцию 28 февраля 2018 года*

**Виктория Александровна Ливинская**, канд. физ.-мат. наук, доц., Белорусско-Российский университет.  
E-mail: viktorijalivinskaya@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: viktorijalivinskaya@mail.ru

**Svetlana Leonidovna Komarova**, senior lecturer, Belarusian-Russian University. E-mail: dasha\_sak@mail.ru.

---

УДК 669.018

*К. А. Токменинов*

---

## ПЕРСПЕКТИВЫ ОСВОЕНИЯ ПОЛИМЕРНЫХ КОМПОЗИЦИОННЫХ МАТЕРИАЛОВ В РЕСПУБЛИКЕ БЕЛАРУСЬ

---

UDC 669.018

*К. А. Tokmeninov*

---

## PROSPECTS FOR DEVELOPMENT OF POLYMER COMPOSITE MATERIALS IN THE REPUBLIC OF BELARUS

---

### **Аннотация**

Рассмотрены вопросы эффективности освоения широкой номенклатуры продукции из полимерных композиционных материалов (КМ) в рамках импортозамещения в Республике Беларусь. Даны основные технологии изготовления изделий из КМ – спиральная намотка и вакуумное прессование, обоснованы преимущества изделий из КМ по сравнению с изделиями из традиционных конструкционных металлических сплавов. Отражены области эффективного применения полимерных композиционных материалов. Приведены основные технико-экономические показатели изделий из КМ, а также результаты технико-экономического обоснования эффективности внедрения КМ в производство на примере СЗАО «Могилевский вагоностроительный завод».

### **Ключевые слова:**

полимерные композиционные материалы, технология спиральной намотки, станок намоточный, компоненты материала.

### **Abstract**

The issues of efficiency of developing a wide range of products from polymer composite materials (CM) within the framework of import substitution in the Republic of Belarus are considered. The basic technologies of manufacturing products from CM are given, such as spiral winding and vacuum pressing, and the advantages of products from CM are proved in comparison with the products made from traditional structural metal alloys. The main areas of the effective use of polymer composite materials as well as the major technical and economic parameters of products from CM are presented. The results of the feasibility study of the effectiveness of introducing CM into production are shown based on the example of CJSC Mogilev Carriage Works.

### **Key words:**

polymer composite materials, spiral winding technology, winding machine, material components.

---

Перспективным направлением развития техники и технологий во всем мире является замена классических конструкционных металлических сплавов на полимерные композиционные материалы (КМ). Республика Беларусь также не стала исключением.

В Беларуси хорошо развита химическая промышленность, на базе которой можно производить исходные компоненты для КМ и изделия из них, что в рамках импортозамещения позволяет

заменять дорогостоящие конструкции из металлических сплавов на изделия из армированных пластиков.

Исходными для КМ компонентами, освоенными промышленно в Беларуси и других странах, являются высокопрочные нити: стеклонити, углеродные и арамидные нити, носящие название СВМ, ткани из них и полимерные смолы, прежде всего эпоксидные горячего отверждения.

Современные полимерные КМ состоят на 70 % из высокопрочных нитей или тканей, армирующей основы и на 30 % из полимерной матрицы, которая называется также связующим материалом. В качестве связующего чаще всего используются эпоксидные или полиимидные смолы с отвердителем [1].

История освоения КМ в СССР началась в 70-е гг. XX столетия в военно-промышленном комплексе в связи с развитием ракетной техники, заменой алюминиевых сплавов на более легкие, прочные, технологичные полимерные КМ. Из них изготавливались, в первую очередь, корпуса верхних ступеней ракет взамен алюминиевых сплавов и корпуса ракетных двигателей твердого топлива (РДТТ). Ряд ведущих организаций СССР занимались вопросами изготовления изделий из КМ, в частности, заводы в г. Дзержинском и г. Хатьково Московской области, фирма С. П. Королева. В 70-е гг. стеклопластики начинают вытесняться более прогрессивными КМ – органопластиками. В качестве армирующей основы они содержат высокопрочную нить СВМ или ткань ТСВМ/Дж. Немного позже появляется еще один класс КМ – углепластики.

Основные преимущества и перспективность применения КМ:

- высокая прочность (на уровне углеродистой стали до  $100 \text{ кг/мм}^2$ ), низкая плотность  $1,3...2 \text{ г/см}^3$ , что легче стали в 4...6 раз;

- высокая химическая стойкость к кислотам, солям, щелочам;

- стабильность свойств во времени;

- конкурентоспособная с металлами цена за единицу веса при значительно меньшей плотности;

- высокая технологичность, практически безотходные технологии.

Указанные свойства позволяют:

- снизить производственную себестоимость;

- повысить полезный груз на транспорте за счет меньшего веса

конструкции;

- увеличить срок службы из-за отсутствия коррозии и окисления, химической нейтральности композиционных материалов;

- исключить затраты на окраску благодаря объемному окрашиванию смолы до изготовления изделия и т. д.

