

# ВЕСТНИК

*Белорусско-Российского университета*

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

*Периодичность – 4 раза в год*

1(54) 2017

---

## СОДЕРЖАНИЕ

### МАШИНОСТРОЕНИЕ

<b>КИСЕЛЕВ М. Г., БОГДАН П. С., РУСАНОВ А. П.</b> Влияние электроэрозионного модифицирования рабочей поверхности штрипсы на ее режущую способность и шероховатость распиленной поверхности образцов из хрупких неметаллических материалов с использованием свободного абразива.....	5
<b>КУЧИК А. С.</b> Экспериментальное исследование режимов функционирования привода рабочего органа горнопроходческого комбайна.....	16
<b>ЛЕСКОВЕЦ И. В., БУЖИНСКИЙ А. Д., ЛЕОНЕНКО О. В.</b> Критерии выбора параметров механизма передвижения козлового крана.....	25
<b>ЛОВШЕНКО Ф. Г., ЛОВШЕНКО Г. Ф., ФЕДОСЕНКО А. С.</b> Закономерности структурно-фазовых превращений в механически легированных порошках и плазменных покрытиях из них.....	31
<b>МАМИТИ Г. И.</b> Уравнения прямолинейного движения колесной машины.....	47
<b>МЕЛЬНИКОВ А. С., САЗОНОВ И. С., КИМ В. А., МЕЛЬНИКОВ А. А.</b> Повышение эффективности тормоза передних колес трактора МТЗ .....	54

<b>МИНАКОВ А. П., КАМЧИЦКАЯ И. Д., ИЛЬЮШИНА Е. В., ЮШКЕВИЧ Н. М., КИСЛЯК Д. С.</b> Оценка влияния пневмовибродинамической обработки на микрорельеф обработанных плоских поверхностей по стандарту DIN EN ISO 13565:1998 .....	63
<b>ПОЛЯКОВ А. Ю., ФУРМАНОВ С. М., ФЕДОТОВ Б. В., ЮМАНОВ Д. Н., КОЛОБОВА М. С.</b> Экспериментальное определение энергетических параметров процесса контактной рельефной сварки .....	74
<b>САВИЦКИЙ В. С.</b> Экспериментальные исследования переходных процессов в трансмиссии при управлении переключением передач посредством пропорциональных клапанов .....	84
<b>ТАРАСИК В. П.</b> Методика анализа тягово-скоростных свойств автомобиля с электромеханической трансмиссией .....	89
<b>ШАТУРОВ Д. Г., ШАТУРОВ Г. Ф., ПАНКОВ М. В.</b> Состояние и пути повышения износостойкости лезвийного инструмента в широком диапазоне изменения скорости резания .....	100
<b>ЯСЮКОВИЧ Э. И.</b> Виртуальные испытания курсовой устойчивости и управляемости четырехосных колесных машин .....	110

#### ПРИБОРОСТРОЕНИЕ

<b>БОРИСОВ В. И., СЕРГЕЕВ С. С., ПРОКОПЕНКО Е. Н., ПРОКОПЕНКО С. А.</b> Структура акустического поля излучения фокусирующих пьезопреобразователей .....	119
---	-----

#### ЭКОНОМИКА. ЭКОНОМИЧЕСКИЕ НАУКИ

<b>ЛОБАНОВА Т. М., БОРОВИКОВА О. В.</b> Система скидок как инструмент гибкой ценовой политики в условиях дефицита оборотных средств .....	128
---	-----

- 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>KISELEV M. G., BOGDAN P. S., RUSANOV A. P.</b> Effect of electro-erosion modifying of the working surface of a strip on its cutting ability and the surface roughness of samples made from fragile nonmetallic materials sawn with loose abrasive .....	5
<b>KUCHIK A. S.</b> Experimental study on functioning conditions of the operating element drive in mining and tunneling machines.....	16
<b>LESKOVETS I. V., BUZHINSKI A. D., LEONENKO O. V.</b> Criteria for selection of parameters for the traveling mechanism of gantry cranes .....	25
<b>LOVSHENKO F. G., LOVSHENKO G. F., FEDOSENKO A. S.</b> Patterns of structural and phase transformations in mechanically alloyed powders and plasma-sprayed coatings from them .....	31
<b>MAMITI G. I.</b> Equations of straight line motion of wheeled vehicles .....	47
<b>MELNIKOV A. S., SAZONOV I. S., KIM V. A., MELNIKOV A. A.</b> Increase in efficiency of MTZ tractor front-wheel brakes .....	54
<b>MINAKOV A. P., KAMCHITSKAYA I. D., ILYUSHINA E. V., YUSHKEVICH N. M., KISLYAK D. S.</b> Assessment of the effect of pneumo-vibro-dynamic treatment on the micro-relief of flat surfaces according to DIN EN ISO 13565:1998 .....	63
<b>POLYAKOV A. Y., FURMANOV S. M., FEDOTOV B. V., YUMANOV D. N., KOLOBOVA M. S.</b> Experimental determination of energy parameters of projection welding .....	74
<b>SAVITSKY V. S.</b> Experimental study of transient processes in transmissions with gear change controlled by proportional valves.....	84
<b>TARASIK V. P.</b> Methods of analysis of tractive and velocity characteristics of the vehicle with electromechanical transmission.....	89
<b>SHATUROV D. G., SHATUROV G. F., PANKOV M. V.</b> Current status and ways of increasing wear resistance of edge tools over a wide range of cutting speeds .....	100

**YASYUKOVICH E. I.** Virtual tests of course-keeping  
ability and steerability of eight-wheeled vehicles ..... 110

**INSTRUMENT MAKING**

**BORISOV V. I., SERGEEV S. S., PROKOPENKO E. N.,  
PROKOPENKO S. A.** Structure of the acoustic field of  
radiation from focused piezoelectric transducers ..... 119

**9ECONOMICS. ECONOMIC SCIENCES**

**LOBANOVA T. M., BOROVIKOVA O. V.** Discount  
system as a tool of flexible price policy under conditions  
of current assets deficit ..... 128

МАШИНОСТРОЕНИЕ

УДК 621.9.048

*М. Г. Киселев, П. С. Богдан, А. П. Русанов*

**ВЛИЯНИЕ ЭЛЕКТРОЭРОЗИОННОГО МОДИФИЦИРОВАНИЯ РАБОЧЕЙ ПОВЕРХНОСТИ ШТРИПСЫ НА ЕЕ РЕЖУЩУЮ СПОСОБНОСТЬ И ШЕРОХОВАТОСТЬ РАСПИЛЕННОЙ ПОВЕРХНОСТИ ОБРАЗЦОВ ИЗ ХРУПКИХ НЕМЕТАЛЛИЧЕСКИХ МАТЕРИАЛОВ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ СВОБОДНОГО АБРАЗИВА**

UDC 621.9.048

*M. G. Kiselev, P. S. Bogdan, A. P. Rusanov*

**EFFECT OF ELECTRO-EROSION MODIFYING OF THE WORKING SURFACE OF A STRIP ON ITS CUTTING ABILITY AND THE SURFACE ROUGHNESS OF SAMPLES MADE FROM FRAGILE NONMETALLIC MATERIALS SAWN WITH LOOSE ABRASIVE**

**Аннотация**

Проведено экспериментальное исследование влияния электроэрозионного модифицирования рабочей поверхности штрипсы на ее режущую способность и шероховатость распиленной поверхности образцов из хрупких неметаллических материалов с использованием свободного абразива. С целью повышения производительности операции распиливания таких материалов предложено осуществлять электроэрозионную обработку рабочей поверхности штрипсы. Приведены основные сведения о методике проведения экспериментальных исследований, включая описание используемых устройств. Представлены и проанализированы результаты экспериментальных исследований по влиянию режимов электроэрозионного модифицирования рабочей поверхности штрипсы на интенсивность распиливания образцов различной твердости и шероховатость поверхности распила.

**Ключевые слова:**

электроэрозионная обработка, распиливание, свободный абразив, штрипса, ленточная пила, режущая способность, хрупкий материал.

**Abstract**

The article deals with the experimental research on the effect of electro-erosion modifying of the working surface of a strip on its cutting ability and the surface roughness of sawn samples made from fragile nonmetallic materials and cut with free abrasive. It is proposed to carry out electro-erosion treatment of the working surface of a strip in order to improve the efficiency of the sawing operation performed on these materials. The basic information about the procedure of conducting experimental research is presented, including the description of the devices used. The results of the experimental studies are given which analyze the effect of modes of electro-erosion modifying of the working surface of strips on the intensity of sawing of samples with different hardness and the surface roughness of a saw cut.

**Key words:**

electro-erosion modifying, sawing, loose abrasive, strip, band saw, cutting capacity, brittle material.

**Введение**

Штрипса представляет собой отрезок стальной ленты различной длины, шири-

риной 6...10 и толщиной 0,05...0,3 мм, которая применяется в качестве инструмента при распиливании хрупких

неметаллических материалов с использованием свободного абразива [1, 2]. В процессе выполнения операции штрипса (или набор штрипс) закрепляется в натянутом состоянии на рамке и под действием статической нагрузки прижимается своей рабочей поверхностью (кромкой) к обрабатываемой заготовке. Рамка вместе со штрипсой совершает возвратно-поступательное движение относительно поверхности заготовки, а в зону распиливания непрерывно или периодически подается абразивная суспензия или абразивная паста. Последнюю используют в случае применения в качестве абразива алмазного порошка. Свободные зерна абразива, попадая на кромку штрипсы, прижимаются к поверхности распиливаемого материала и, перекатываясь по нему, вызывают образование микротрещин, переходящих в макротрещины, глубина которых зависит от природы и размеров зерен абразива. Дальнейшее перекатывание приводит к выкалыванию частиц материала определенных размеров, обуславливающих шероховатость распиленной поверхности [3, 4].

Штрипсовые пилы широко используются при распиливании дорогостоящего сырья (кварц, лейкосапфир и т. п.), т. к. позволяют разрезать материалы больших площадей при минимальных потерях сырья на пропилах. Основной их недостаток связан с весьма низкой производительностью выполнения операции, что объясняется воздействием на обрабатываемую поверхность перекатывающихся абразивных зерен. Поэтому, чтобы ее повысить, необходимо обеспечить такие условия распиливания, при которых абразивные зерна закреплялись бы на рабочей поверхности штрипсы и осуществляли микрорезание материала заготовки, т. е. устранить или, по крайней мере, снизить явление их перекатывания в зоне обработки.

Результаты предшествующих исследований [5, 6] показали, что данное

требование можно обеспечить путем электроэрозионной обработки (модифицирования) исходной (гладкой) поверхности инструмента. В этом случае образующиеся на ней лунки выполняют роль конструктивных элементов, препятствующих перекатыванию абразивных частиц в зоне обработки, что способствует повышению режущей способности инструмента. Вместе с тем на сегодняшний день отсутствуют экспериментальные данные, отражающие влияние электроэрозионного модифицирования рабочей поверхности штрипсы на ее режущую способность и шероховатость распиленной поверхности образцов из хрупких неметаллических материалов с использованием свободного абразива.

#### **Методика проведения экспериментальных исследований**

В качестве испытуемой штрипсы использовалась полоса из стали У8А толщиной 0,3 мм, шириной 8 мм и длиной 110 мм, на концах которой выполнены два отверстия диаметром 4 мм для ее закрепления в рамке. Электроэрозионное модифицирование рабочей кромки штрипсы осуществлялось следующим образом (рис. 1, а).

Рамка 1 с закрепленной на ней штрипсой 2 устанавливалась на основании 4, выполненном из диэлектрического материала (дерева), вертикально таким образом, чтобы ее рабочая кромка располагалась сверху и была параллельна горизонтали. Электродом-инструментом служила тонкая стальная пластина 3 толщиной 0,3 мм, которой вручную сообщались колебания с частотой  $f$ , направленные перпендикулярно обрабатываемой поверхности штрипсы. Электрод-инструмент и штрипса подключены к электрической цепи, состоящей из источника питания постоянного тока ИП, накопительного конденсатора С и токоограничивающего резистора R.

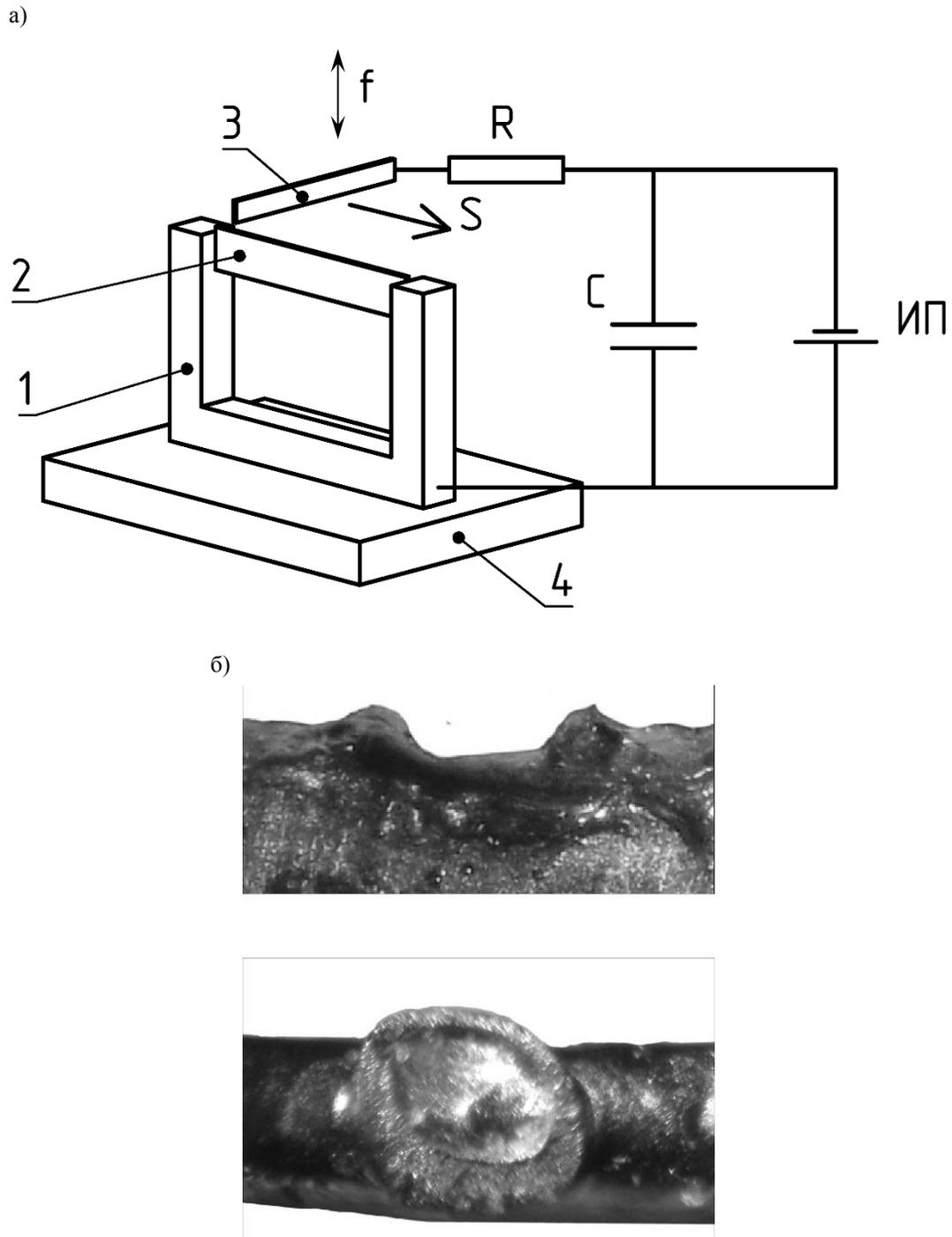


Рис. 1. Схема электроэрозионного модифицирования поверхности штрипсы (а); лунка, полученная на поверхности штрипсы (б)

В процессе сближения поверхности электрода-инструмента с обрабатываемой поверхностью штрипсы на расстоянии, соответствующем минимальному межэлектродному промежутку (МЭП), между ними протекает электри-

ческий разряд, вызывающий электрическую эрозию поверхности штрипсы. В результате на ней возникает лунка, имеющая форму, близкую к сферической, по краям которой расположены наплывы застывшего металла, выходя-

щие за исходный контур поверхности (рис. 1, б). Для получения следующей лунки электрод-инструмент перемещался на требуемое расстояние в направлении продольной подачи  $S$ .

Использовалась прямая полярность, при которой анодом являлась штрипса, диэлектрическая жидкость не применялась. Модифицирование поверхности штрипсы осуществлялось при двух зна-

чениях напряжения 30 и 75 В на накопительном конденсаторе при его емкости  $C = 350$  мкФ. Постоянным оставался шаг между лунками, равный 1 мм.

Режущая способность штрипсы оценивалась по значению интенсивности распиливания ею образцов из хрупких неметаллических материалов с использованием установки, схема которой представлена на рис. 2.

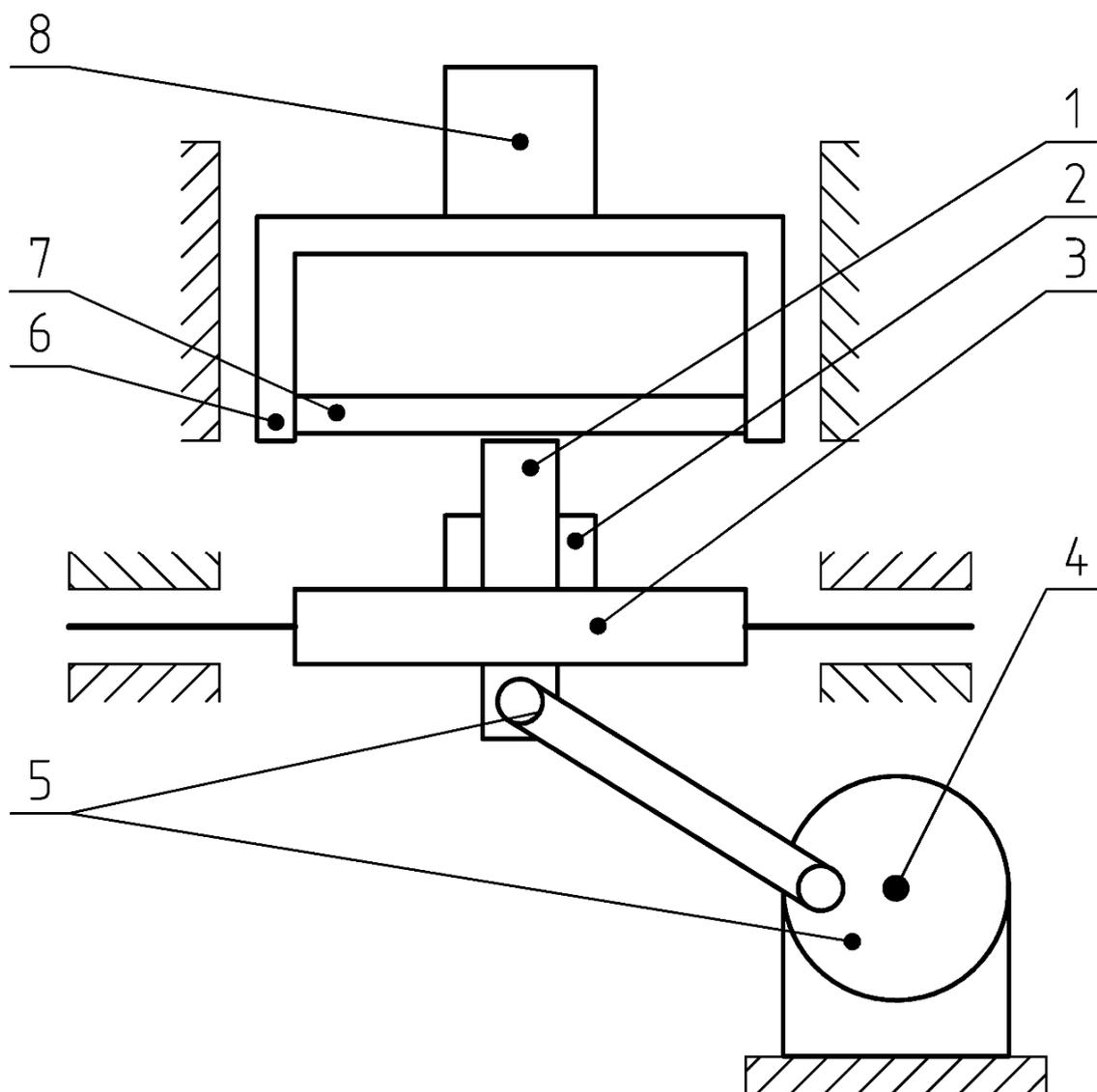


Рис. 2. Схема установки для распиливания образцов испытываемыми штрипсами

В отличие от традиционной штрипсовой резки в данном случае возвратно-поступательное движение (движение

резания) сообщается не рамке со штрипсой, а образцу 1, закрепленному в зажимном приспособлении 2, которое

установлено на подвижном столе 3 установки. Движение ему передается от вала электродвигателя 4 через кривошипно-шатунный механизм 5. Длина рабочего хода составляет 50 мм при 160 двойных ходах в минуту. Рамка 6 с испытуемой штрипсой 7 закреплена на вертикальных направляющих 7 и под действием собственного веса, а также дополнительно устанавливаемых грузов 8 прижимается к поверхности распиливаемого образца. Образцы в виде пластин толщиной 5 мм изготавливались из мрамора, стекла и кремния, имеющих твердость по шкале Мооса 3; 6,5 и 7 единиц соответственно. Использовалась алмазная паста, состоящая из одной части алмазного порошка АСМ 20/14 и двух частей машинного масла, которая с периодичностью в минуту подавалась в зону распиливания. Интенсивность распиливания  $i$  определялась отношением площади распиленной поверхности образца  $F$  ко времени выполнения операции  $t$ ,  $\text{мм}^2/\text{мин}$ . Значение  $F$  нахо-

дилось как произведение ширины распиливаемого образца  $b$  на глубину распила  $h$ . Шероховатость распиленной поверхности образцов измерялась с помощью профилографа-профилометра Taylor Hobson в направлении, перпендикулярном главному движению. В одной серии экспериментов образцы распиливались штрипсой в исходном состоянии ее рабочей поверхности, а во второй – после ее электроэрозионного модифицирования.

### Результаты экспериментальных исследований и их обсуждение

На рис. 3 представлены значения интенсивности распиливания образцов  $i_0$  штрипсой в исходном состоянии рабочей поверхности и интенсивности их распиливания  $i_m$  после ее электроэрозионного модифицирования, проведенного при различных значениях напряжения  $U$  на накопительном конденсаторе.

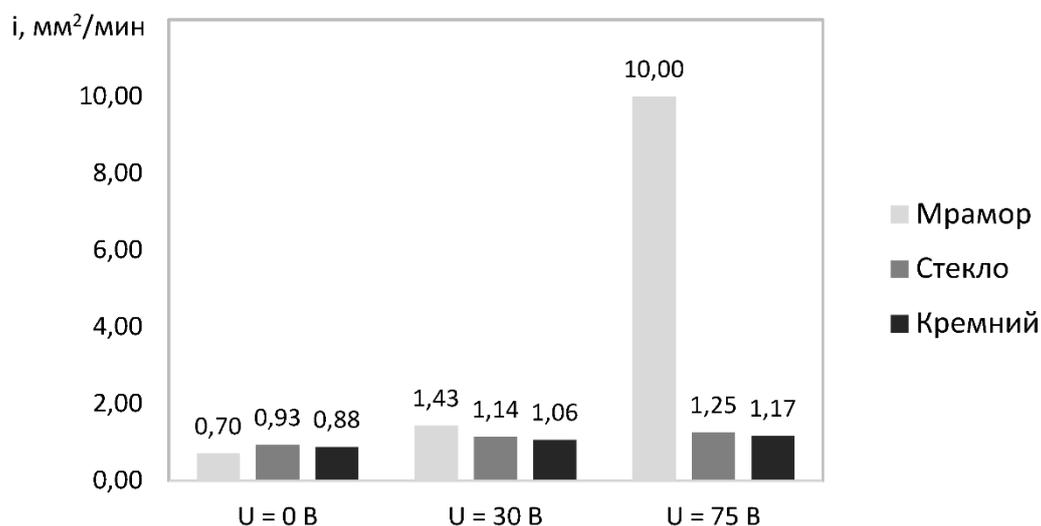


Рис. 3. Значения интенсивности распиливания образцов штрипсой в исходном состоянии рабочей поверхности ( $U = 0$ ) и после ее электроэрозионного модифицирования, проведенного при напряжении на накопительном конденсаторе 30 и 75 В

Как видно, при распиливании штрипсой в исходном состоянии рабочей поверхности наименьшее значение

интенсивности обработки наблюдается у мрамора ( $i_0 = 0,7 \text{ мм}^2/\text{мин}$ ), несколько большее ( $i_0 = 0,88 \text{ мм}^2/\text{мин}$ ) – у кремния

и наибольшее ( $i_0 = 0,93 \text{ мм}^2/\text{мин}$ ) – у стекла. При сопоставлении этих данных обращает на себя внимание тот факт, что у мрамора, твердость которого более чем в 2 раза ниже по сравнению со стеклом и кремнием, интенсивность распиливания оказывается наименьшей. Объясняется это тем, что мрамор характеризуется наименьшей хрупкостью, т. е., по сравнению со стеклом и кремнием, он обладает наибольшей трещиностойкостью. Поэтому в процессе распиливания взаимодействие алмазных зерен с его поверхностью сопровождается преобладающим протеканием пластических деформаций, а доля хрупкого разрушения оказывается существенно ниже, чем при обработке стекла и кремния, у которых показатель трещиностойкости также ниже. В результате при прочих равных условиях интенсивность распиливания мрамора оказывается значительно меньше, чем у стекла и кремния.

В случае использования штрипсы с модифицированной поверхностью интенсивность распиливания образцов, по

сравнению с распиливанием штрипсой в исходном состоянии, возрастает и тем интенсивнее, чем выше напряжение на накопительном конденсаторе в процессе электроэрозионной обработки рабочей поверхности штрипсы. При этом наибольшая интенсивность распиливания наблюдается при обработке мрамора, меньшая – при обработке стекла и еще меньшая – при обработке кремния, т. е. ее значение снижается с повышением твердости материала образца. С увеличением напряжения на накопительном конденсаторе в процессе электроэрозионного модифицирования штрипсы с 30 до 75 В интенсивность распиливания ею мрамора возрастает с 1,43 до 10  $\text{мм}^2/\text{мин}$ , стекла – с 1,14 до 1,25  $\text{мм}^2/\text{мин}$  и кремния – с 1,06 до 1,17  $\text{мм}^2/\text{мин}$ .

Для количественной оценки влияния электроэрозионного модифицирования поверхности штрипсы на повышение ее режущей способности воспользуемся отношением  $i_m/i_0$ , значения которого приведены на рис. 4.

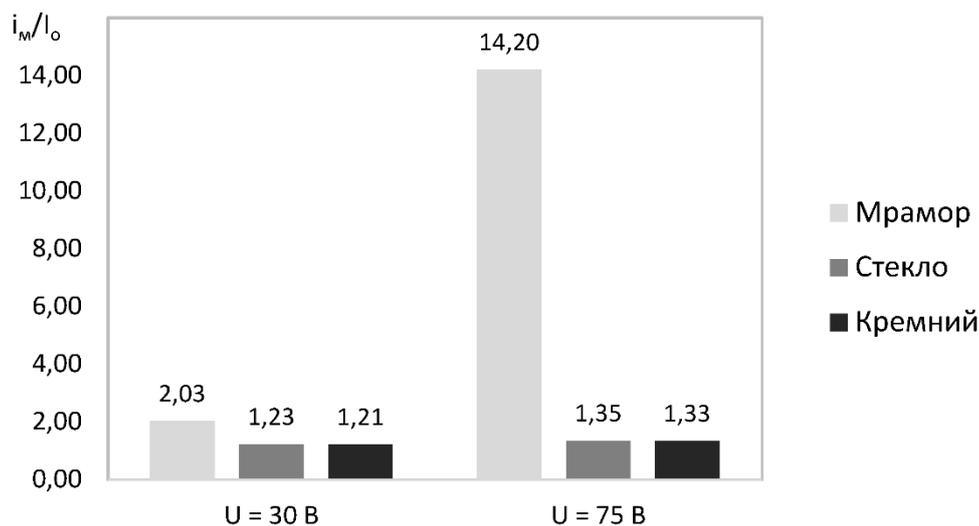


Рис. 4. Значения отношения  $i_m/i_0$  при распиливании образцов из различных материалов штрипсой с модифицированной поверхностью при напряжении накопительного конденсатора 30 и 75 В

Из рисунка следует, что применение электроэрозионного модифициро-

вания поверхности штрипсы позволяет повысить интенсивность распиливания

ею образцов из всех исследуемых материалов. Причем с повышением напряжения на накопительном конденсаторе при выполнении операции модифицирования отношение  $i_m/i_0$  увеличивается, т. е. режущая способность возрастает. Так, с повышением  $U$  с 30 до 75 В значение указанного отношения увеличилось при распиливании кремния с 1,21 до 1,33, при распиливании стекла – с 1,23 до 1,35, а при распиливании мрамора – с 2,03 до 14,2. Столь значительное повышение режущей способности штрипсы с модифицированной поверхностью при распиливании мрамора связано со следующими обстоятельствами. Образующиеся по краю лунки наплывы металла, выходящие за исходный контур поверхности (см. рис. 1, б), представляют собой режущие элементы, способные снимать стружку с материала, твердость которого ниже твердости металла наплывов [7, 8]. Поэтому при распиливании мрамора, имеющего весьма низкую твердость, удаление материала происходит главным образом за счет его микрорезания наплывами металла на поверхности штрипсы, а доля абразивного разрушения в этом случае оказывается незначительной. С повышением энергии электрического разряда посредством увеличения напряжения на накопительном конденсаторе размеры получаемой лунки, а также высота наплывов металла по ее краю возрастают. Это равносильно увеличению высоты зуба на поверхности штрипсы [9, 10], что обуславливает более высокую интенсивность резания ею мрамора. Для подтверждения сказанного была проведена отдельная серия экспериментов, в которой мраморный образец распиливался штрипсой с модифицированной поверхностью без применения алмазной пасты. В этом случае значение интенсивности составило  $i_m = 9,5 \text{ мм}^2/\text{мин}$ , что незначительно уступает значению интенсивности распиливания с использованием алмазной пасты ( $i_m = 10 \text{ мм}^2/\text{мин}$ ), чем

подтверждается положение о преобладающей роли резания в процессе распиливания мрамора.

При распиливании более твердых материалов, в частности стекла и кремния, увеличение параметров лунки за счет увеличения энергии разряда положительно сказывается на условиях закрепления алмазных зерен на поверхности штрипсы, чем объясняется повышение интенсивности их распиливания с ростом напряжения на накопительном конденсаторе в процессе выполнения операции электроэрозионного модифицирования поверхности.

Влияние модифицирования поверхности штрипсы на шероховатость распиленной ею поверхности образцов отражают данные, представленные на рис. 5.

Из рисунка следует, что при распиливании штрипсой в исходном состоянии значение параметра  $Ra$  шероховатости распиленной поверхности образцов снижается по мере увеличения твердости их материала. Так, для мрамора значение параметра  $Ra$  составило 2,65 мкм, для стекла – 2,17 мкм и для кремния – 1,69 мкм. При использовании штрипсы с модифицированной поверхностью ( $U = 30 \text{ В}$ ) ситуация существенно образом изменяется: наименьшее значение параметра  $Ra = 1,51 \text{ мкм}$  имеет распиленная поверхность мраморного образца, несколько большее ( $Ra = 1,64 \text{ мкм}$ ) – кремниевое, а наибольшее ( $Ra = 2,53 \text{ мкм}$ ) – стеклянное. С повышением в процессе модифицирования штрипсы напряжения на накопительном конденсаторе до 75 В значение параметра  $Ra$  шероховатости распиленной поверхности во всех случаях возрастает и достигает для мрамора – 1,72 мкм, для стекла – 3,13 и для кремния – 1,73 мкм. Увеличение параметра  $Ra$  с повышением напряжения накопительного конденсатора объясняется возрастанием геометрических параметров лунок, получаемых на поверхности штрипсы, что, в свою оче-

редь, способствует более эффективному закреплению на ней алмазных частиц. В результате они вызывают более интенсивное резание материала образцов с

отделением частиц большего размера, что сопровождается увеличением шероховатости их распиленной поверхности.

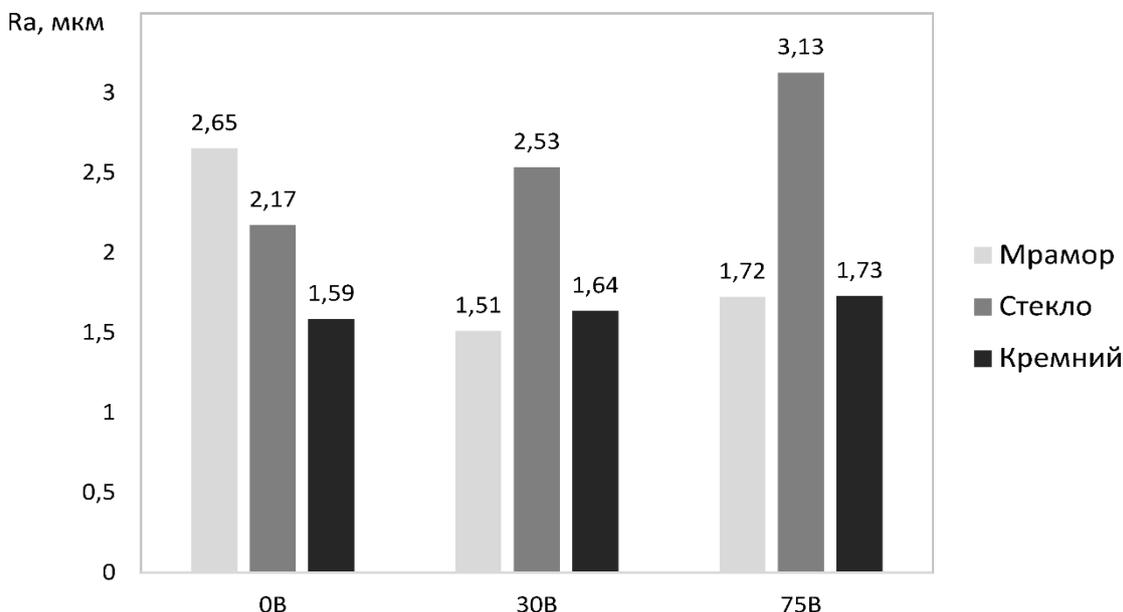


Рис. 5. Значения параметра Ra распиленной поверхности образцов штрипсой в исходном состоянии рабочей поверхности ( $U = 0$ ) и после ее электроэрозионного модифицирования, проведенного при напряжении на накопительном конденсаторе 30 и 75 В

Интересные результаты получены при распиливании мрамора штрипсой в исходном состоянии и после ее модифицирования. В первом случае значение параметра Ra шероховатости распиленной поверхности составило 2,65 мкм, а во втором при  $U = 30$  В  $Ra = 1,51$  мкм и при  $U = 75$  В  $Ra = 1,72$  мкм, т. е. оно существенно снизилось, чего не наблюдается при распиливании образцов из стекла и кремния, имеющих более высокую твердость.