Стеклонить и стеклоткань успешно производятся в Беларуси в ОАО «Полоцк-стекловолокно». Имеют низкую цену – стеклоткань ИПС-Т-1000 стоит  $1,5 \text{ р./м}^2$ . Один килограмм конструкции из стеклопластика приблизительно в 1,5...2 раза дешевле 1 кг стального металлопроката. По прочностным характеристикам стеклопластики и низкоуглеродистые стали близки. Плотность материала изделия из стеклопластика составляет  $2 \text{ г/см}^3$ , что в 3,9 раза меньше, чем у стали. Прочность – 300 МПа.

Следует отметить, что на ОАО «Полоцк-стекловолокно» недавно освоено производство перспективного базальтового волокна. Предприятие поставляет продукцию на внутренний рынок и экспортирует в 50 стран.

Углеродная нить и углеродная ткань марки «Урал» также выпускаются в Беларуси на ОАО «Химволокно» (г. Светлогорск, Гомельская обл.). Цена составляет в среднем  $48 \text{ р./м}^2$ . Углепластики, полученные на основе углеродных армирующих материалов, обладают низкой плотностью, в 2 раза легче алюминия, высокой прочностью – на уровне углеродистых сталей, высокой жесткостью.

На указанном предприятии освоено производство комбинированных стеклоуглеродных тканей. Варьируя соотношением компонентов в широком диапазоне, меняется плотность и прочность готовых изделий из КМ: от  $1,5$  до  $2 \text{ г/см}^3$  и от 300 до 900 МПа соответственно.

В Республике Беларусь наблюдается постоянный рост цен на прокат черных металлов.

Следует отметить, что в настоящее

время полимерные композиционные материалы во всем мире стремительно внедряются в различных отраслях техники. Из них изготавливаются самые разнообразные изделия. Они находят широкое применение в авиастроении, начиная с малогабаритной беспилотной авиации и заканчивая крупногабаритными пассажирскими авиалайнерами, в автомобилестроении, при производстве автомобильных и железнодорожных цистерн, в судостроении, в строительной отрасли, приборостроении, сфере возобновляемой энергии, при производстве спортивного инвентаря и т. д.

Особенностью проектирования и производства изделий из КМ является то, что формирование изделия и материала конструкции осуществляется одновременно. Процесс проектирования не разделяется на конструкторскую и технологическую части. Схема армирования изделия должна осуществляться по направлениям силовых потоков под действием эксплуатационных нагрузок. Наибольшие прочностные характеристики композиционного материала реализуются вдоль направления армирования. В свою очередь программа намотки изделия на станке с ЧПУ разрабатывается исходя из рассчитанной схемы армирования [2]. Силовые потоки определяются в результате расчета на прочность создаваемого изделия. Следует также отметить, что в программе намотки изделия на станке с ЧПУ направления армирования должны совпадать с линиями большого круга. В противном случае из-за натяжения армирующей ленты при намотке произойдет ее сползание с оправки.

Наибольшее распространение в настоящее время получили технологии мокрой и сухой спиральной намотки. Эти технологии отличаются тем, что при мокрой намотке пропитка армирующей основы производится прямо на намоточном станке в процессе изготовления изделия. Сухая намотка осуществляется препрегом – предвари-

но изготовленной лентой из армирующего материала с пропиткой. Этот способ более экологичен, чем мокрая намотка, однако требует дополнительных затрат на приобретение и монтаж специального оборудования для изготовления препрегов.

Для пропитки армирующей основы используется связующее горячего отверждения, которое полимеризуется только при температуре 120...130 °С. Тем самым снимаются ограничения по длительности процесса намотки.

Технология спиральной намотки и производственные затраты в значительной степени определяются использованием одноразовых или многоразовых оправок, которые служат основой для наматываемого композита и задают конфигурацию изделия.

Оправки могут быть одноразовые или многоразовые. Одноразовые оправки изготавливались длительное время путем намотки на металлический вал веревки с приданием формы, близкой по конфигурации к требуемому изделию, с последующей заливкой поверхности гипсом. После застывания гипса осуществлялось протачивание гипсовой поверхности в размеры изделия на станках токарной группы. В настоящее время указанная технология применяется реже. Основным видом одноразовых оправок стали песчано-полимерные. Процесс изготовления включает в себя формирование песчаных элементов с последующей их фиксацией на металлическом валу. Затем проводится механическая обработка контура оправки для получения необходимого профиля.

На рис. 1 и 2 представлена конструктивная схема разрушаемой оправки: 1 – металлический вал; 2 – песчаный элемент днища; 3 – цилиндрический песчаный элемент; 4 – песчаный элемент днища. Состав песчано-полимерной смеси подобран таким, что обеспечивается его растворение в воде. Для извлечения оправок проводят их разру-

шение внутри намотанного и прошедшего полимеризацию изделия с помощью вымывания. Песчано-полимерная оправка обеспечивает выполнение требований конструкторской документации. К недостаткам таких оправок можно отнести то, что разрушаемые оправ-

ки являются одноразовыми, исключая вал, на котором они собираются, т. е. перед изготовлением каждого корпуса необходимо изготовить разовую оправку, что существенно удлиняет производственный цикл изготовления изделий.