Как отмечалось ранее, при распиливании мрамора штрипсой в исходном состоянии ее рабочей поверхности в силу его низкой твердости алмазные частицы не вызывают его хрупкого разрушения, а преобладающим процессом является пластическое деформирование материала в зоне обработки за счет воздействия пакетированных в отдельные группы (кластеры) алмазных зерен, что

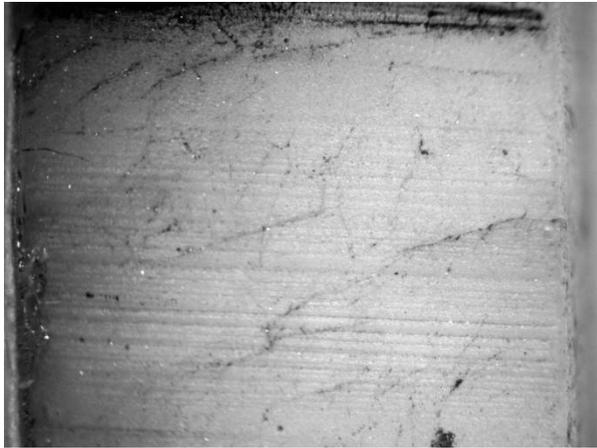
приводит к формированию на распиленной поверхности глубоких царапин (рис. 6, а).

При использовании штрипсы с модифицированной поверхностью разрушение мрамора происходит главным образом за счет его микрорезания наплывами металла с отделением мелкодисперсных частиц, а участие в этом процессе алмазных зерен оказывается весьма незначительным. В результате на распиленной поверхности (рис. 6, б) отсутствуют глубокие риски, она приобретает более однородную структуру и имеет меньшую шероховатость, чем после распиливания штрипсой в исходном состоянии рабочей поверхности. С ростом в процессе модифицирования поверхности штрипсы напряжения накопительного конденсатора, т. е. энергии электрического разряда, размеры наплывов металла по краям лунки уве-

личиваются, что равносильно увеличению высоты зуба на инструменте, чем обуславливается, наряду с повышением

интенсивности распиливания образца, увеличение шероховатости его распиленной поверхности.

а)



б)

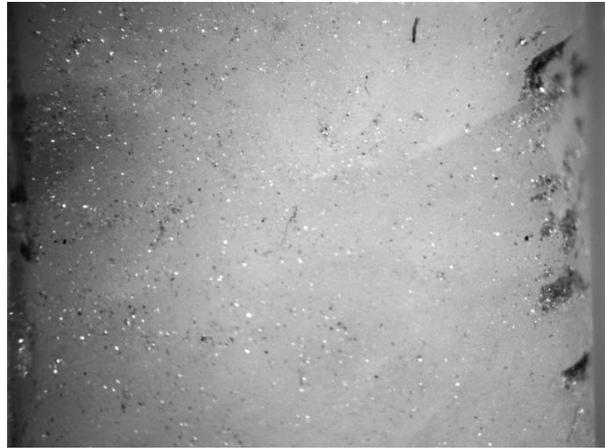


Рис. 6. Распиленная поверхность мраморного образца (20<sup>х</sup>) штрипсой в исходном состоянии рабочей поверхности (а) и после ее электроэрозионного модифицирования (U = 75 В) (б)

### Выводы

1. Показано, что в результате электроэрозионного модифицирования рабочей поверхности штрипсы на ней формируются лунки, обеспечивающие снижение явления перекатывания абразивных зерен, подаваемых в зону обработки, что способствует повышению производительности распиливания хрупких неметаллических материалов за счет интенсификации процесса их микрорезания закрепленными на поверхности штрипсы абразивными зернами.

2. Разработана методика проведения экспериментальных исследований по влиянию режимов электроэрозионного модифицирования поверхности стальной (У8А) штрипсы на ее режущую способность при распиливании образцов из хрупких неметаллических материалов различной твердости (мрамор, стекло, кремний), а также на шероховатость их распиленной поверхности.

3. На основе анализа полученных экспериментальных данных установлено, что применение электроэрозионного

модифицирования поверхности штрипсы позволяет, по сравнению со штрипсой в исходном состоянии, повысить интенсивность распиливания образцов из всех исследуемых материалов. При этом с увеличением их твердости интенсивность распиливания снижается. С ростом энергии электрического разряда за счет повышения напряжения накопительного конденсатора U отношение интенсивностей распиливания штрипсой с модифицированной поверхностью и в исходном состоянии ( $i_m/i_0$ ) во всех случаях увеличивается. Так, с повышением U с 30 до 75 В отношение  $i_m/i_0$  возросло при распиливании кремния с 1,21 до 1,33, при распиливании стекла – с 1,23 до 1,35, а при распиливании мрамора – с 2,03 до 14,2.

4. Показано, что при распиливании мрамора, имеющего весьма низкую твердость (три единицы по шкале Мооса), столь существенное повышение режущей способности штрипсы с модифицированной поверхностью объясняется тем, что удаление материала происходит главным образом за счет его

микрорезания наплывами металла, образующимися по краям лунки и выходящими за исходный контур поверхности, а доля абразивного разрушения в этом случае оказывается незначительной, что подтверждается результатами экспериментов. Так, интенсивность распиливания мраморного образца штрипсой с модифицированной поверхностью без использования алмазной пасты составила  $9,5 \text{ мм}^2/\text{мин}$ , а с ее применением –  $10 \text{ мм}^2/\text{мин}$ .

5. Экспериментально установлено, что при распиливании штрипсой в исходном состоянии значение параметра Ra шероховатости распиленной поверхности образцов снижается по мере увеличения твердости их материала. Так, для мрамора его значение составило  $2,65 \text{ мкм}$ , для стекла –  $2,17 \text{ мкм}$  и для кремния –  $1,69 \text{ мкм}$ . При использовании штрипсы с модифицированной поверхностью ( $U = 30 \text{ В}$ ) наименьшее значение параметра ( $Ra = 1,51 \text{ мкм}$ ) имеет распиленная поверхность мраморного образца, несколько большее ( $Ra = 1,64 \text{ мкм}$ ) – кремниевого, а наибольшее ( $Ra = 2,53 \text{ мкм}$ ) – стеклянного. С повышением в процессе

модифицирования штрипсы напряжения накопительного конденсатора до  $75 \text{ В}$  значение параметра Ra шероховатости распиленной поверхности образцов во всех случаях возрастает и достигает для мраморного –  $1,72 \text{ мкм}$ , для стеклянного –  $3,13 \text{ мкм}$  и для кремниевого –  $1,73 \text{ мкм}$ .

6. Показано, что при распиливании мрамора штрипсой в исходном состоянии в силу его низкой твердости алмазные зерна не вызывают его хрупкого разрушения, а преобладающим является пластическое деформирование материала в зоне обработки с образованием однонаправленных царапин большой глубины, чем объясняется значительная шероховатость распиленной поверхности ( $Ra = 2,65 \text{ мкм}$ ). При использовании штрипсы с модифицированной поверхностью разрушение мрамора происходит главным образом в результате его микрорезания наплывами металла, образовавшимися по краям лунки, что исключает формирование на его поверхности глубоких царапин, а соответственно, снижает шероховатость ( $Ra = 1,72 \text{ мкм}$ ).

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Курносков, А. И. Технология производства полупроводниковых приборов и интегральных микросхем / А. И. Курносков, В. В. Юдин. – М. : Высш. шк., 1986. – 368 с.
2. Справочник технолога-оптика / М. А. Окатов [и др.]. – СПб. : Политехника, 2004. – 679 с.
3. Доводка прецизионных деталей машин / П. Н. Орлов [и др.]; под ред. Г. М. Ипполитова. – М. : Машиностроение, 1978. – 256 с.
4. Запорожский, В. П. Обработка полупроводниковых материалов / В. П. Запорожский, Б. А. Лапшинов. – М. : Высш. шк., 1988. – 184 с.
5. Модификация исходной поверхности проволочного инструмента с целью придания ей режущей способности путем применения электроконтактной обработки / М. Г. Киселев [и др.] // Вестн. Белорус.-Рос. ун-та. – 2012. – № 1. – С. 13–22.
6. Методика и оборудование для оценки режущей способности проволочного инструмента / М. Г. Киселев [и др.] // Метрология и приборостроение. – 2012. – Т. 56, № 1. – С. 23–25.
7. Эффективность применения электроконтактной обработки поверхности проволочного инструмента с целью придания ей режущей способности / М. Г. Киселев [и др.] // Вестн. Полоц. гос. ун-та. – 2013. – № 11. – С. 73–77.
8. Применение штрипс с модифицированной поверхностью для распиливания зубной ткани / М. Г. Киселев [и др.] // Приборостроение-2013 : материалы 6 Междунар. науч.-техн. конф., Минск, 20–22 нояб. 2013 г. / Белорус. нац. техн. ун-т ; редкол. : О. К. Гусев [и др.]. – Минск, 2013. – С. 310–311.
9. Экспериментальная оценка режущей способности штрипс с модифицированной путем электроконтактной обработки рабочей поверхностью / М. Г. Киселев [и др.] // Механика машин, механизмов и материалов. – 2014. – Т. 28, № 3. – С. 64–68.

10. Влияние режимов электроконтактной обработки исходной поверхности проволочного инструмента на величину сил резания в процессе распиливания им материалов без использования абразивной суспензии / М. Г. Киселев [и др.] // Современные методы и технологии создания и обработки материалов : в 3 т. / Физико-техн. ин-т ; редкол. : С. А. Астапчик (гл. ред.) [и др.]. – Минск, 2014. – Т. 2. – С. 92–99.

*Статья сдана в редакцию 19 января 2017 года*

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

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

**Андрей Павлович Русанов**, студент, Белорусский национальный технический университет.

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

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

**Andrei Pavlovich Rusanov**, student, Belarusian National Technical University.



ская схема и конструкция привода рабочего органа. В качестве основного функционального элемента привода использована планетарная передача, позволившая существенно упростить конструкцию привода, уменьшить его габариты и массу.

Решение поставленной задачи потребовало проведения большого объема расчетно-исследовательских работ. Одной из проблем на начальном этапе проектирования было обоснование параметров нагрузочного режима редуктора привода. Анализ состояния этого вопроса показал, что в технической литературе мало информации о нагрузках в приводе рабочих органов комбайнов и достоверность её вызывает сомнение. Ошибки в оценке нагрузок могут привести к отрицательным последствиям из-за погрешностей при расчётах на прочность и ресурс создаваемой конструкции. При малом запасе прочности не обеспечивается приемлемая надежность, при большом запасе получается заведомо избыточная масса и энергоёмкость привода. Именно поэтому актуальна задача исследования нагрузочных характеристик привода в реальных условиях эксплуатации.

Исследования выполнялись на опытном образце комбайна в процессе испытаний, проводимых в шахтной выработке ОАО «Беларуськалий». Методика проведения испытаний заключалась в следующем. Режущая коронка (рабочий орган комбайна) внедряется в массив, после чего машинист комбайна посредством ручного управления перемещает стрелу рабочего органа по выработке с условием обеспечения максимальной производительности комбайна. При этом в режиме реального времени осуществляется непрерывная запись изменения силы тока электродвигателя привода режущей коронки в течение нескольких рабочих смен с фильтрацией экспериментальных данных. На их основе формируется выборка необходимого объёма для последующей стати-

стической обработки полученных результатов эксперимента. Дискретность записи изменения силы тока электродвигателя соответствовала временному интервалу, равному 1 с. Напряжение питания электродвигателя в процессе испытаний изменяется незначительно и составляет в среднем 1140 В.

Фрагмент графика изменения силы тока во времени приведен на рис. 2. Результаты записи изменения тока  $I_{эд}$  использовались для определения мощности нагрузки электродвигателя  $P_{эд}$ .

Мощность на валу электродвигателя  $P_{эд}$  определяется по формуле [1]

$$P_{эд} = \sqrt{3} I_{эд} U_{ном} \eta \cos \varphi, \quad (1)$$

где  $I_{эд}$  – потребляемый электродвигателем ток, А (значения регистрируются в процессе испытаний);  $U_{ном}$  – номинальное напряжение электросети,  $U_{ном} = 1140$  В;  $\eta$  – КПД электродвигателя;  $\cos \varphi$  – коэффициент мощности электродвигателя.

Параметры  $\eta$  и  $\cos \varphi$  определяются по документации электродвигателя в зависимости от величины относительной нагрузки электродвигателя по мощности  $P_{эд}/P_{ном}$ , где  $P_{ном}$  – номинальная мощность электродвигателя. Графики изменения параметров  $I_{эд}$ ,  $\eta$  и  $\cos \varphi$  в зависимости от отношения  $P_{эд}/P_{ном}$  представлены на рис. 1.

Для определения значений КПД  $\eta$  и коэффициента нагрузки  $\cos \varphi$  регистрируемая величина тока  $I_{эд}$  в каждый момент времени сравнивается с величиной силы тока  $I_{эд}$  на кривой графика. В результате находятся искомые значения  $\eta$  и  $\cos \varphi$ . Затем по формуле (1) вычисляются текущие значения мощности нагрузки электродвигателя  $P_{эд}$  в процессе работы комбайна.

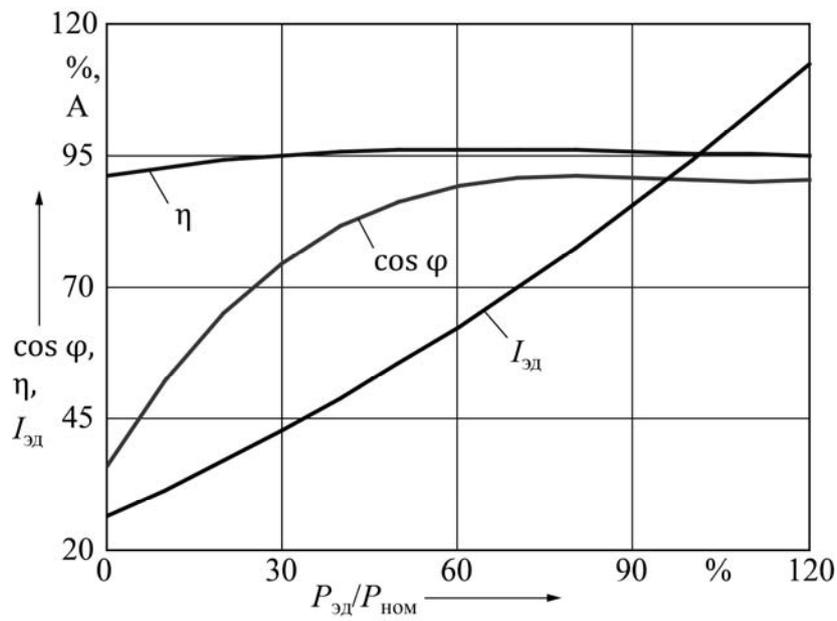


Рис. 1. Нагрузочные характеристики электродвигателя

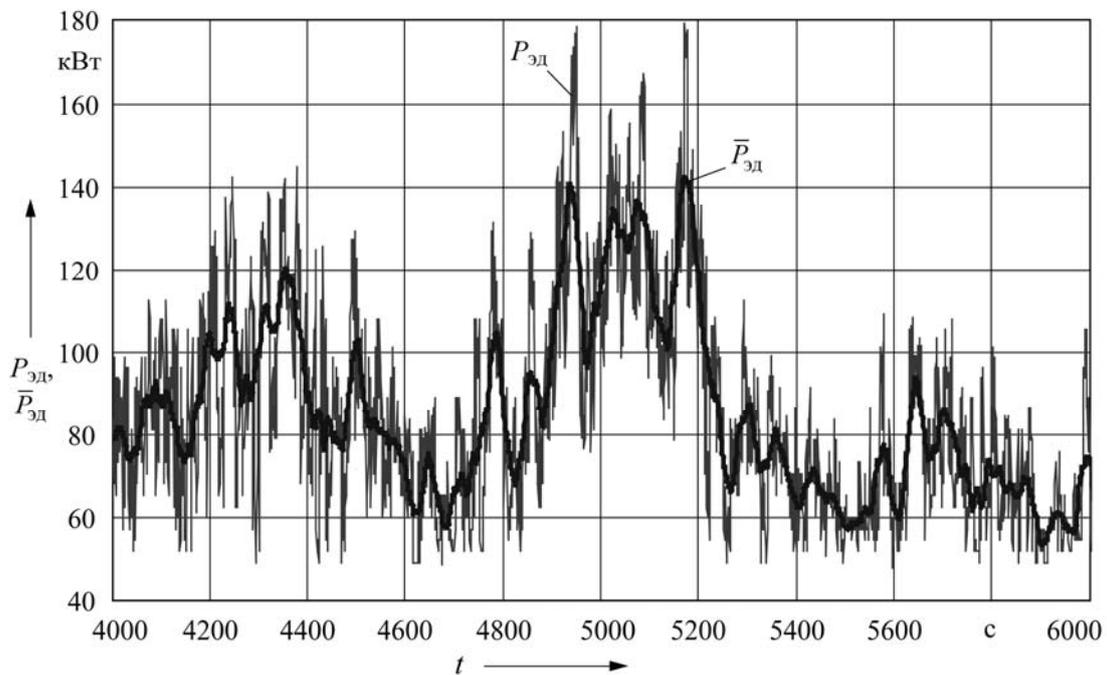


Рис. 2. График изменения реализуемой электродвигателем мощности

График изменения мощности электродвигателя  $P_{эд}$  привода рабочего органа комбайна представлен на рис. 2. Для большей наглядности приведен не

полный объем графика, а выборка из 2000 значений, соответствующая времени работы привода в течение 2000 с.

Для вычисления статистических

оценок реализованного процесса необходимо определиться с шагом дискретизации и объемом выборки.

В качестве шага дискретизации примем интервал записи данных в регистрирующем блоке – 1 с. Для получения необходимой точности статистических оценок примем полный объем выборки  $10^4$  точек.

Процесс, представленный на рис. 2, нестационарный. Это обусловлено тем, что порода имеет разброс по сопротивляемости резанию. Поэтому для последующего анализа необходимо произвести фильтрацию полученной реализации, заключающуюся в определении текущего среднего процесса и его центрировании согласно методике [2].

В общем виде случайный процесс описывается следующей функцией:

$$x(t) = \bar{x}(t) + \overset{\circ}{x}(t), \quad (2)$$

где  $\bar{x}(t)$  – текущее значение математического ожидания;  $\overset{\circ}{x}(t)$  – центрированная составляющая случайного процесса.

Для выделения  $\bar{x}(t)$  использован фильтр В. С. Пугачева, имеющий следующую прямоугольную характеристику [2]:

$$h(n_i) = \begin{cases} 1 & \text{при } |n_i| \leq 0,5n_\phi; \\ 0 & \text{при } |n_i| > 0,5n_\phi, \end{cases} \quad (3)$$

где  $n_\phi$  – количество ординат случайного процесса, используемых для вычисления  $j$ -го значения  $\bar{x}_j(t)$ ;  $n_i$  – порядковые номера текущих ординат в интервале от  $-0,5n_\phi$  до  $+0,5n_\phi$ , покрываемых фильтром.

Значение текущего среднего  $\bar{x}_j(t)$  определяется по формуле

$$\bar{x}_j(t) = \frac{1}{n_\phi + 1} \sum_{i=-0,5n_\phi}^{0,5n_\phi} h(n_i)x_{j+1}; \quad j = \overline{1, N}, \quad (4)$$

где  $N$  – объем выборки.

Центрирование ординат осуществляется по выражению

$$\overset{\circ}{x}(t) = x(t) - \bar{x}(t). \quad (5)$$

На рис. 2 жирной линией представлен график, иллюстрирующий выделение текущего среднего значения реализуемой двигателем мощности  $\bar{P}_{эд}$ , а на рис. 3 – ее центрированная составляющая  $\overset{\circ}{P}(t)$ .

На основе сформированной реализации мощности электродвигателя  $\bar{P}_{эд}$  осуществлялось определение её статистических характеристик.

Оценка математического ожидания определяется как выборочное среднее:

$$\bar{x} = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N x_i, \quad (6)$$

где  $x_i$  – принятое обозначение при статистическом анализе исследуемой случайной величины – мощности электродвигателя  $P_{эди}$ .

Оценка дисперсии  $D_x$  характеризует разброс значений случайной величины относительно математического ожидания:

$$D_x = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N (x_i - \bar{x})^2. \quad (7)$$

Среднее квадратическое отклонение  $\sigma_x$ , называемое стандартом случайной величины, характеризует значение вариации случайной величины:

$$\sigma_x = \sqrt{D_x}. \quad (8)$$

Коэффициент вариации  $V_x$ , %, характеризует относительную меру рассеивания:

$$V_x = 100 \frac{\sigma_x}{\bar{x}}. \quad (9)$$

Полученные значения числовых

статистических оценок приведены в табл. 1.

Для оценки связи между случайными значениями нагрузки проведем

корреляционный анализ, заключающийся в построении корреляционной функции  $R_x(\tau)$ , согласно методике [2].

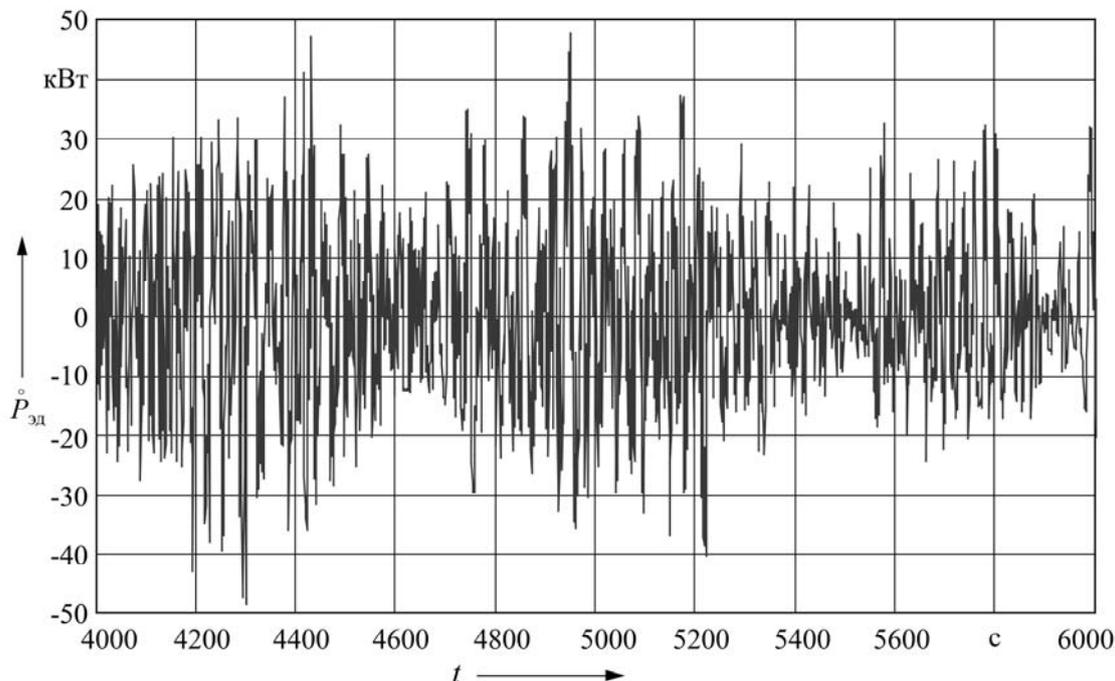


Рис. 3. График изменения центрированной составляющей мощности двигателя

Табл. 1. Числовые значения статистических оценок

$\bar{x}$ , кВт	$D_x$ , кВт <sup>2</sup>	$\sigma_x$ , кВт	$V_x$ , %
81,2	280,8	16,8	20,6

Корреляционная функция вычисляется по формуле

$$R_x(\tau) = \frac{1}{N-n} \sum_{i=1}^{N-n} x_i x_{i+n}, \quad (10)$$

где  $x_{i+n}$  – центрированная ордината случайного процесса в момент времени  $t_i + \tau$ ;  $n = 0, 1, 2, 3, \dots$  – число, определяющее величину сдвига по оси абсцисс, причём  $n = \tau/\Delta t$ ;  $\Delta t$  – шаг дискретизации случайного процесса во временной области (в данном случае  $\Delta t = 1$  с).

На рис. 4 представлен график нормированной корреляционной функции  $\rho_x(\tau)$ , представляющей собой отношение корреляционной функции  $R_x(\tau)$  к дисперсии случайного процесса  $D_x$ .

$$\rho_x(\tau) = R_x(\tau)/D_x. \quad (11)$$

Из приведенного графика следует, что время корреляции  $\tau_0$  составляет 6 с, следовательно, ординаты исследуемого случайного процесса изменения мощности электродвигателя привода рабочего органа комбайна слабо коррелированные.

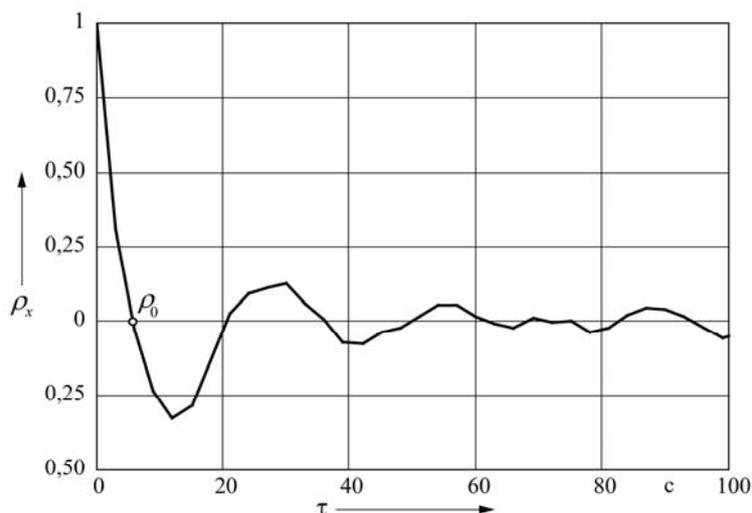


Рис. 4. Нормированная корреляционная функция реализуемой двигателем мощности

Важной характеристикой случайного процесса является его спектральная плотность, характеризующая распределение дисперсии по частоте. Спектральная плотность – величина положительная во всем диапазоне. Для определения спектральной плотности реализуем метод, основанный на преобразовании корреляционной функции. При этом необходимо иметь в виду, что с увеличением абсциссы корреляционной функции  $\tau$  возрастает ошибка вычисления её значения, что приводит к погрешности вычисления спектральной плотности.

Для снижения погрешности используется сглаживание корреляционной функции посредством корреляционного окна. Сглаживание представляет собой такую же фильтрацию ординат функции  $R_x(\tau)$ , как и фильтрация ординат реализации случайного процесса  $x(t)$  низкочастотным фильтром  $h(n_i)$ . Существует несколько функций сглаживания корреляционной функции [2]. В данной работе использована функция Бартлета, имеющая следующий вид:

$$h(\tau) = \begin{cases} 1 - |\tau|/\tau_{\max} & \text{при } |\tau| \leq \tau_{\max}; \\ 0 & \text{при } |\tau| > \tau_{\max}. \end{cases} \quad (12)$$

Для дискретных случайных процессов  $x(t)$  спектральная плотность  $G_x(\omega)$  вычисляется по выражению

$$G_x(\omega) = G_x(j\Delta\omega) = \frac{\Delta\tau}{\pi} [R_x(0) + 2 \sum_{i=1}^{n_{\max}} R_x(i\Delta\tau)h(i\Delta\tau) \times \cos(j\Delta\tau)i\Delta\tau], \quad (13)$$

где  $\Delta\omega$  – шаг дискретизации аргумента  $\omega$  спектральной плотности;  $j$  – номер точки дискретного аргумента  $\omega_j = j\Delta\omega$ ;  $j = 0, 1, 2, 3, \dots, k$ ;  $n_{\max}$  – максимальное число используемых точек корреляционной функции.

Согласно [2], рекомендуется принимать максимальное число точек

$$n_{\max} = 0,1N. \quad (14)$$

Для удобства сравнения результатов экспериментальных исследований используют нормированную спектральную плотность  $g_x(\omega)$  (безразмерная

функция), вычисляемую из соотношения

$$g_x(\omega) = \frac{G_x(\omega)}{D_x}. \quad (15)$$

На рис. 5 приведен график нормированной спектральной плотности реализуемой электродвигателем мощности. Отметим, что в формуле (13) частота  $\omega$  выражается в радианах в секунду, а на графике частота  $\nu = \omega/(2\pi)$  – в герцах.

На графике ярко выражены два значительных пика, соответствующие частотам 6 и 18,7 Гц, где дисперсия максимальна, а также три небольших пика, соответствующих частотам 0,6;

12 и 25 Гц со средним значением дисперсии.

Для оценки плотности вероятности произведем группировку данных эксперимента, разбив весь спектр на 10 интервалов, подсчитаем число результатов, попадающих в заданные интервалы, далее построим гистограмму.

На рис. 6 представлена гистограмма распределения мощности двигателя. Функция  $\hat{f}(P_{эд})$  представляет собой оценку плотности вероятности использования мощности  $f(P_{эд})$ .

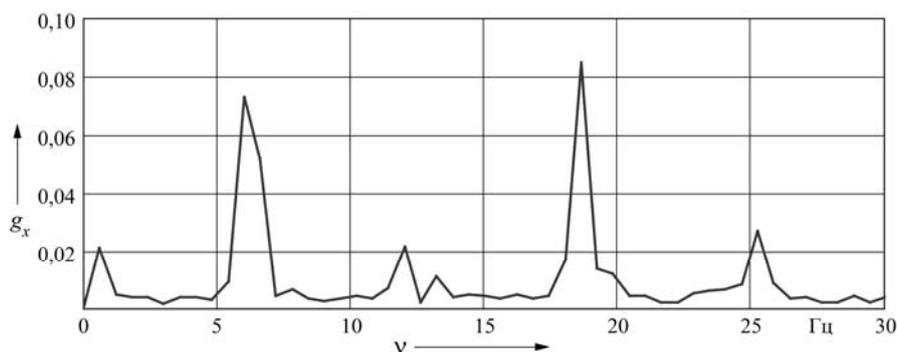


Рис. 5. Нормированная спектральная плотность мощности электродвигателя привода рабочего органа комбайна

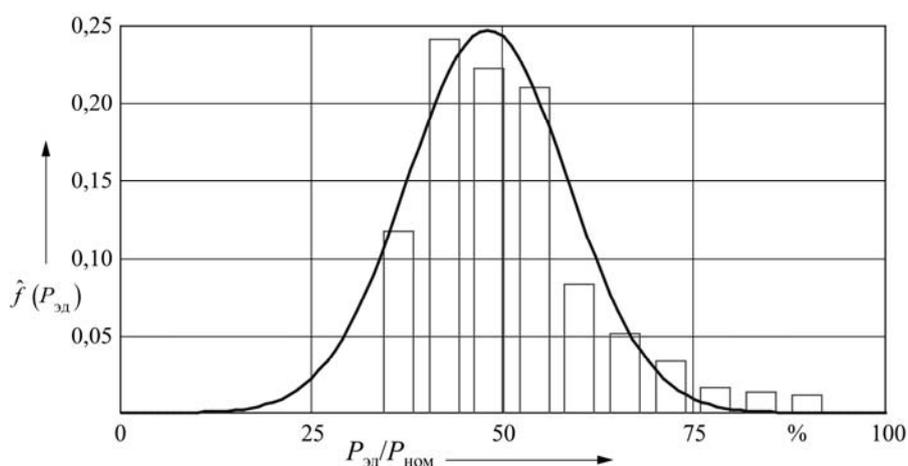


Рис. 6. Гистограмма распределения мощности двигателя

Анализируя полученную гистограмму, можно отметить, что величина

реализуемой электродвигателем мощности находится в основном в пределах

40...55 %, что соответствует 64...88 кВт. Следовательно, перегрузки двигателя в процессе функционирования комбайна не наблюдается. Форма гистограммы близка к нормальному закону распределения. Для того чтобы убедиться в близости её к нормальному закону, произведено вычисление  $\chi^2$  критерия Пирсона согласно методике [3]. При этом расчетное значение критерия сравнивается с табличным с учетом числа степеней свободы и уровня значимости.

Критерий  $\chi^2$  вычисляется согласно выражению

$$\chi^2 = \sum_{i=1}^l \frac{(m_i - Np_i)^2}{np_i}, \quad (16)$$

где  $l$  – число интервалов группирования ординат;  $m_i$  – число результатов эксперимента, попавших в данный интервал;  $N$  – объем выборки;  $p_i$  – вероятность попадания результатов эксперимента в данный интервал при нормальном законе распределения.

Значение  $p_i$  вычисляется по формуле

$$p_i = \frac{nh}{\sigma_x} \varphi(x), \quad (17)$$

где  $h$  – ширина интервала;  $\varphi(x)$  – плотность вероятности нормального закона распределения,

$$\varphi(x) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \exp\left[-\frac{(x - \bar{x})^2}{2\sigma_x^2}\right]. \quad (18)$$

Число степеней свободы для нормального распределения вычисляется по выражению

$$k = l - 3. \quad (19)$$

При уровне значимости 0,05, числе степеней свободы  $k = 7$  табличное значение критерия  $\chi^2 = 14,1$ , а значение критерия, вычисленное по выражению (16), составляет 12,6. Следовательно, гипотеза о нормальном распределении мощно-

сти двигателя подтверждается.

Полученная гистограмма приводится к постоянной расчетной нагрузке методом эквивалентных моментов [4]. Согласно этому методу, эквивалентные моменты для расчета контактных  $T_{HE}$  и изгибных  $T_{FE}$  напряжений определяются по следующим зависимостям:

$$T_{HE} = T_{\max} \mu_H; \quad (20)$$

$$T_{FE} = T_{\max} \mu_F, \quad (21)$$

где  $T_{\max}$  – максимальный вращающий момент в приводе рабочего органа комбайна, Н·м;  $\mu_H$  – коэффициент приведения режима с переменной нагрузкой к постоянному по контактным напряжениям;  $\mu_F$  – то же по изгибным напряжениям.

Значения  $\mu_H$  и  $\mu_F$  находятся по формулам:

$$\mu_H = \sqrt[3]{\sum_{i=1}^K \left(\frac{P_i}{P_{\text{эд}i}}\right)^3} \hat{f}(P_{\text{эд}}); \quad (22)$$

$$\mu_F = \sqrt[q_F]{\sum_{i=1}^K \left(\frac{P_i}{P_{\text{эд}i}}\right)^{q_F}} \hat{f}(P_{\text{эд}}), \quad (23)$$

где  $q_F$  – показатель степени кривой усталости при расчете на изгиб;  $K$  – число столбцов диаграммы.

Применительно к данной диаграмме  $\mu_H = 0,532$ ,  $\mu_F = 0,576$ . Следовательно, согласно [4], исследуемый процесс можно считать средним нормальным.

### Выводы

При выполнении горнопроходческим комбайном рабочего процесса в реальных условиях эксплуатации токовая нагрузка электродвигателя привода рабочего органа носит случайный характер. В результате изменение его мощности во времени представляет собой вероятностный процесс.

Распределение мощности двигателя подчиняется нормальному закону с параметрами:  $\bar{x} = 81,2$  кВт,  $\sigma_x = 16,8$  кВт. Коэффициент вариации нагрузки  $V_x = 20,6$  %.

Величина реализуемой электродвигателем мощности находится в основном в пределах 40...55 %, что соответствует 64...88 кВт.

Время корреляции результатов эксперимента  $\rho_0 = 6$  с, следовательно, процесс изменения мощности слабо коррелированный.

Спектральная плотность мощности двигателя имеет значительные пики при

частотах 6,0 и 18,7 Гц, а также небольшие пики на частотах 0,6; 12 и 25 Гц.

Коэффициенты приведения исследуемого режима с переменной нагрузкой к постоянному режиму составляют для контактного напряжения  $\mu_H = 0,532$ , для изгибного  $\mu_F = 0,576$ .

Полученные результаты экспериментальных исследований использованы при выполнении расчетов, обосновании и выборе основных конструктивных параметров системы привода рабочего органа созданного опытного образца горнопроходческого комбайна.

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Ключев, В. И.** Теория электропривода : учебник / В. И. Ключев. – М. : Энергоатомиздат, 2001. – 704 с.
2. **Тарасик, В. П.** Математическое моделирование технических систем : учебник / В. П. Тарасик. – Минск : Новое знание ; М. : ИНФРА-М, 2016. – 592 с.
3. **Румшицкий, Л. З.** Математическая обработка результатов эксперимента / Л. З. Румшицкий. – М. : Наука, 1971. – 191 с.
4. **ГОСТ 21354–87.** Передачи зубчатые цилиндрические эвольвентные внешнего зацепления. Расчет на прочность. – М. : Изд-во стандартов, 1988. – 128 с.