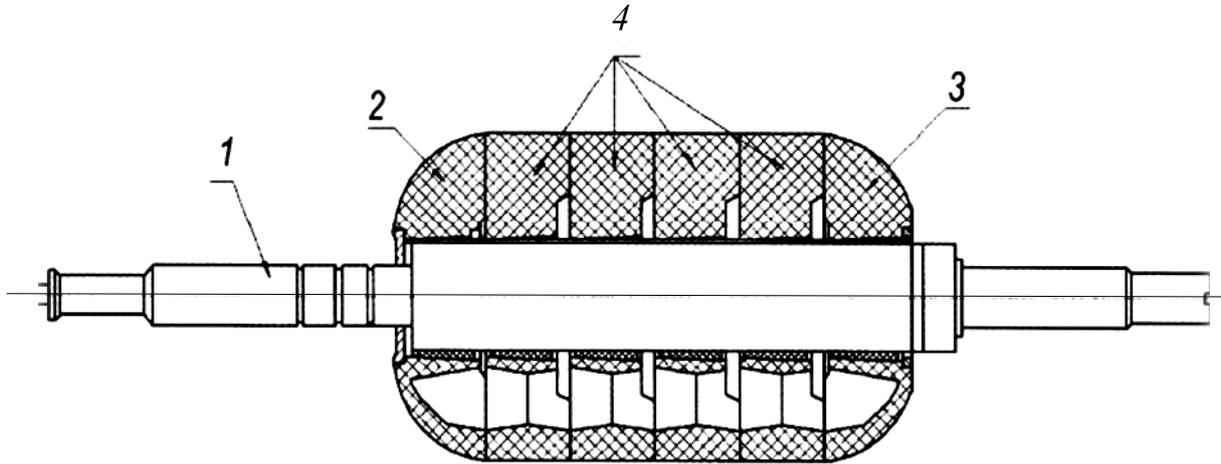


Рис. 1. Одноразовая песчано-полимерная оправка

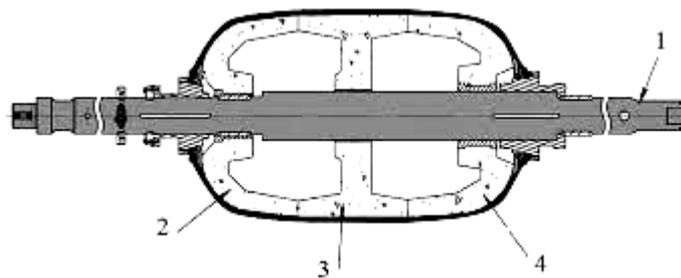


Рис. 2. Одноразовая песчано-полимерная оправка

При использовании многоразовых металлических оправок снижается производственный цикл изготовления изделия. Срок службы таких оправок практически не ограничен. Выбор материала оправок определяется размером изделий, требованиями к точности их изготовления и масштабом производства, как правило, оправки изготавливаются из стали и алюминиевого сплава.

Металлическая оправка чаще всего является разборной для извлечения ее после отверждения изделия. Один из

конструктивных вариантов разборной оправки приведен на рис. 3. Он представляет собой конструкцию, каждый элемент которой крепится к несущему валу. Размеры отдельных секций и их количество определяются диаметром максимального полюсного отверстия изделия. Данная конструкция позволяет после проведения режима полимеризации изделия извлечь через полюсные отверстия элементы оправки из корпуса посредством последовательной разборки: вала 1, гаек 4 и 5, втулок 3 и секций 2.

Такая конструктивная схема оправки дает возможность изготавливать крупногабаритные корпуса. Оправка может использоваться при большом количе-

стве циклов производства. При этом обеспечивается высокая стабильность воспроизведения геометрических параметров изделия.