*Статья сдана в редакцию 30 декабря 2016 года*

**Александр Сергеевич Кучик**, аспирант, Белорусско-Российский университет. Тел.: 8-029-778-22-57.

**Aleksandr Sergeyevich Kuchik**, PhD student, Belarusian-Russian University. Phone: 8-0297-78-22-57.

---

УДК 621.873.1

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

## **КРИТЕРИИ ВЫБОРА ПАРАМЕТРОВ МЕХАНИЗМА ПЕРЕДВИЖЕНИЯ КОЗЛОВОГО КРАНА**

---

UDC 621.873.1

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

## **CRITERIA FOR SELECTION OF PARAMETERS FOR THE TRAVELING MECHANISM OF GANTRY CRANES**

---

### **Аннотация**

Проанализированы методики выбора параметров механизмов перемещения козловых кранов. Отмечается, что статический и пусковой моменты двигателя механизма передвижения крана являются функцией многих переменных. Ограничения на выбор параметров механизмов передвижения накладываются не только в зависимости от объективных, но и субъективных факторов. Представлены данные и результаты расчета с вариантами механизма передвижения козлового крана грузоподъемностью 32 т. Проанализированы возможности уменьшения расчетной мощности привода в зависимости от ветровых нагрузок и условий эксплуатации. Расчетным путем установлено, что снижение ветровой нагрузки может уменьшить проектную мощность электродвигателя механизма передвижения козлового крана.

### **Ключевые слова:**

краны мостового типа, кран козловой, механизм передвижения, ветровая нагрузка, мощность двигателя.

### **Abstract**

The paper analyzes the procedures for selection of parameters for traveling mechanisms of gantry cranes. It is noted that static and starting torques for the motor of the crane traveling mechanism are a function of many variables. Restrictions on the choice of parameters for the traveling mechanism are imposed depending not only on objective factors, but also on subjective ones. The data and results of calculations are presented which give options of traveling mechanisms for the gantry crane with a lifting capacity of 32 tons. The possibility of reducing calculated power of the drive depending on wind loads and operating conditions was analyzed. It was calculated that a decrease in wind load can reduce rated capacity of an electric motor used in the traveling mechanism of gantry cranes.

### **Key words:**

bridge-type cranes, gantry crane, travel mechanism, wind load, engine power.

---

Козловые краны, несмотря на существенный недостаток, выражающийся в виде высокой металлоемкости, широко применяются в производстве. На открытом воздухе они не требуют наличия железобетонных строительных конструкций, лучше поддаются монтажу, обладают более высокой ремонтпригодностью по сравнению с мостовыми кранами. Порядок выбора механизмов пере-

движения установлен М. М. Гохбергом, М. П. Александровым, А. В. Кузьминым [1–3] и другими авторами. Одной из основных задач, стоящих перед проектировщиками кранов, является выбор двигателей механизмов.

Немалую значимость авторы придают поиску оптимальных значений параметров механизмов. В то же время в [1] утверждается, что оптимальные ме-

ханизмы должны обеспечивать реализацию характеристик, гарантирующих работу крана в экстремальных режимах на протяжении всего периода эксплуатации. Особенностью проектирования кранов в СССР являлась необходимость в серийном производстве. Принимая во внимание протяженность территорий, разные климатические условия, возможности расположения кранов в горных и приморских районах, металлоконструкции и механизмы проектировались с учетом возникновения экстремальных нагрузок. Хотя перед разработчиками конструкторской документации и ставилась задача снижения удельных приведенных затрат, но по соображениям обеспечения безопасности и надежности приоритеты сдвигались в сторону повышения прочности и, как следствие, массы, мощности и энергопотребления. Как правило, непосредственная связь между покупателем крана и разработчиком конструкторской документации отсутствовала, что приводило к использованию в эксплуатации кранов, обладающих высокой энергоемкостью.

В настоящее время при проектировании кранов применяются методики, представленные в [1–3]. Они предполагают использование усредненных показателей, что приводит к повышению удельных металлоемкости и мощности кранов и существенно снижает конкурентоспособность по сравнению с кранами европейского и китайского производства. Дополнительным фактором, снижающим конкурентоспособность кранов белорусского производства, является ограниченный доступ к продукции металлопроката из высокопрочных легированных сталей, что значительно повышает металлоемкость кранов и стоимость их эксплуатации.

Авторы [1–3] отмечают, что главными исходными данными являются режим работы крана и группа работы кранового механизма. Условия будущей эксплуатации крана определяют мощ-

ность двигателя и параметры периода включения (ПВ). В целях исследования и сравнения возможных параметров крановых механизмов М. М. Гохберг [1] приводит характеристики кранов, работающих в различных условиях эксплуатации. Назначение крана существенно влияет на его характеристики. Точное задание назначения крана, условий эксплуатации, места его расположения может значительно уменьшить нагрузки на крановые механизмы, осуществить выбор двигателя со сниженным значением статической мощности и меньшей стоимости при сохранении заданных скоростных и силовых параметров, обеспечить повышение конкурентоспособности.

Для выбора мощности двигателя механизма передвижения крана необходимо определить значения сил сопротивления передвижению. Эти силы состоят из сопротивления качению крана  $W_k$ :

$$W_k = \omega_k(G_k + G_{gr} + G_t),$$

где  $\omega_k$  – обобщенный коэффициент сопротивления передвижению крана, зависящий от коэффициента трения качения ходовых колес по рельсам и коэффициента, учитывающего сопротивление трению реборд колес и торцов ступиц колес [2];  $G_k$  – вес крана;  $G_{gr}$  – вес груза с грузовой подвеской;  $G_t$  – вес крановой тележки, и сопротивления от горизонтального уклона пути  $W_g$ :

$$W_g = \alpha(G_k + G_{gr} + G_t),$$

где  $\alpha$  – значение горизонтального уклона пути.

Ветровая нагрузка на металлоконструкцию крана, тележку, кабину и груз определяется по [4].

На основе суммарных сопротивлений передвижению крана можно найти требуемый статический момент  $M_{ст}$ :

$$M_{ст} = \frac{\sum W \cdot D_k}{2i_r \cdot \eta_r},$$

где  $D_k$  – диаметр ходового колеса;  
 $i_r$  – передаточное число редуктора;  
 $\eta_r$  – КПД редуктора.

При работе крана статический момент не является максимальным. При выборе двигателя необходимо учесть силы инерции груза и механизмов, возникающие в начале движения. Рекомендуется [2] силы инерции вычислять на базе допущения о том, что ускорение в начале движения постоянно и определяется на основе отсутствия проскальзывания ходового колеса. При использовании рекомендуемых значений ускорений момент инерции

$$M_{ин} = \frac{2\pi n_k m D^2}{4t_n},$$

где  $n_k$  – частота вращения ходового колеса;  $m$  – масса крана с грузом;  $t_n$  – рекомендуемое время пуска.

Таким образом, требуемые статический и пусковой моменты являются важными факторами при выборе двигателей механизма передвижения козлового крана. Значения этих моментов зависят не только от сил сопротивления перемещению крана, но и от диаметра ходовых колес и передаточного числа редуктора. Выбор кранового двигателя должен осуществляться совместно с выбором диаметра приводных колес и передаточного числа редуктора, т. к. параметры этих механизмов должны быть согласованы (статический момент, пусковой момент, частота вращения). Отклонение действительной скорости передвижения крана от заданной не может превышать 15 %. Дополнительно производитель кранов может ограничить возможности использования, например, электродвигателей двигателями с короткозамкнутым или фазным ротором. Таким образом, находясь в условиях большого количества ограничений, проектировщик не всегда в состоянии выбрать наилучший вариант исходя из технических, ценовых и эксплуатационных требований.

Проведем обзор возможных вариантов для козлового крана грузоподъемностью 32 т. Режим работы крана А5, режим работы механизмов М6, масса крана 88 т. В качестве исходных данных приняты значения, представленные в табл. 1.

Учитывая, что приводы передвижения устанавливаются с двух сторон крана или на каждую опору, анализируем варианты использования привода с двумя двигателями (табл. 2). Рассмотрим двигатели с фазным ротором.

Двигатели всех проанализированных приводов удовлетворяют условиям расчета на нагрев.

Из представленных вариантов удовлетворяет условиям максимального крутящего момента вариант 3. Вариант 4 с двигателем меньшей мощности также может быть использован, но имеет коэффициент запаса по мощности в период пуска с максимальным грузом при максимальной ветровой нагрузке только 5 %.

Анализ табл. 2 показывает, что наиболее существенной из всех нагрузок является ветровая, её значения превышают значения всех остальных нагрузок в сумме более чем в 3 раза. Расчет ветровых нагрузок производится на основании [4]. Статическое и динамическое давление ветра зависит от взаимного расположения металлоконструкции крана и направления ветра. Пример взаимного расположения крана и розы ветров представлен на рис. 1.

В рассматриваемом случае давление ветра в направлении передвижения крана на 30 % меньше максимального. Давление со стороны юго-востока оказывает влияние в соответствии с зависимостью

$$c = q \cos \alpha_v,$$

где  $c$  – коэффициент аэродинамического сопротивления;  $q$  – динамическое давление ветра;  $\alpha_v$  – угол отклонения вектора давления от нормали к металлоконструкции крана.

Табл. 1. Исходные данные для выбора механизма передвижения крана

Наименование параметра	Единица измерения	Значение
Вес груза с крюковой подвеской	кН	345
Вес крановой тележки	кН	100
Вес крана	кН	880
Скорость движения крана	м/с	0,8
Диаметр ходового колеса	м	0,5
Сопротивление на ходовых колесах крана	кН	14
Сопротивление от горизонтального уклона пути	кН	4
Суммарное значение ветровой нагрузки	кН	66
Суммарное значение сил сопротивления передвижению	кН	74
Требуемая статическая мощность	кВт	59
Требуемый статический момент	кН·м	17
Сила инерции движущегося крана с грузом	кН	14
Требуемая пусковая мощность	кВт	64
Требуемый пусковой момент	кН·м	20
КПД передачи	–	0,96

Табл. 2. Варианты параметров приводов

Наименование параметра	Единица измерения	Вариант				
		1	2	3	4	5
Марка двигателя [5]	–	МТКН-412-6	МТКН-411-6	МТКН-312-6	МТКН-311-6	МТКН-211-6
Мощность	кВт	30	22	15	11	7,5
Частота вращения	мин <sup>-1</sup>	950	945	962	900	940
Номинальный крутящий момент	Н·м	292	214	146	107	73
Коэффициент крутящего момента	–	3,3	3,3	3,7	3,3	2,7
Масса двигателя	кг	279	253	185	200	149
Требуемое передаточное число по моменту	–	28,7	39,2	57	78	114
Требуемое передаточное число по угловой скорости	–	30,7	30	30	30	30
Марка редуктора [6]	–	PM650	PM650	PM650	PM650	PM650
Передаточное число редуктора	–	31,5	31,5	31,5	31,5	40
Действительный статический момент	кН·м	7	6,5	4,4	3,2	2,8
Отклонение статического момента	%	–20	–30	–90	–159	–199
Действительный пусковой момент	кН·м	23	21	16	10	7,5
Отклонение пускового момента	%	56	52	37	5	–34
Действительная скорость крана	м/с	0,98	0,78	0,78	0,78	–0,62
Отклонение скорости крана	%	23	–2,5	–2,5	2,4	23

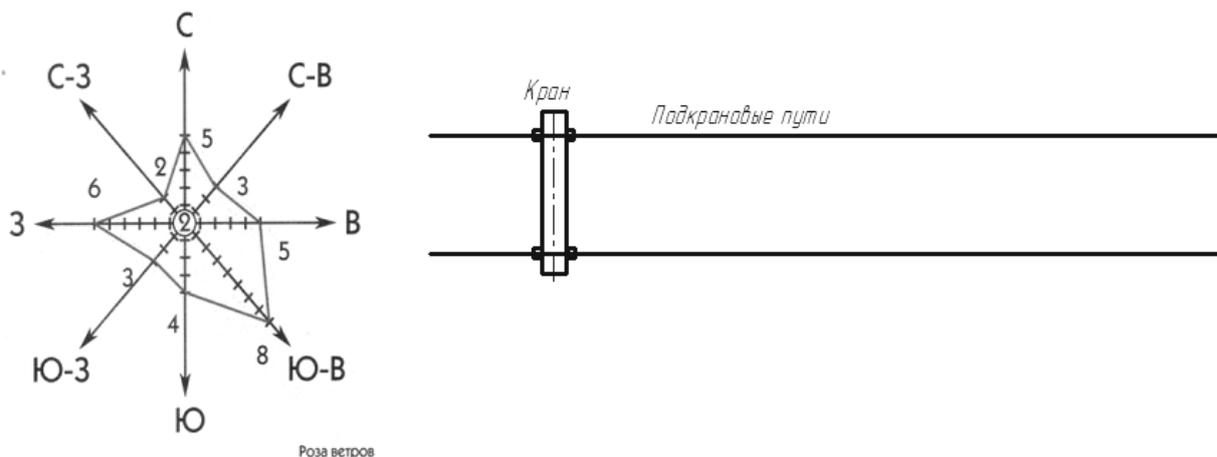


Рис. 1. Взаимное расположение крана и розы ветров

Кроме того, согласно [7] в районах, соседствующих с Республикой Беларусь, средняя скорость ветра составляет 5...7 м/с, в то время как [4] определяет скорость ветра в 16 м/с. В соответствии с [7] такая скорость ветра может возникать в течение 16 дней в году. Таким образом, вероятность необходимости работы при указанной скорости ветра в году составляет 0,04.

Немаловажным критерием является график загрузки механизмов, пример которого представлен в [8, рис. 1.2.3]. Такой график устанавливает процентное соотношение работы крана с грузами разной массы применительно ко всему периоду работы. Для классификации режима работы механизмов по группе М6 продолжительность работы с полной загрузкой не превышает 20 %, что соответствует вероятности возникновения такого случая, равной 0,2. Таким образом, вероятность возникновения ситуации, когда необходима работа крана с полной загрузкой при максимальном ветре, равна 0,008.

При проектировании новых кранов для Республики Беларусь высока возможность согласования с заказчиком варианта приостановки работы крана с грузом полной массы на период наличия ветров скоростью более 10 м/с. В целях обеспечения безопасности следует выполнять расчет на опрокидыва-

ние и прочность конструкции для максимального давления ветра, а расчет механизмов согласовывать с местом установки крана, условиями эксплуатации, режимами работы и другими факторами, что позволит снизить стоимость продукции при незначительном уменьшении необходимых эксплуатационных параметров.

Для расчетного случая, при установке крана в соответствии с положением, указанным на рис. 1, ветровая нагрузка снижается на 30 %. Таким образом, суммарная сила сопротивления передвижению уменьшается до 64 кН, а расчетная статическая мощность – до 51 кВт. Тогда расчетную мощность двигателя механизма передвижения крана можно снизить на 15 %.

### Заключение

Проанализированы методики выбора крановых механизмов, которые использовались в СССР и применяются при проектировании кранов на территории Республики Беларусь в настоящее время. Отмечается, что краны, спроектированные на базе этих методик, отличаются высокой энергоемкостью и имеют низкую конкурентоспособность по сравнению с кранами европейских и китайских производителей.

Представлены основы расчетов,

применяемых для проектирования механизмов передвижения козловых кранов. Определены параметры для нескольких вариантов механизмов передвижения, выявлены наилучшие варианты с точки зрения использования двигателей меньшей статической мощности.

Рассмотрены возможности снижения расчетных ветровых нагрузок посредством оптимального размещения крана по отношению к розе ветров. Определена вероятность возникновения критических состояний. Выявлено, что при оптимальной установке крана по отношению к розе ветров возможно

снижение ветровой нагрузки (в расчетном случае на 30 %), что позволяет уменьшить статическую мощность двигателя в данном случае на 15 %.

Согласование параметров технического задания на проектирование крана с заказчиком и учет вариантов установки козлового крана по отношению к розе ветров, учет влияния климатологических параметров в комплексе с режимами работы крана может уменьшить статическую мощность механизма передвижения крана и снизить его стоимость.

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Справочник по кранам : в 2 т. Т. 2: Характеристики и конструктивные схемы кранов. Крановые механизмы, их детали и узлы. Техническая эксплуатация кранов / М. П. Александров [и др.] ; под общ. ред. М. М. Гохберга. – М. : Машиностроение, 1988. – 559 с.
2. Грузоподъемные машины : учебник для вузов по специальности «Подъемно-транспортные машины и оборудование» / М. П. Александров [и др.]. – М. : Машиностроение, 1986. – 400 с.
3. Кузьмин, А. В. Справочник по расчетам механизмов подъемно-транспортных машин / А. В. Кузьмин, Ф. Л. Марон. – 2-е изд., перераб. и доп. – Минск : Выш. шк., 1983. – 350 с.
4. ГОСТ 1451–77. Краны грузоподъемные. Нагрузка ветровая. Нормы и метод определения. – М. : Гос. ком. стандартов Совета Министров СССР, 1977. – 28 с.
5. Энергоснабкомплект. Промышленное оборудование [Электронный ресурс]. – Режим доступа : [http : // www.esbk.ru](http://www.esbk.ru). – Дата доступа : 18.10.2016.
6. Группа предприятий «Редуктор» [Электронный ресурс]. – Режим доступа : [http : // www.reduktor.nt-tr.ru](http://www.reduktor.nt-tr.ru). – Дата доступа : 18.10.2016.
7. СНиП 23-01-99. Строительная климатология. – М. : Госстрой России, 2000. – 91 с.
8. Справочник по кранам : в 2 т. Т. 1 : Характеристики материалов и нагрузок. Основы расчета кранов, их приводов и металлических конструкций / М. П. Александров [и др.] ; под общ. ред. М. М. Гохберга. – М. : Машиностроение, 1988. – 536 с.

*Статья сдана в редакцию 16 января 2017 года*

**Игорь Вадимович Лесковец**, канд. техн. наук, доц., Белорусско-Российский университет. Тел.: +375-298-46-39-98.

**Александр Дмитриевич Бужинский**, канд. техн. наук, доц., Белорусско-Российский университет.

**Олег Викторович Леоненко**, канд. техн. наук, доц., Белорусско-Российский университет.

**Igor Vadimovich Leskovets**, PhD (Engineering), Associate Prof., Belarusian-Russian University. Phone: +375-298-46-39-98.

**Aleksandr Dmitriyevich Buzhinski**, PhD (Engineering), Associate Prof., Belarusian-Russian University.

**Oleg Viktorovich Leonenko**, PhD (Engineering), Associate Prof., Belarusian-Russian University.

---

УДК 53.49.05

*Ф. Г. Ловшенко, Г. Ф. Ловшенко, А. С. Федосенко*

**ЗАКОНОМЕРНОСТИ СТРУКТУРНО-ФАЗОВЫХ ПРЕВРАЩЕНИЙ  
В МЕХАНИЧЕСКИ ЛЕГИРОВАННЫХ ПОРОШКАХ И ПЛАЗМЕННЫХ  
ПОКРЫТИЯХ ИЗ НИХ**

---

UDC 53.49.05

*F. G. Lovshenko, G. F. Lovshenko, A. S. Fedosenko*

**PATTERNS OF STRUCTURAL AND PHASE TRANSFORMATIONS  
IN MECHANICALLY ALLOYED POWDERS AND PLASMA-SPRAYED  
COATINGS FROM THEM**

---

**Аннотация**

Представлены результаты исследований процесса формирования структуры и фазового состава механически легированных композиционных порошков, полученных по технологии реакционного механического легирования, и покрытий из них. Установлено, что обработка в механореакторе сопровождается структурными и фазовыми превращениями в материале, в результате которых формируется матрица субмикро- / микрокристаллического типа, упрочненная наноразмерными фазами, синтезированными в процессе механического легирования, и наследуемая покрытиями.

**Ключевые слова:**

механическое легирование, порошок для напыления, газотермические покрытия, фазовый состав, структура, упрочняющая фаза, наноразмерные включения.

**Abstract**

The paper presents results of the research into the process of formation of structure and phase composition of mechanically alloyed composite powders produced by reactive mechanical alloying and the coatings made from them. It was found that the treatment in the mechano-reactor is accompanied by structural and phase changes in the material, which lead to the formation of the matrix of submicrocrystalline type strengthened by nanoscale phases which are synthesized in the process of mechanical alloying and inherited by coatings.

**Key words:**

mechanical alloying, powder for plasma spraying, gas thermal coating, phase composition, structure, strengthening phase, nanoscale inclusions.

---

**Введение**

Технология реакционного механического легирования представляет интерес как универсальный метод получения порошковых материалов различного назначения. Она является перспективным способом создания высокостойких конструкционных материалов различного функционального назначения [1–4], в том числе синтеза порошков для газотермических способов напыления [5–7].

Обработка исходной порошковой шихты в механореакторе сопровождается рядом процессов, основными из которых являются пластическая деформация, накопление дефектов кристаллического строения, измельчение материала и объединение мелких фрагментов в гранулы, диффузия и взаимодействие между компонентами, вызывающее образование новых, как правило, наноразмерных фаз, отличающихся высокой термодинамической стабильностью и

обеспечивающих увеличение свойств материалов. К наиболее важным из них следует отнести повышенную твердость и жаропрочность, наследуемые при последующей переработке. При этом повышение свойств материала напрямую зависит от количества механически синтезируемых соединений.

Целью работы является установление закономерностей формирования структуры и фазового состава порошков на основе железа, никеля и оксидной керамики, а также плазменных покрытий из них.

### ***Применяемое оборудование и методика исследования***

Реакционное механическое легирование проводилось в механореакторе на основе вибромельницы гирационного типа с четырьмя помольными камерами объемом 1 дм<sup>3</sup> каждая. Радиус круговых колебаний составлял 5 мм, круговая частота колебаний помольных камер бесступенчато регулировалась в пределах 35 с<sup>-1</sup>. Рабочими телами служили шары из стали ШХ15СГ твердостью 62 HRC. Обработка осуществлялась в камерах из стали 12Х18Н9Т с изолированным рабочим пространством, первоначально заполненным воздушной атмосферой.

Нанесение покрытий на образцы из стали 40Х, подвергнутой улучшению, осуществлялось на плазматроне оригинальной конструкции (аналог ПУН-1), работающем на воздушно-пропановой плазмообразующей смеси. Параметры процесса: сила тока – 250...260 А, напряжение на дуге – 170...180 В, соотношение воздух/пропан – стехиометрическое, скорость плазмы – дозвуковая, скорость частиц напыляемого порошка – 80 ... 100 м/с, расход порошка – 5...7 кг/ч.

Рентгеноструктурный анализ осуществлялся на дифрактометре «ДРОН-3» с применением монохроматизированного  $\text{CoK}\alpha$ - и  $\text{CuK}\alpha$ -излучения. Вторичная монохроматизация осуществлялась пиролитическим графитом с вращением образца в собственной плоскости. Для

определения фазового состава исследуемых материалов проводилась съемка полной рентгенограммы в непрерывном режиме с шагом по углу 0,1°. Интервал углов  $2\theta = 20 \dots 140^\circ$  выбирался с учетом нахождения линий предполагаемых фаз, включающих все линии карточек картотеки ASTM (электронная версия «PCPDFWIN 2,0»). Расшифровка фазового состава полученной рентгенограммы проводилась в программе «Crystallographica Search-Match» (Oxford) и включала удаление фона (автоматически или по точкам), автоматическую разметку линий с удалением  $\text{K}\alpha_2$ -дублетов и расчетом характеристик пиков, выбором порога чувствительности и ширины линии. Идентификация фазового состава проводилась в режиме автоматического поиска эталонных образцов в полной базе данных «PCPDFWIN 2,0», в режиме создания собственной базы данных в программе «Crystallographica Search-Match» по данным элементного состава, известной сингонии и др.

### ***Закономерности формирования фазового состава и структуры механически легированных порошков на основе металлов и покрытий из них***

Исследование выполнено на композициях на основе железа, никеля и смеси оксидов алюминия ( $\text{Al}_2\text{O}_3$ ) и титана ( $\text{TiO}_2$ ), состав которых приведен в табл. 1.

Системы на основе металлов содержали в стехиометрическом соотношении алюминий и оксиды железа ( $\text{Fe}_2\text{O}_3$ ) или никеля ( $\text{NiO}$ ). Согласно результатам термодинамического моделирования в этом случае в процессе механического легирования и плазменного нанесения покрытий между легирующими компонентами должны протекать механически и термически активируемые превращения, одним из продуктов которых является оксид алюминия ( $\text{Al}_2\text{O}_3$ ). Системы на основе смеси окси-

дов  $Al_2O_3$  и  $TiO_2$  легировались алюминием, с одной стороны, и железом или никелем, с другой, что, по данным

определения равновесного фазового состава, должно обеспечить образование алюминидов.

Табл. 1. Состав исследованных терморреагирующих порошков

Номер образца	Содержание компонентов, % масс.						
	Fe	$Fe_2O_3$	Al	Ni	NiO	$Al_2O_3$	$TiO_2$
1	73	17	10	–	–	–	–
2	–	–	10	71	19	–	–
3	10	–	5	–	–	75	10
4	–	–	5	10	–	75	10

Установлено, что формирование структуры металлической основы при механическом легировании происходит в результате протекания процесса динамического возврата. На начальной стадии размола, продолжительность которой составляет 1...2 ч, в частицах происходит увеличение плотности дислокаций до  $10^{12} \text{ см}^{-2}$ . Достигнув критической величины, они перестраиваются, образуя соответствующие субструктуры – фрагментированные зерна. С увеличением степени деформации размер фрагментов уменьшается, а угол разориентировки между ними возрастает; границы между фрагментами становятся большеугловыми, а плотность дислокаций при этом уменьшается. Фрагментация приводит к измельчению кристаллитов до значений, не превышающих нескольких десятков нанометров [3].

#### Фазовый состав и структура порошков.

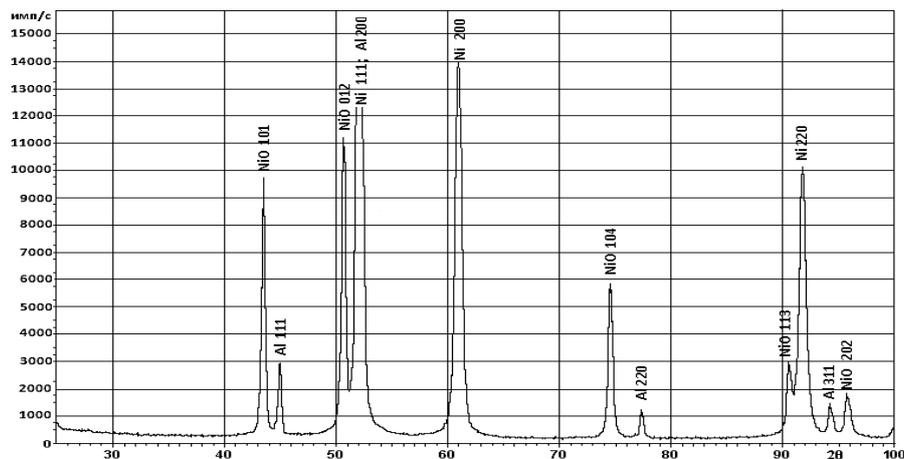
**Композиция 71 % Ni–19 % NiO–10 % Al.** Данные РФА композиции в исходном состоянии приведены на рис. 1, а. Анализ полученных результатов показал, что регистрируемые дифракционные отражения относятся к Ni, его оксиду NiO, алюминию. Как и в предыдущей системе, распределение интенсивности в дифракционных линиях каждой из этих составляющих соответствует данным литературы [8], что указывает на отсутствие преимуществен-

ной ориентации в составляющих исходного порошка.

Анализ результатов рентгеноструктурного исследования, представленных на рис. 1, б и в табл. 2, показывает, что превращения, протекающие при обработке в механореакторе шихты на основе никеля, аналогичны нижеприведенным для системы 1. Согласно проведенной оценке, размер блоков Ni и NiO составляет 15...20 нм. При этом существенно уменьшается количество NiO и элементарного алюминия, что указывает на взаимодействия между ними с образованием рентгеноаморфного оксида алюминия [9, 10]. Кроме того, установлено наличие в ультрадисперсном виде интерметаллида NiAl.

**Композиция 73 % Fe–17 %  $Fe_2O_3$ –10 % Al.** Данные, полученные рентгеновской съемкой композиции порошков, находящейся в исходном состоянии, приведены на рис. 2, а. Из их анализа следует, что оксид железа представлен гематитом –  $\alpha\text{-}Fe_2O_3$ . Распределение интенсивности в дифракционных линиях всех составляющих этой шихты соответствует эталону, что свидетельствует об отсутствии ее текстурированности. Постоянная решетки  $\alpha\text{-}Fe$  составляет  $a = 0,40513 \text{ нм}$ . Значения физического уширения  $\beta$  дифракционных линий  $\alpha\text{-}Fe$  и  $\alpha\text{-}Fe_2O_3$  представлены в табл. 3.

а)



б)

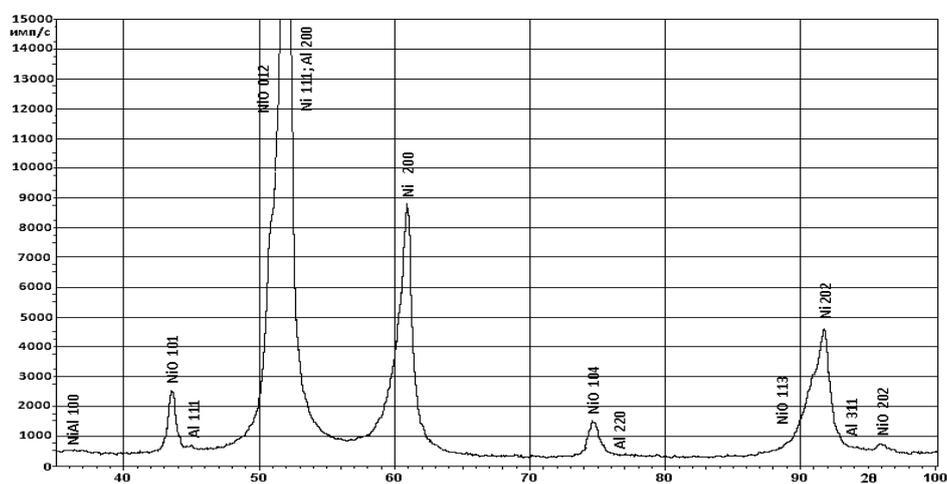
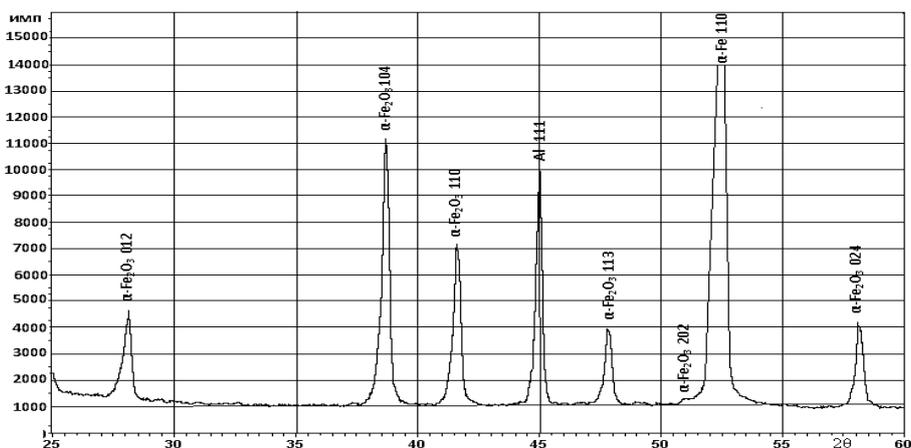


Рис. 1. Фрагмент дифрактограммы порошка состава 73 % Ni–17 % NiO–10 % Al: а – в исходном состоянии; б – после механического легирования

Табл. 2. Значения физического уширения дифракционных линий основных компонентов композиции состава 71 % Ni–19 % NiO–10 % Al

Обработка порошка	Ni		NiO
	$\beta_{111} \cdot 10^{-3}$ рад	$\beta_{222} \cdot 10^{-3}$ рад	$\beta_{110} \cdot 10^{-3}$ рад
Исходное	4,727	18,707	3,99
Механоактивация	14,412	36,675	15,92
Покрытие на стали	7,337	15,7	11,39

а)



б)

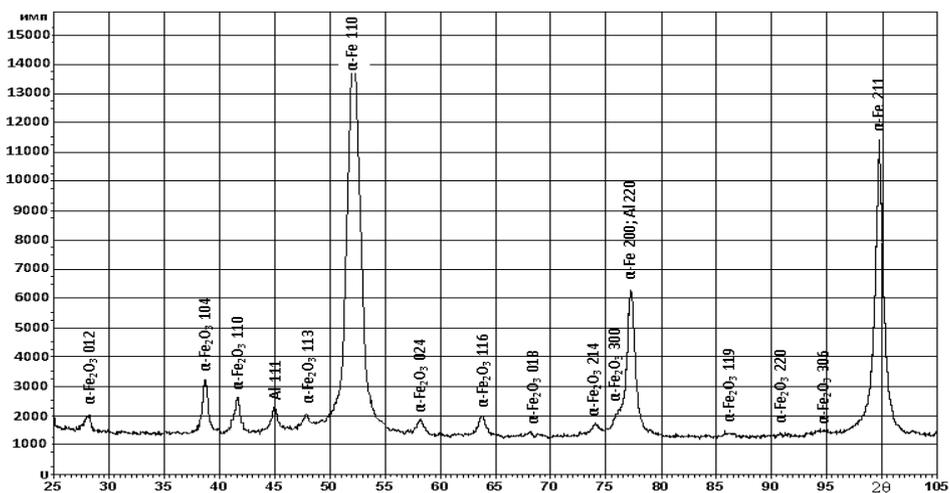


Рис. 2. Фрагмент дифрактограммы порошка состава 73 % Fe–17 % Fe<sub>2</sub>O<sub>3</sub>–10 % Al: а – в исходном состоянии; б – после обработки в механореакторе

Табл. 3. Значения физического уширения дифракционных линий основных компонентов композиции состава 73 % Fe–17 % Fe<sub>2</sub>O<sub>3</sub>–10 % Al

Обработка порошка	α-Fe		α-Fe <sub>2</sub> O <sub>3</sub>
	$\beta_{110} \cdot 10^{-3}$ рад	$\beta_{220} \cdot 10^{-3}$ рад	$\beta_{104} \cdot 10^{-3}$ рад
Исходное	4,667	7,962	3,87
Механоактивация	8,996	20,719	14,03
Покрывание на стали	6,679	24,997	—

Обработка шихты в механореакторе не вносит существенных качественных изменений фазового состава композиции (рис. 2, б). Однако, как следует из представленных дифрактометрических данных, она приводит к значительному снижению интенсивности дифракционных линий и их размытию (см. табл. 3), что обусловлено деформацией частиц порошка и измельчением блоков до 15...25 нм, а также снижением количества  $\alpha$ -Fe<sub>2</sub>O<sub>3</sub> и алюминия в элементарном состоянии (см. линии дифрактограмм).

### Фазовый состав и структура покрытий.

**Композиция 71 % Ni–19 % NiO–10 % Al.** Сравнение результатов, приведенных на рис. 3 и 4, позволяет сделать вывод, что термически активируемые фазовые превращения, протекающие при плазменном напылении композиционных порошков на основе железа и никеля, имеют одинаковый характер и направлены на приближение систем к равновесию. Однако в последних взаимодействие между компонентами получает большее развитие.