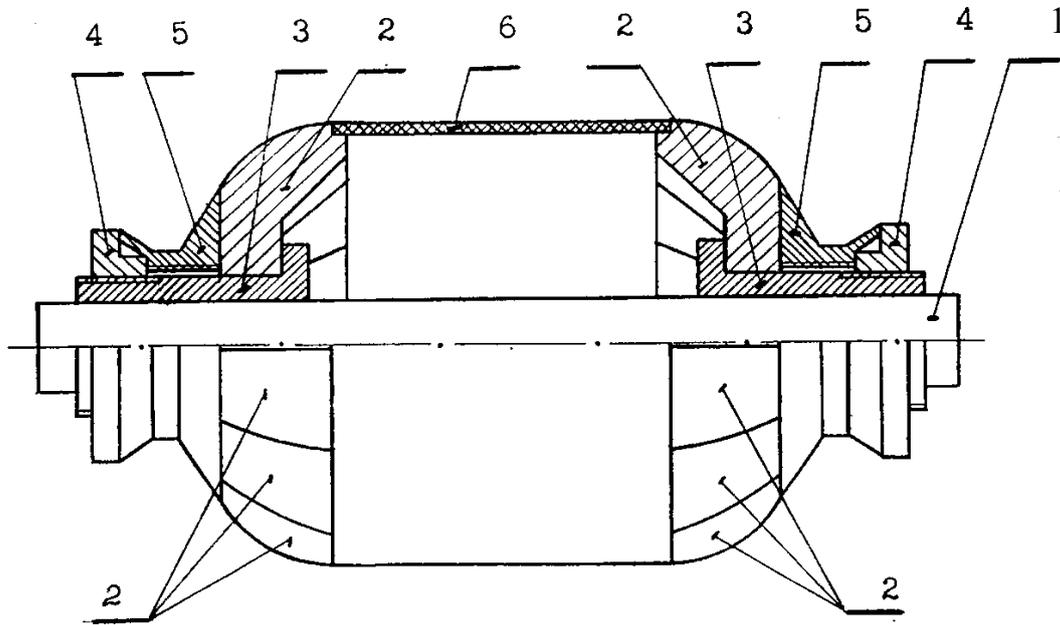


Рис. 3. Многоразовая разборная металлическая оправка

К недостаткам указанной разборной металлической оправки следует отнести наличие достаточно больших полюсных отверстий, которые в дальнейшем придется заглушать, что приведет к росту производственных затрат. Для того чтобы заглушить полюсные отверстия, можно воспользоваться способом заклейки их на готовом изделии при небольших эксплуатационных нагрузках. При высоких эксплуатационных нагрузках осуществляется замотка в процессе изготовления изделия из КМ металлических фланцевых элементов. После извлечения вала полюсные отверстия заглушаются металлическими лючками на болтах.

В настоящее время китайские производители оборудования для изготовления продукции из полимерных композиционных материалов типа «кокон» предлагают оправки с одним открытым торцом для ее извлечения из готового изделия после полимеризации. При этом

в сферической части изделия отсутствует полюсное отверстие. Второе сферическое днище с цилиндрической частью формируется аналогично на этой же оправке. Затем наружные поверхности двух готовых изделий вблизи торцев обрабатываются в размер на расчетную длину и соединяются с помощью цилиндрической муфты из стеклопластика посредством эпоксидного связующего холодного отверждения.

Установлено, что рациональней при серийном производстве применять разборную металлическую оправку, а при единичном и мелкосерийном – разрушаемую одноразовую.

Стоимость одноразовой оправки ниже, чем разборной металлической. Вместе с тем срок хранения разрушаемой одноразовой оправки ограничен, что является технологическим условием.

В каждом конкретном инвестиционном проекте для выбора способа изготовления необходимо осуществлять

технико-экономическое сравнение вариантов с выбором оптимального.

Стоимость современных полимерных композиционных материалов определяется, прежде всего, стоимостью армирующего материала, которого в составе изделий около 70 % объемных. Как указывалось ранее, наиболее дешевыми являются стеклонити и стеклоткани и, следовательно, получаемые из них стеклопластики. Однако они имеют меньшую прочность и жесткость, примерно в 3 раза, по сравнению с углепластиковыми и органопластиковыми. Кроме того, плотность стеклопластиков в 1,4 раза больше.

При выборе композиционного материала для каждого конкретного изделия необходимо учитывать ряд факторов: ожидаемую себестоимость и конкурентоспособность по сравнению с традиционными конструкционными материалами, эксплуатационные характеристики, класс изделия и т. д. Для изделий общего машиностроения могут широко применяться стеклопластики.

В качестве объектов для исследования эффективности организации производства инновационной продукции из композиционных материалов стеклопластиков в г. Могилеве рассматривались несколько предприятий, в частности, ОАО «Ольса», ОАО «Могилёв-лифтмаш», «БЕЛАЗ-ХОЛДИНГ» – «Могилевский автомобильный завод имени С. М. Кирова».

На первом этапе наиболее перспективным и эффективным в части освоения инновационной продукции из стеклопластиков представляется СЗАО «Могилевский вагоностроительный завод».

В настоящее время предприятие имеет проблемы со сбытом выпускаемой продукции, вызванные ее недостаточной конкурентоспособностью по сравнению с российскими производителями. Одной из основных причин высокой себестоимости продукции являются высокие цены на металл. В связи с этим

актуальным представляется вопрос освоения новых видов продукции с заменой традиционных черных конструкционных металлов на стеклопластики.

В рамках диверсификации продукции целесообразно рассмотреть перспективность освоения производства железнодорожных цистерн из КМ.

Данный вид продукции в Республике Беларусь не производится, а закупается за рубежом. Освоив производство цистерн из отечественного сырья на СЗАО «Могилевский вагоностроительный завод», может быть получен хороший экономический эффект для республики в целом.

Но освоение нового вида продукции с организацией производства требует обоснования эффективности инвестиционного проекта.

Данное исследование направлено на внедрение композиционных материалов в качестве замены используемого металлопроката и, как следствие, снижение себестоимости выпускаемой продукции, ее конкурентоспособности и повышение эксплуатационных характеристик.

Проведено предварительное технико-экономическое обоснование освоения нового вида продукции. В качестве основной технологии изготовления подобных изделий принята спиральная намотка на станках с числовым программным обеспечением.

Следует отметить, что в Российской Федерации этот вид продукции недавно успешно освоен на заводе «Уралкриомаш».

В процессе маркетинговых исследований были выбраны аналоги оборудования для производства цистерн из стеклопластиков: китайские и российские станки.

Для окончательного выбора станка была проведена комплексная оценка технико-экономического уровня выявленных аналогов с использованием комплексных критериев сравнения технического уровня выбранных станков.

В результате было установлено, что наиболее оптимальным решением является выбор станка китайского производителя – станка модели FWWS-4000.