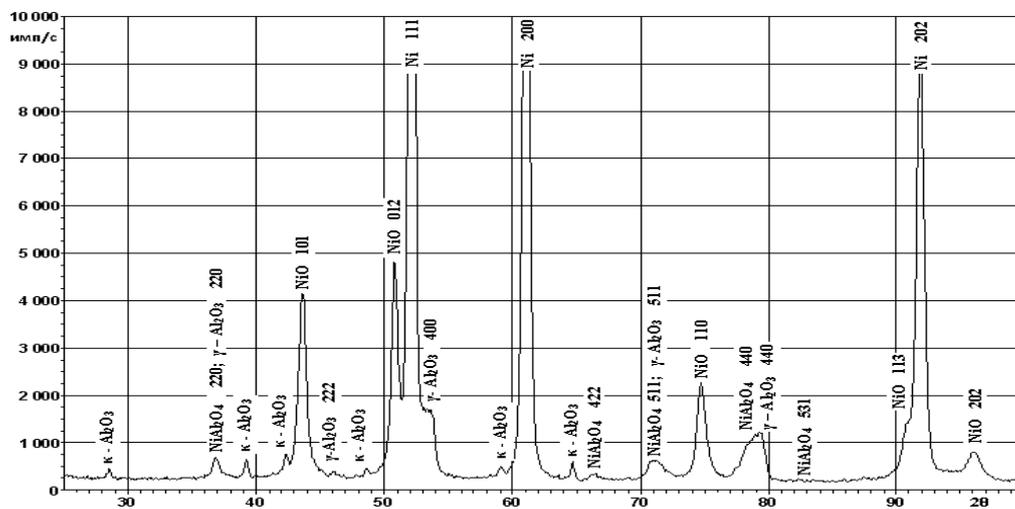


Рис. 3. Фрагмент дифрактограммы покрытия, сформированного механоактивированным порошком с исходным составом 73 % Ni–17 % NiO–10 % Al

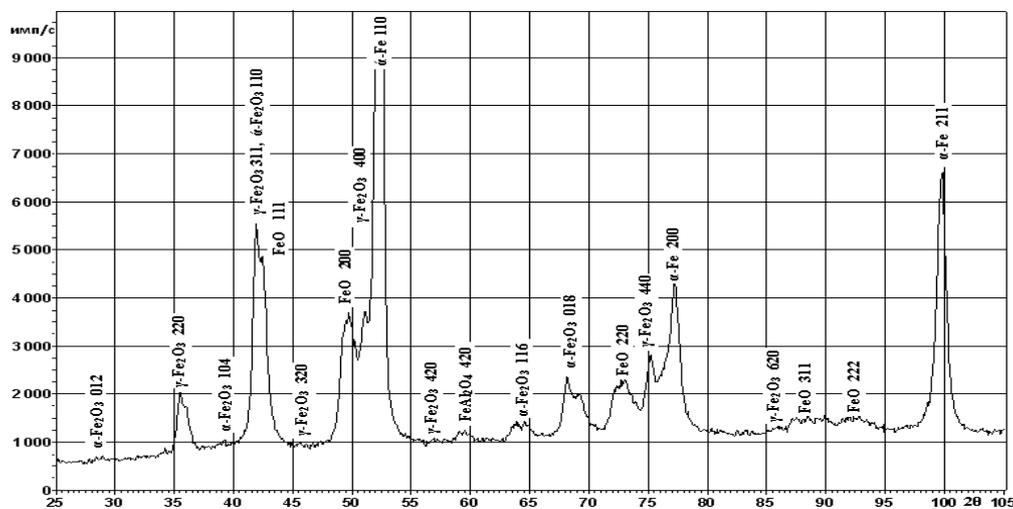


Рис. 4. Фрагмент дифрактограммы покрытия, сформированного механоактивированным порошком с исходным составом 73 % Fe–17 % Fe<sub>2</sub>O<sub>3</sub>–10 % Al

В отличие от композиций на основе железа в никелевых системах, наряду с рефlekсами сложного оксида  $\text{NiAl}_2\text{O}_4$ , однозначно регистрируются достаточно интенсивные дифракционные линии, принадлежащие  $\gamma\text{-Al}_2\text{O}_3$  и  $\kappa\text{-Al}_2\text{O}_3$ . Из анализа дифрактометрических характеристик следует, что отношение  $\beta_{222}/\beta_{111}$  в этом покрытии составляет 2,14, что пропорционально отношению  $\sec\theta_{222}/\sec\theta_{111}$ , которое в данном случае составляет 1,89. Согласно [11], в поверхностных слоях покрытия происходит формирование фрагментированных структур, характеризующихся скореллированным расположением дислокаций в виде стенок, образующих границы субзерен, что обусловлено упорядочением структуры материала. Размер блоков основы никелевых и железных покрытий примерно одинаков и не превышает 30 нм.

**Композиция 73 % Fe–17 % Fe<sub>2</sub>O<sub>3</sub>–10 % Al.** Плазменное нанесение покрытий сопровождается окислительно-восстановительными превращениями, приближающими фазовый состав к равновесному, но не достигающему его (см. рис. 3). В отличие от напыляемого порошка покрытие, наряду с  $\gamma\text{-Fe}_2\text{O}_3$ , содержит низший оксид FeO, а также шпинель  $\text{FeAl}_2\text{O}_4$  и алюминид  $\text{Fe}_3\text{Al}$ . При этом наличие элементарного алюминия не установлено. Присутствие в покрытии оксидов железа обусловлено некоторым окислением железа в плазменной струе. Соотношение интенсивности дифракционных линий матричной фазы  $\alpha\text{-Fe}$  соответствует эталону. По сравнению с механически легированным порошком физическое уширение её дифракционной линии (220) в покрытии выше, что обусловлено образованием мартенсита. При этом отношение  $\beta_{220}/\beta_{110}$  составляет 3,74 и почти совпадает с отношением тангенсов  $\text{tg}\theta_{220}/\text{tg}\theta_{110}$ , равным 3,82. Это свидетельствует о том, что структура покрытия характеризуется высокой плотностью нескореллированных дислокаций [11].

### **Закономерности формирования фазового состава и структуры металлизированных методом механического легирования керамических порошков и плазменных покрытий из них**

Исследовались композиции для напыления, полученные по двум технологиям – смешиванием в «пьяной бочке» и механическим легированием.

**Фазовый состав порошка состава 78 % Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub>–12% TiO<sub>2</sub>–10 % Ni, полученного смешиванием в «пьяной бочке».**

Дифрактометрические данные рентгеновской съемки композиции, полученной смешиванием исходных компонентов в «пьяной бочке», представлены на рис. 5. Сравнение полученной рентгенограммы со стандартными (рис. 6) показывает, что фазовый состав порошков из  $\alpha\text{-Al}_2\text{O}_3$  (Hex) – Corundum, TiO<sub>2</sub> (Tetr) – Rutile и Ni (ГЦК) – Nickel.

Сравнение полученных величин углов, интенсивности рефлексов, идентификация фаз и справочные данные позволяют сделать однозначный вывод о том, что композиция представляет собой смесь из исходных компонентов.

Обработкой результатов анализа линии (104) в интервале углов 33...37° и линии (214) и (300) в интервале углов 65...70° в программе SPLIT LINE определены значения  $2\theta$ , I,  $\beta$ , d, позволившие установить параметры тонкой структуры основной фазы –  $\alpha\text{-Al}_2\text{O}_3$ . Полуширина линии (104) – 0,1877; размер ОКР, рассчитанный по линии (104), –  $(395 \pm 15,366)$  Å; функция физического уширения линии (300) – 0,1688; относительная среднеквадратическая микродеформация ОСМД –  $\sqrt{\langle E^2 \rangle} = 3,9 \cdot 10^{-4}$ ; плотность дислокаций в объеме кристалла  $\rho = 2,68712 \cdot 10^8$  см<sup>-2</sup>; распределение деформаций – экспоненциальное; коэффициент корреляции – 1,000. Согласно результатам обработки рентгенограммы в программе CrystalCracker, параметры решетки фазы  $\alpha\text{-Al}_2\text{O}_3$  ис-

следуемого порошка  $a = 4,760135 \text{ \AA}$   
и  $b = 12,99583 \text{ \AA}$ , что почти полностью

соответствует эталонным значениям  
 $a = 4,758 \text{ \AA}$ ,  $b = 12,99 \text{ \AA}$  (эталон [46-1212]).

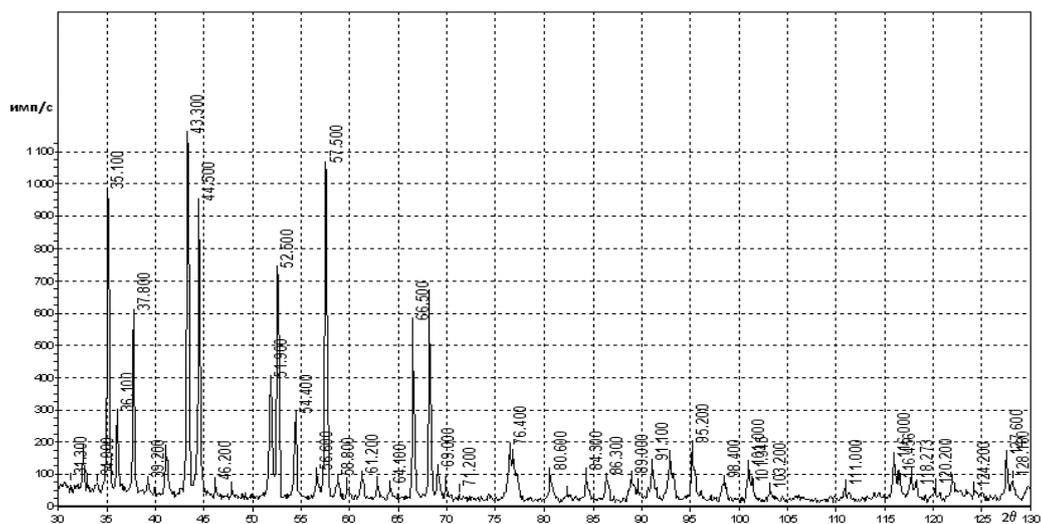


Рис. 5. Фрагмент дифрактограммы композиции, полученной смешиванием исходных компонентов в «пьяной бочке»

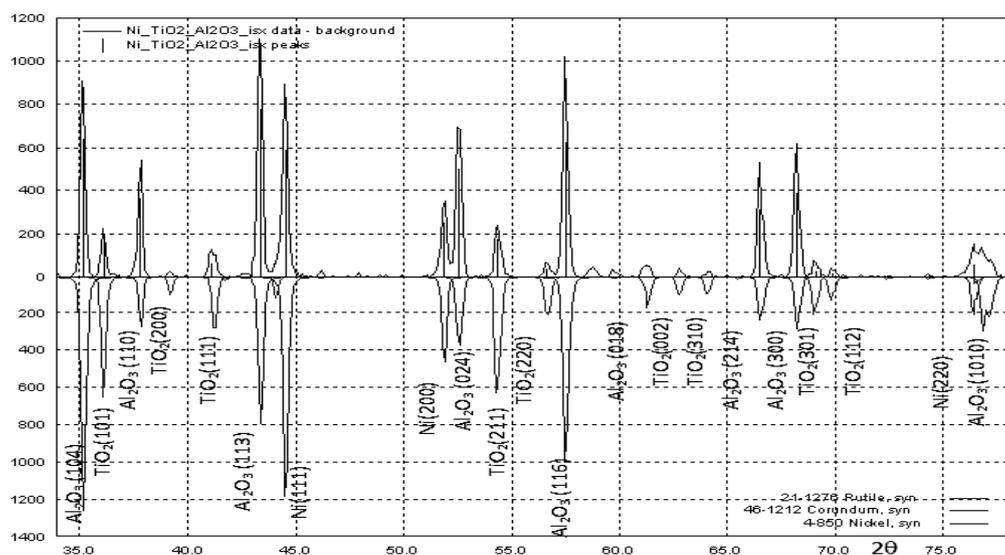


Рис. 6. Сравнение рентгенограмм композиции, полученной смешиванием исходных компонентов в «пьяной бочке», и эталонов: сверху – рентгенограмма исследуемого порошка; внизу – рентгенограмма эталонов

**Фазовый состав механически легированного порошка.**

Представление о форме и размерах механически легированного композиционного порошка, полученного из шихты состава 78 %  $\text{Al}_2\text{O}_3$ –12 %  $\text{TiO}_2$ –10 % Ni, дают результаты сканирующей электронной микроскопии. Частицы по-

рошка имеют форму, близкую к равноосной. Их размер в основном не превышает 2...3 мкм. Однако в небольшом количестве встречаются частицы-агломераты с размером поперечного сечения, достигающим 20 мкм.

Малые размеры частиц порошка затрудняют изготовление качественных

шлифов для изучения их структуры металлографическим методом. С учетом того, что размер частиц исходных компонентов ( $\text{Al}_2\text{O}_3$  – 20...40 мкм,  $\text{TiO}_2$  – 5...10 мкм, Ni – 100...150 мкм) больше, можно утверждать, что в процессе обработки в механореакторе имеет место измельчение исходных компонентов, их диспергирование и связывание друг с другом в композиционные гранулы. Это подтверждают результаты микрорентгеноспектрального анализа, который показал, что частицы порошка характеризуются дисперсным и равномерным

распределением исходных компонентов.

Основными фазами композиционного порошка, полученного механическим легированием, идентифицированными рентгенофазовым анализом (рис. 7), являются  $\alpha\text{-Al}_2\text{O}_3$  (Hex) – Corundum,  $\text{TiO}_2$  (Tetr) – Rutile и никель – Ni, количество последних составляет 4 и 9,7 % соответственно. Кроме этого, установлено, что обработка в механореакторе активирует механохимические превращения и приводит к образованию новой фазы – сложного оксида  $\text{Al}_2\text{TiO}_5$  в количестве около 7 %.

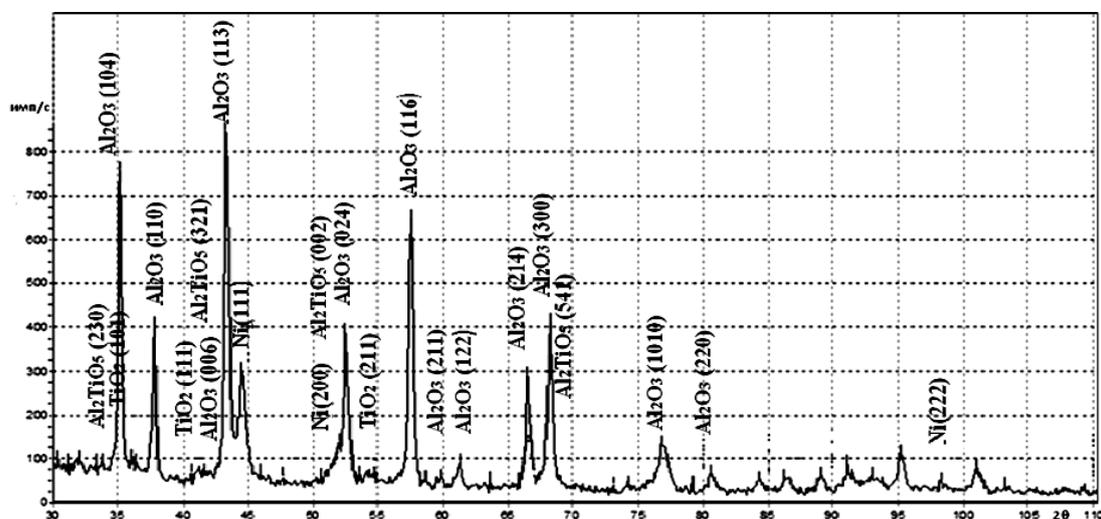


Рис. 7. Фрагмент дифрактограммы металлизированного методом механического легирования термонейтрального порошка состава 78 %  $\text{Al}_2\text{O}_3$ –12 %  $\text{TiO}_2$ –10 % Ni

Сравнение рентгенограмм порошков, полученных смешиванием в «пьяной бочке» и механическим легированием, показало, что во втором случае интенсивность пиков, принадлежащих фазе рутила ( $\text{TiO}_2$ ), сильно уменьшается, что обусловлено как уменьшением количества фазы, так и увеличением ее аморфности. Также происходит уширение пиков, принадлежащих фазе никеля, вызванное уменьшением размеров ОКР.

Обработкой результатов анализа линии (104) в интервале углов 33...37° и линии (214) и (300) в интервале углов 65...70° в программе SPLIT LINE определены значения  $2\theta$ , I,  $\beta$ , d, позволив-

шие установить параметры тонкой структуры основной фазы –  $\alpha\text{-Al}_2\text{O}_3$ . Полуширина линии (104) – 0,2618; размер ОКР, рассчитанный по линии (104), –  $(240 \pm 15,561)$  Å; функция физического уширения линии (300) – 0,3619; относительная среднеквадратическая микродеформация ОСМД –  $\sqrt{\langle E^2 \rangle} = 7,78 \cdot 10^{-4}$ ; плотность дислокаций в объеме кристалла  $\rho = 1,069 \cdot 10^9$  см<sup>-2</sup>; распределение деформаций – степенное; коэффициент корреляции – 1,000. Согласно результатам обработки рентгенограммы, параметры решетки фазы  $\alpha\text{-Al}_2\text{O}_3$  исследуемого порошка  $a = 4,761991$  Å

и  $b = 13,01613 \text{ \AA}$ , что превышает эталонные значения  $a = 4,758 \text{ \AA}$ ,  $b = 12,99 \text{ \AA}$  (эталон [46-1212]).

Анализ полученных результатов позволил установить закономерности формирования фазового состава порошков в зависимости от способа их получения. Установлено, что смешивание исходных компонентов в смесителе типа «пьяная бочка» в течение 2 ч не приводит к фазовым превращениям и полученный порошок состоит из исходных фазовых составляющих. Исследование тонкой структуры основной фазовой составляющей –  $\alpha\text{-Al}_2\text{O}_3$  – позволило определить размер областей когерентного рассеивания (блоков) и плотность дислокаций в ней, которые равны  $(395 \pm 15,366) \text{ \AA}$  и  $2,68712 \cdot 10^8 \text{ см}^{-2}$  соответственно. Установлено, что параметры кристаллической решетки  $\alpha\text{-Al}_2\text{O}_3$  идентичны параметрам эталона, что также указывает на отсутствие превращений в системе.