Важным фактором является также то, что настоящее время китайские производители готовы осуществлять полностью комплектную поставку оборудования для сухой или мокрой спиральной намотки, включая станки с ЧПУ, многоразовые металлические оправки для намотки изделий, емкости со смесителями для приготовления связующего.

Кроме того, следует учитывать тот

факт, что, как правило, китайская сторона готова предоставлять связанные кредиты на льготных условиях. Для предприятий, имеющих экономические проблемы, это также является стимулирующим фактором.

Проведенные предварительные расчеты показывают хорошую перспективность инновационного проекта.

На рис. 4 представлена цистерна из стеклопластика предприятия «Уралкриомаш».



Рис. 4. Цистерна железнодорожная завода «Уралкриомаш»

Технико-экономическое обоснование инвестиционного проекта показало, что при внедрении в производство цистерн из стеклопластика производственные затраты снижаются приблизительно в 3 раза.

Простой срок окупаемости инвестиций составит около 16 месяцев, дисконтированный – 24 месяца.

Станки для производства продук-

ции из КМ методом спиральной намотки и прессованием изготавливаются серийно.

Многообразие тканей и лент и изготавливаемых из них КМ позволяет получать изделия с широким диапазоном эксплуатационных, прочностных и стоимостных свойств.

Стоит также отметить, что предлагаемый к использованию в качестве ма-

териала корпуса железнодорожной цистерны стеклопластик хорошо обрабатывается резанием с применением традиционного режущего инструмента, что делает весь процесс производства весьма технологичным.

Технология спиральной намотки изделий из композиционных материалов находит широкое применение для производства изделий, близких по конфигурации к телам вращения, например, емкости для жидких веществ, трубы различного сечения, в том числе прямоугольные, корпуса яхт и др. Два корпуса могут быть получены после продольной разрезки готового кокона.

Широкое применение находит и технология получения плоских и фигурных панелей из КМ методом вакуумного прессования. Оборудование для указанной технологии также серийно производится. Однако следует учитывать, что это достаточно дорогое оборудование и в каждом конкретном случае требуется технико-экономическое обоснование и разработка бизнес-плана его закупки и

внедрения для подтверждения эффективности инновационного проекта.

### **Выводы**

Наличие апробированных технологий изготовления изделий из КМ, исходных материалов, производимых отечественными предприятиями, необходимого оборудования делает весьма перспективным освоение и внедрение в производство продукции из полимерных композиционных материалов в Республике Беларусь.

Следует отметить, что изделия из КМ будут обладать более высокой конкурентоспособностью по сравнению с аналогичными, изготовленными из металлов, т. к. имеют более низкую стоимость и меньший вес при равных либо более высоких эксплуатационных характеристиках.

Важным является также отказ от импорта металлов для производства продукции в Республике Беларусь.

### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Полимерные композиционные материалы: структура, свойства, технология : учебное пособие / Под ред. А. А. Берлина. – 3-е изд., испр. – Санкт-Петербург : Профессия, 2011. – 560 с.
2. **Баженов, С. Л.** Полимерные композиционные материалы / С. Л. Баженов, А. А. Берлин, А. А. Кульков. – Санкт-Петербург : Интеллект, 2010. – 352 с.

*Статья сдана в редакцию 28 февраля 2018 года*

**Константин Александрович Токменинов**, канд. техн. наук, доц., Белорусско-Российский университет.  
E-mail: KTokmeninov@gmail.com.

**Konstantin Alexandrovich Tokmeninov**, PhD (Engineering) Associate Prof., Belarusian-Russian University.  
E-mail: KTokmeninov@gmail.com.

---



ФИЗИКА

---

Статья носит дискуссионный характер и не отражает позицию редакции

УДК 530:372.8

*А. И. Ляпин*

**О ДУАЛИЗМЕ ВРЕМЕНИ**

---

UDC 530:372.8

*A. I. Lyapin*

**ON DUALITY OF TIME**

---

**Аннотация**

На основе анализа работ Аристотеля, Ньютона и Эйнштейна рассмотрены причины, вызывающие затруднение при формулировке определения времени. Показано, что кажущийся «дуализм» свойств времени связан не с самим временем, а с интерпретацией результатов его измерения. Сформулировано новое определение времени.

**Ключевые слова:**

терминология, время, физическая величина, координирующая роль времени.

**Abstract**

Based on the analysis of the works of Aristotle, Newton and Einstein, the reasons for the difficulty in formulating the definition of time are considered. It is shown that the apparent "duality" of the properties of time is associated not with the time itself, but with the interpretation of the results of its measurement. A new definition of time is formulated.

**Key words:**

terminology, time, physical quantity, coordinating role of time.

---

***Введение***

*Время – это одно из понятий,  
которое определить невозможно ...  
Р. Фейнман*

Новому осмыслению устоявшихся философских определений пространства и времени и получению их новых формулировок применительно к физике была посвящена работа [1]. Хотя полученные в [1] формулировки определений по сути своей не отличаются от существующих, автору пришлось

столкнуться с рядом замечаний и довольно спорных утверждений.

Например, с утверждением о том, что если пространство и время определять как отдельные понятия, то невозможно формировать целостное представление о пространственно-временном континууме. Это утверждение противоречит логике, т. к. невозможно формировать осознанное представление о составном объекте, не давая определения исходных понятий, например, невозможно формировать понятие корпускулярно-

волнового дуализма, не определив понятия «корпускула» и «волна».

Наиболее принципиальным является следующее замечание д-ра физ.-мат. наук А. В. Хомченко: «Определяя время как физическую величину, невозможно объяснить такую систему отношений событий, как вчера – сегодня – завтра. Это время, но, очевидно, не физическая величина». С этим трудно не согласиться. Это замечание послужило поводом к более детальному изучению вопроса.

Чтобы работа не превратилась в полемические заметки, автор заново проанализировал первоисточники и использовал другую доказательную базу для своих выводов.

Современное состояние проблемы, связанной с определением времени, точнее всего отражено в энциклопедии «Britannica» [2]: «Определение времени представляет трудности, но не его измерение; время является наиболее точно измеряемой физической величиной».

В этом утверждении понятие «время» уже определено термином физическая величина. То есть объект изучения определен, остается лишь установить его атрибуты. Последние были установлены Аристотелем почти два тысячелетия назад, они приведены в [1].

Целью работы является установление возможных причин, которые затрудняют выбор основного атрибута времени и формулировку определения понятия «время».

## ***1 Анализ причин возникновения «проблемы времени»***

### ***1.1 Первые представления***

Литературные выражения «время идет», «время течет», «ход времени», «река времени» и т. д., созданные древними поэтами, являются настолько образными, что «перекочевали» из художественной литературы в научную и предопределили формирование устойчивой парадигмы. Для многих ученых,

включая современных, эти образы стали отправной точкой их исследований «природы времени».

Несостоятельность такого подхода заключается в том, что слова «идет», «ход» и т. д. обычно связывают с каким-либо процессом. Время же не является процессом.

### ***1.2 Время по Аристотелю***

Согласно Аристотелю, «время не есть движение». Он поясняет [3, с. 151]: «Мы не только измеряем движение временем, но и время движением – вследствие того, что они определяются друг другом, ибо время определяет движение, будучи его числом, а движение – время».

Иными словами, изучаемому движению (изменению) мы приписываем время, которое, в свою очередь, определяется по движению стрелок часов.

Аристотель доказывает, что время является величиной и следует различать величину и ее значения, которые определяются по эталонному движению (часам). Более того, у Аристотеля встречается такое утверждение [3, с. 153]: «Так как время – мера движения, то оно будет и мерой покоя». То есть Аристотель определил время как физическую величину.

### ***1.3 Время по Ньютону***

Спустя почти два тысячелетия после Аристотеля Ньютон в своих «Началах» определил время как длительность [4, с. 30]. Ньютона не интересовала метафизика времени. Он выбрал «длительность» как главный атрибут времени, и этого оказалось достаточно для создания фундамента физики.

Ньютон ввел абсолютное и относительное время. Являясь длительностями, оба времени представляют собой два значения одной и той же величины.

Здесь важно установить отличие между этими понятиями.

В своем определении Ньютон

называет абсолютное время «истинным, математическим, не зависимым от чего бы то ни было» [4, с. 30].

Здесь время выступает как некоторая математическая переменная величина. В этом контексте абсолютное время можно рассматривать как абсолютную временную шкалу.

Относительное же время – это «постигаемая чувствами, внешняя, совершаемая при посредстве какого-либо движения мера продолжительности, употребляемая в обыденной жизни вместо истинного математического времени, как-то: час, день, месяц, год» [4, с. 30]. Иными словами эта величина является измеряемой мерой длительности изучаемого процесса и отражает его свойство.

В данном случае абсолютное время используется для координации всевозможных процессов. Очевидно, что для временной координации различных процессов (явлений) интервал значений абсолютного времени должен охватывать всевозможные «относительные длительности».

Если же говорить о «природе времени», то длительность (как разность временных координат) в общем случае не является исходным понятием. Кроме того, два понятия времени приводят к своего рода дуализму его свойств.

#### 1.4 Время в работах Эйнштейна

Попытки Эйнштейна придать физический смысл понятию «время» свелись к выбору способа измерения расстояния между двумя точками пространства с помощью светового луча [5, с. 23]. На основе сформулированного им постулата о постоянстве скорости света в вакууме ученый предложил формулу для синхронизации часов в неподвижной системе отсчета [5, с. 24]:

$$t_n = t_m + r_{mn} / c ,$$

где  $t_n$  – показание часов в точке  $n$ ;  $t_m$  – показание часов в точке  $m$ ;

$r_{mn}$  – расстояние между точками;  $c$  – скорость светового сигнала.

Дальнейшие рассуждения Эйнштейна связаны с результатами расчетов, полученных предложенным им «способом измерения времени».

Ни в одной из своих работ Эйнштейн не дает определения понятию «время». Не дав четкого определения времени, Эйнштейн отвергает ньютоновское «абсолютное время» и, следуя Минковскому, развивает понятие «пространственно-временной континуум». Согласно Эйнштейну, «... все происходит в четырехмерном континууме. Однако понимание этого затмевалось абсолютным характером дорелятивистского времени» [5, с. 25].

Более того, вместо времени  $t$  ученый вводит световое время  $l = c \cdot t$ , которое затем заменяет мнимой временной координатой  $x_4 = i \cdot c \cdot t$  [5, с. 26]. То есть у Эйнштейна время выступает как одна из равнозначных координат события.

В связи с этим отметим, что в классической механике любое событие также определяется тремя пространственными и одной временной координатами. При графическом описании событие изображается точкой. Совокупность таких точек образует пространственно-временной континуум.

Поэтому следует говорить о классическом и релятивистском пространственно-временных континуумах. Причем, по сути, эти два понятия почти совпадают. Отличие между ними состоит в том, что применение «релятивистского» времени приводит к изменению координат событий по сравнению с классическим пространственно-временным континуумом.

Кроме того, следует учитывать отличие временной координаты от пространственной. На пространственной оси не может быть двух или более одинаковых координат, значение же времени в данный момент должно быть одним на всей бесконечной пространственной оси.

В работах современных последо-

вателей Эйнштейна также отсутствует определение понятия «время». Более того, на всех пространственных диаграммах [6, с. 39] используется математическое время (временная шкала), которое Ньютоном определено как «абсолютное время».

### 1.5 Устоявшиеся обиходные представления о времени

Другая причина затруднения при формулировке определения времени связана, на наш взгляд, с тем, что в обыденной жизни временем называют и показания часов, и длительность процесса.

Отождествление указанных понятий происходит, вероятно, потому, что, глядя на часы, мы автоматически фиксируем изменения времени (сколько прошло времени).

Хотя показания часов и длительность измеряются в одних и тех же единицах, они представляют собой разные понятия.

Действительно, глядя на часы, мы регистрируем положение стрелок, или мгновенное значение времени (временную координату). Поэтому показания часов – это *результат измерения* времени.

Применительно к изучаемому процессу результаты указанных измерений отражают последовательность событий, либо их *временную координату*.

Для определенности приведем значение термина «событие»: событие – это то, что происходит в некоторый момент времени. В теории относительности событие – это точка пространственно-временного континуума (или мировая точка).

*Разность* временных координат двух событий, принадлежащих одному процессу, определяет его *длительность*.

То есть длительность *вычисляется* по измеренным данным и является результатом их обработки.

Очевидно, что отдельное значение величины и разность ее значений – это разные понятия. В рассматриваемом

случае первое отвечает на вопрос «когда?», а второе – на вопрос «как долго?».

### 1.6 Дуализм свойств времени

Указанное выше отождествление разных понятий приводит к тому, что, с одной стороны, время отражает длительность и является физической величиной, а с другой – координату, которая не является таковой.

То есть возникает своеобразный дуализм свойств времени, который затрудняет формулировку его определения.

В [1] не уделено должного внимания указанному дуализму и дано, согласно [7], определение, которое содержит этот дуализм. Возникающие в связи с этим вопросы свидетельствуют о неудовлетворительности данного определения.

Аристотель для разъяснения своих выводов о свойствах времени проводит аналогию между временными и пространственными координатами.

Пространственная координата, являясь математической величиной, определяет местоположение выбранной точки. Разность же координат дает расстояние. При этом расстояние между крайними точками отдельного объекта есть не что иное, как его протяженность или длина. Расстояние между отдельными положениями (координатами) движущегося объекта – это путь (протяженность или длина траектории). В этих случаях расстояние, будучи связанным с реальным объектом (телом, процессом), является физической величиной, т. к. отражает его свойство. В то же время расстояние между положениями двух разных объектов отражает их координату, которая не является физической величиной.

Возможно этот, если можно сказать, дуализм свойств расстояния и непосредственный перенос этого дуализма на понятия «время» и «длительность» также внесли свой вклад в проблему определения времени.

Однако следует учитывать принципиальное отличие между пространственной и временной координатами.

Особенностью величины «время» является ее непрерывность и необратимость. Каждой координате на временной оси может соответствовать бесконечное множество пространственных координат. Обратное соответствие невозможно.

«Дуализм времени» возникает вследствие смешения разных понятий.

Действительно, временные координаты имеют физический смысл, если они отражают последовательность сменяющихся друг друга состояний отдельного изучаемого процесса. Временные же координаты взятых отдельно состояний разных процессов отражают их координацию (взаимное «расположение» во времени).

В обоих случаях речь идет о последовательностях, которые устанавливаются обработкой результатов измерения временных координат. Поэтому «дуализм времени» связан не с самим временем как физической величиной, а с интерпретацией результатов его измерений.

### **Выводы**

На основе проведенного анализа можно утверждать, что основная причина затруднений при формулировке определения понятия «время» связана с кажущимся дуализмом свойств времени. Действительно, по существующим представлениям время отражает и длительность процессов, и их координацию. Выступая в первом качестве, время является физической величиной, тогда как во втором качестве оно не является таковой.

Ньютон обошел эту проблему, введя «относительное» и «абсолютное» время. Первое отражает длительность различных процессов, а второе – их координацию.

Неудовлетворенность такой двойственностью привела Эйнштейна к единому «световому времени». У него время выступает как одна из четырех равно-

значных координат события.

Однако пространственная и временная координаты не могут быть равнозначными. Каждой координате на временной оси может соответствовать бесконечное множество пространственных координат. Обратное соответствие невозможно.

Время отражает фундаментальное свойство материи – ее подверженность к непрерывному изменению. Отражая свойство объекта, время является физической величиной. Будучи физической величиной, время выступает единым для всех объектов, но для каждого из них имеет различные значения. При этом время необратимо.

Время и длительность – это разные физические величины. Время – это фундаментальная физическая величина. Применительно к какому-либо процессу его длительность определяется временем.

Любой процесс или явление представляют собой последовательность сменяющихся друг друга состояний, определяемых набором значений физических величин. При изучении процесса регистрируются состояния в различные моменты времени (как правило, через равные интервалы). То есть регистрируются временные координаты состояний. Обработкой полученных данных устанавливаются закономерности, которым следует исследуемый процесс.

Учитывая изложенное, можно уточнить определение события.

В рассмотренном случае событием является факт реализации определенного состояния объекта (или факт регистрации этого состояния).

Процесс же представляет собой совокупность сменяющихся друг друга событий.

Временные координаты событий – это значения физической величины, определяющие их последовательность.

Последовательность тех или иных событий определяется обработкой результатов измерения временных координат. Интерпретация последовательно-

стей зависит от сравниваемых событий.

Таким образом, главным атрибутом времени является его координирующая роль.

Вчера – сегодня – завтра – это отдельные значения (интервалы значений) времени, которые используются для координации событий (установления хронологической последовательности). Указанные понятия больше относятся к хронологии, нежели к физике. Предметом физики является не дата события, а условия его реализации и последствия.

Обобщением вышеизложенного может быть такая формулировка определения времени: время – это физическая величина, которая отражает координацию событий (их последовательность).

Существует утверждение [8, с. 6], что «время – это то, что измеряется часами». Однако, как было отмечено выше, часы – это инструмент, с помощью которого мы измеряем мгновенные значения

времени. В этом случае получается, что время представляет собой набор значений времени.

Последнее противоречит логике. Это противоречие возникает из-за того, что не учитывается первичность времени как физической величины по отношению к часам (инструменту).

### Заключение

В работе проведен анализ известных представлений о времени и сформулировано новое его определение.

Время – это физическая величина, которая отражает координацию событий (их последовательность).

Это определение, сформулированное современным языком, по сути, совпадает с одним из определений Аристотеля. Поэтому Аристотеля по праву можно считать автором этого определения.

### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Ляпин, А. И.** Пространство и время в физической терминологии / А. И. Ляпин // Вестн. Белорус.-Рос. ун-та. – 2015. – № 2. – С. 128–135.
2. Time as systematized in modern scientific society [Электронный ресурс] / Encyclopaedia Britannica. – Режим доступа: [http://www.britannica.com/science/time\\_physics](http://www.britannica.com/science/time_physics). – Дата доступа: 07.12.2017.
3. **Аристотель.** Физика / Аристотель // Соч. : в 4 т. – Москва : Ин-т философии, 1981. – Т. 3, кн. 4. – 159 с.
4. **Ньютон, И.** Математические начала натуральной философии : пер. с лат. / И. Ньютон // Сб. тр. : в 12 т. – Москва ; Ленинград : АН СССР, 1936. – Т. 7. – 687 с.
5. **Einstein, A.** The Meaning of Relativity / A. Einstein. – Princeton (NY) : Princeton Univ. Press, 1921. – 81 с.
6. **Хокинг, С.** Три книги о пространстве и времени : пер. с англ. / С. Хокинг. – Санкт-Петербург : Амфора, 2012. – 503 с.
7. Пространство и время // Физическая энциклопедия : в 5 т. / Под ред. А. М. Прохорова. – Москва : Сов. энцикл., 1994. – Т. 4. – С. 156.
8. **Аксенов, Г. П.** Причина времени / Г. П. Аксенов. – Москва : Эдиториал УРСС, 2000. – 243 с.

*Статья сдана в редакцию 11 марта 2018 года*

**Али Ибрагимович Ляпин**, канд. физ.-мат. наук, доц., Белорусско-Российский университет.  
E-mail: [ali\\_lyapin@tut.by](mailto:ali_lyapin@tut.by).

**Ali Ibragimovich Lyapin**, PhD (Physics & Mathematics), Associate Prof., Belarusian-Russian University.  
E-mail: [ali\\_lyapin@tut.by](mailto:ali_lyapin@tut.by).

# ВЕСТНИК БЕЛОРУССКО-РОССИЙСКОГО УНИВЕРСИТЕТА

№ 2(59) 2018

Ответственный за выпуск

И. В. Брискина

Оформление обложки

Е. С. Лустенкова

Дизайн и компьютерная верстка

Н. П. Полевничая

Адрес редакции: пр. Мира, 43, Белорусско-Российский университет, корп. 1, комн. 331, 212000, г. Могилев. Телефон: 26-61-00, e-mail: bru@bru.mogilev.by.

Журнал «Вестник Белорусско-Российского университета» зарегистрирован в Министерстве информации Республики Беларусь. Свидетельство о государственной регистрации средства массовой информации № 1240 от 08.02.2010.

Подписано в печать 24.05.2018. Формат 60×84/8. Бумага офсетная. Печать офсетная. Гарнитура Таймс. Усл. печ. л. 9,18. Уч.-изд. л. 10,0. Тираж 100 экз. Заказ 4110.

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