В свою очередь, обработка в энергонапряженном механореакторе приводит к уменьшению размеров частиц порошковой композиции, к протеканию механически активируемых превращений – формированию новой фазы  $\text{Al}_2\text{TiO}_5$ , росту плотности дислокаций (на порядок – с  $10^8$  до  $10^9$ ) и их упорядочению (хаотическое распределение в смешанном порошке и упорядоченное по границам блочной структуры в механически легированном), что вызывает уменьшение размера ОКР до  $(240 \pm 15,561) \text{ \AA}$  и увеличение параметров решетки фазы  $\alpha\text{-Al}_2\text{O}_3$ :  $a = 4,761991 \text{ \AA}$  и  $b = 13,01613 \text{ \AA}$ .

Полученные данные позволяют сделать однозначный вывод о том, что обработка порошковых композиций в механореакторе сопровождается протеканием механически активируемых структурных и фазовых превращений, вызывающих формирование мелкодисперсных композиционных порошков, имеющих структуру субмикро- / микрокристаллического типа и неравновес-

ный фазовый состав. Исходя из этого, можно предположить, что плазменные покрытия, полученные из них, будут иметь высокий комплекс физико-механических, технологических свойств и эксплуатационных характеристик.

**Композиции (10 % Fe–5 % Al–75 %  $\text{Al}_2\text{O}_3$ –10 %  $\text{TiO}_2$ ) и (10 % Ni–5 % Al–75 %  $\text{Al}_2\text{O}_3$ –10 %  $\text{TiO}_2$ ).** Дополнительное введение в керамические порошки компонентов алюминия, с одной стороны, и железа или никеля, с другой, способных взаимодействовать между собой с образованием новых упрочняющих фаз, по данным рентгенофазового анализа (рис. 8 и 9), не приводит к существенному изменению фазового состава материалов. В то же время на протекание механически активируемых фазовых превращений между компонентами систем однозначно указывает отсутствие на рентгенограммах рефлексов, принадлежащих алюминию.

Замена в шихте железа на никель (см. рис. 9) проявляется лишь присутствием в ней никеля, остальные составляющие такие же, как и в порошке 3 (см. рис. 8).

Структуры механически легированных порошков этих систем и ранее рассмотренных идентичны и относятся к одному типу.

#### **Фазовый состав и структура покрытий.**

Рентгенофазовый анализ (рис. 10 и 11) показал, что в покрытии, полученном плазменным напылением металлизированного методом механического легирования из композиции 78 %  $\text{Al}_2\text{O}_3$ –12 %  $\text{TiO}_2$ –10 % Ni порошка, основной фазой является  $\gamma\text{-Al}_2\text{O}_3$  в количестве 75 %. Содержание  $\alpha\text{-Al}_2\text{O}_3$  составляет 10 %,  $\text{Ni}_3(\text{Al,Ti})$  – 9 %, Ni – 6 %. Наличия рутила ( $\text{TiO}_2$ ) в покрытии не установлено.

Обработкой результатов анализа линии (400) в интервале углов  $40 \dots 50^\circ$  и в интервале углов  $64 \dots 70^\circ$  определены значения  $2\theta$ ,  $I$ ,  $\beta$ ,  $d$ , позволившие установить параметры тонкой структуры ос-

новой фазы –  $\gamma\text{-Al}_2\text{O}_3$ . Полуширина линии (400) – 0,4785; размер ОКР, рассчитанный по линии (400), –  $(137 \pm 3,75)$  Å; функция физического уширения линии (400) – 0,6493; относительная среднеквадратическая микродеформация ОСМД –  $\sqrt{\langle E^2 \rangle} = 15,60 \cdot 10^{-4}$ ; плотность дислокаций в объеме кристалла  $\rho = 4,2974 \cdot 10^9 \text{ см}^{-2}$ ; распределе-

ние деформаций – степенное; коэффициент корреляции – 1,000. Согласно результатам обработки рентгенограммы, параметр кубической гранцентрированной решетки фазы  $\gamma\text{-Al}_2\text{O}_3$  исследуемого покрытия  $a = 7,91988$  Å, что несколько превышает эталонное значение  $a = 7,90$  Å (эталон [10-0425]).

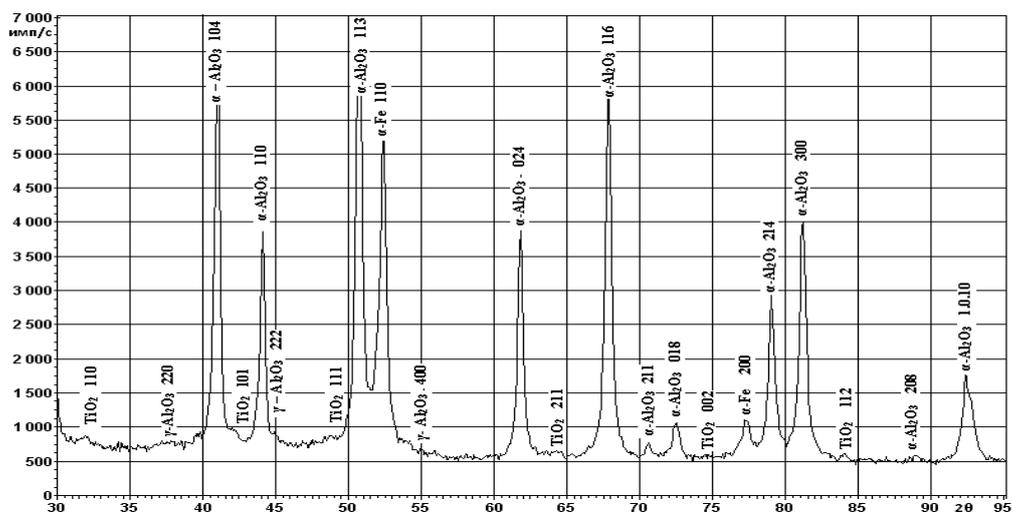


Рис. 8. Фрагмент дифрактограммы механически легированного в течение 8 ч порошка состава 75 %  $\text{Al}_2\text{O}_3$ –10 % Fe–10 %  $\text{TiO}_2$ –5 % Al

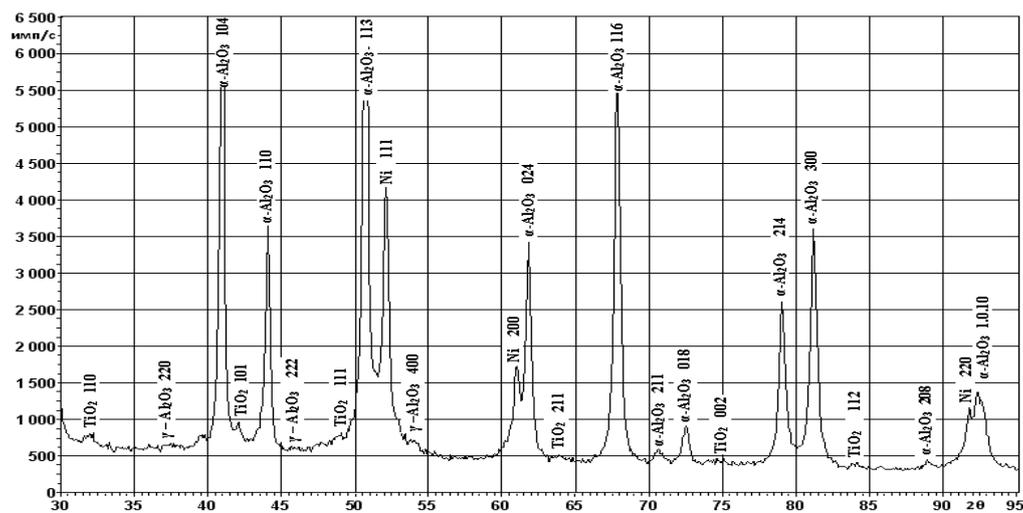


Рис. 9. Фрагмент дифрактограммы механически легированного в течение 8 ч порошка состава 75 %  $\text{Al}_2\text{O}_3$ –10 % Ni–10 %  $\text{TiO}_2$ –5 % Al



состава 78 %  $\text{Al}_2\text{O}_3$ –12 %  $\text{TiO}_2$ –10 % Ni, протекают термически активируемые превращения, обусловленные нагревом порошка в плазменной струе, заключающиеся в полиморфном превращении низкотемпературной модификации  $\alpha$ - $\text{Al}_2\text{O}_3$  в высокотемпературную  $\gamma$ - $\text{Al}_2\text{O}_3$  с последующей ее стабилизацией в результате протекания процессов, подобных закалке вследствие быстрого охлаждения, обусловленного малым размером зерен и субзерен, а также в образовании интерметаллидной фазы  $\text{Ni}_3(\text{Al},\text{Ti})$ . Кроме того, процесс напыления вызывает увеличение (почти в 4 раза) плотности дислокаций, упорядоченное расположение которых (по границам блоков и субзерен) приводит к уменьшению размеров ОКР в 2 раза – с 250 Å в порошке до 120 в покрытии.

**Композиции (10 % Ni–5 % Al–75 %  $\text{Al}_2\text{O}_3$ –10 %  $\text{TiO}_2$ ) и (10 % Fe–5 % Al–75 %  $\text{Al}_2\text{O}_3$ –10 %  $\text{TiO}_2$ ).** Дифрактограмма покрытия, полученного из механически легированного порошка состава 75 %  $\text{Al}_2\text{O}_3$ –10 % Ni–10 %  $\text{TiO}_2$ –5 % Al, приведена на рис. 12.

Из анализа рентгеновских данных следует, что фазовый состав по-

крытия представлен высокотемпературной фазой  $\gamma$ - $\text{Al}_2\text{O}_3$ , корундовой модификацией  $\alpha$ - $\text{Al}_2\text{O}_3$  оксидов алюминия,  $\text{TiO}_2$  модификации рутил (следы), интерметаллидными фазами AlNi,  $\text{Ni}_3(\text{Al},\text{Ti})$ , никелем и близок к рассмотренному выше. Одним из важных фазовых превращений, получившим развитие при плазменном напылении, является  $\alpha$ - $\text{Al}_2\text{O}_3 \rightarrow \gamma$ - $\text{Al}_2\text{O}_3$ . Проведенный анализ показал, что содержание корунда в поверхностных слоях покрытия на порядок ниже, чем в механически легированном порошке. Вывод сделан по результатам сравнения значений интенсивности  $J$  дифракционных линий этой фазы покрытия и порошка (см. рис. 9 и 12). Так, величина  $J$  100-процентной интенсивности отражения (104) корунда в первом случае составляет 660 имп., во втором – 8940 имп. Из сопоставления  $J$  линий  $\alpha$ - $\text{Al}_2\text{O}_3$  и  $\gamma$ - $\text{Al}_2\text{O}_3$  (см. рис. 7) следует, что преобладающей фазой в покрытии является оксид алюминия  $\gamma$ - $\text{Al}_2\text{O}_3$ , содержание которого в 3...4 раза превышает объемную долю  $\alpha$ - $\text{Al}_2\text{O}_3$ . В табл. 4 приведены дифрактометрические данные основных компонентов покрытия.

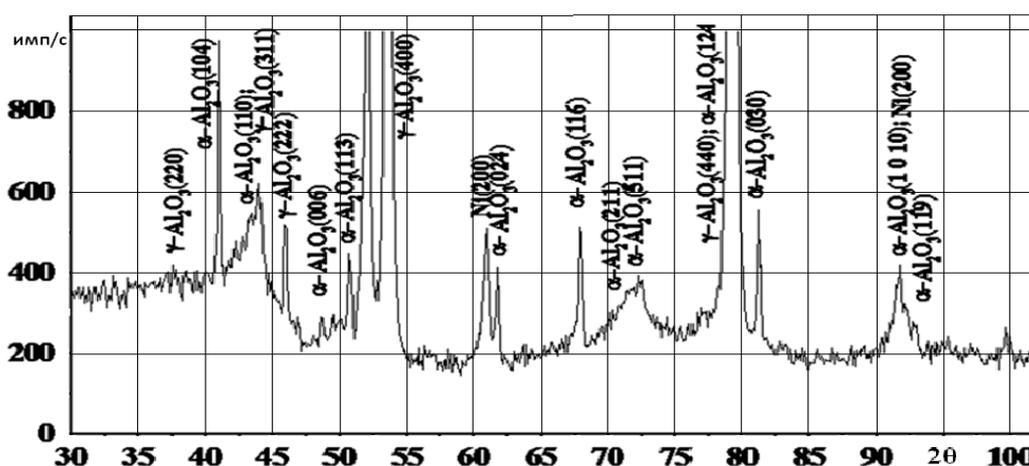


Рис. 12. Фрагмент дифрактограммы покрытия, сформированного механоактивированным порошком с исходным составом 75 %  $\text{Al}_2\text{O}_3$ –10 % Ni–10 %  $\text{TiO}_2$ –5 % Al

Табл. 4. Постоянная кристаллической решетки основных компонентов покрытия

Компонент покрытия	Сингония	Период кристаллической решетки, нм		
		экспериментальный		литературный
$\gamma\text{-Al}_2\text{O}_3$	ГЦК	Покрытие	Порошок	0,7900
		0,7944	0,7904	
Ni	ГЦК	0,3534	0,3525	0,3525
$\alpha\text{-Al}_2\text{O}_3$	Гексагональная	a = 0,4758 c = 1,2991	a = 0,4758 c = 1,2991	a = 0,4758 c = 1,2991

Как следует из приведенных данных, периоды кристаллической решетки  $\alpha\text{-Al}_2\text{O}_3$ , присутствующей в покрытии соответствуют данным литературы. Для никеля и  $\gamma\text{-Al}_2\text{O}_3$ , значение постоянной *a* превышает значение, отраженное в литературе, что свидетельствует об искаженности их решетки оксида в покрытии. Это подтверждает и уширение линий никеля в покрытии по сравнению с порошком. Так, полуширина линии (111) никеля в первом случае составляет 0,5140, во втором – 0,4990. Размер областей когерентного рассеяния покрытия, определенный по линии (444) оксида  $\gamma\text{-Al}_2\text{O}_3$ , являющегося матрицей покрытия, невелик и составляет 15...20 нм. По данным рентгеноструктурного анализа, интерметаллиды AlNi и Ni<sub>3</sub>(Al, Ti) присутствуют в покрытии в ультрадисперсном состоянии.

Превращения, протекающие при плазменном напылении механически легированных порошков, полученных из композиции 10 % Fe–5 % Al–75 % Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub>–10 % TiO<sub>2</sub>, аналогичны вышеприведенным. Фазовый состав покрытия отличается образованием вместо интерметаллидов никеля AlNi и Ni<sub>3</sub>(Al, Ti) алюминидов железа Fe<sub>3</sub>Al и FeAl.

Таким образом, структура основы покрытий данной группы подобна рассмотренной ранее из порошка 78 % Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub>–12 % TiO<sub>2</sub>–10 % Ni и относится к субмикро- / микрокристаллическому типу. Она состоит из кристаллитов размером менее 0,2 мкм, разделен-

ных на блоки величиной не более 25 нм. Основа стабилизирована наноразмерными включениями упрочняющих фаз, представляющими собой механически синтезированные оксиды и интерметаллиды, соизмеримые по величине с областью когерентного рассеяния. Анализ особенностей фазового состава и структуры покрытий, полученных газотермическим напылением синтезированных материалов, позволяет сделать вывод, что по сравнению с традиционными покрытиями они должны обладать повышенным комплексом физико-механических свойств, включая прежде всего износостойкость.

### Выводы

1. При механическом легировании исследованных систем на основе металлов формирование структуры матрицы происходит в результате протекания процесса динамического возврата, результатом которого является формирование структуры матрицы с размером кристаллов не более 0,1 мкм, состоящих из блоков величиной не более 30 нм.

2. Механически легированные композиции на основе металлов являются термодинамически неравновесными дисперсно-упрочненными системами, основа которых представляет собой неомогенный твердый раствор со структурой субмикро- / микрокристаллического типа, характеризующегося большой протяженностью границ зерен и субзерен, стабилизированных ультра-

дисперсными включениями ( $d < 5$  нм) механически синтезированных оксидов и интерметаллидов легирующих металлов.

3. При обработке в механореакторе композиций на основе керамики ( $\alpha\text{-Al}_2\text{O}_3 + \text{TiO}_2$ ), содержащей металлы – никель, железо, алюминий, наряду с плакированием порошков оксидов, протекают процессы измельчения частиц всех компонентов, гомогенизация и механически активируемый синтез новых соединений, например, сложного оксида  $\text{Al}_2\text{TiO}_5$ , а также интерметаллидов, находящихся в наноразмерном и, в ряде случаев, рентгеноаморфном состоянии.

4. Термическое воздействие, имеющее место при плазменном нанесении покрытий, активирует превращения в механически легированных порошках, приближая фазовый состав к равновесному (при этом последний не достигается). Покрытия наследуют строение, фазовый состав и механизм упрочнения механически легированных

порошков и по основным параметрам близки к последним.

5. В процессе плазменного напыления покрытий из металлизированных композиций на основе керамики ( $\alpha\text{-Al}_2\text{O}_3 + \text{TiO}_2$ ), содержащей металлы – никель, железо, алюминий, протекают термически активируемые превращения, заключающиеся в полиморфном превращении части низкотемпературной модификации  $\alpha\text{-Al}_2\text{O}_3$  в высокотемпературную  $\gamma\text{-Al}_2\text{O}_3$  с последующей ее стабилизацией в результате протекания процессов подобных закалке, вследствие быстрого охлаждения, обусловленного малым размером зерен и субзерен. Покрытия наследуют тип структуры порошков и характеризуются наличием тонких (менее 50 нм) прослоек легирующих металлов с наноразмерными включениями интерметаллидов  $\text{AlNi}$ ,  $\text{Ni}_3(\text{Al}, \text{Ti})$ ,  $\text{Fe}_3\text{Al}$  и  $\text{FeAl}$ .

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Ловшенко, Ф. Г.** Композиционные наноструктурные механически легированные порошки для газотермических покрытий : монография / Ф. Г. Ловшенко, Г. Ф. Ловшенко. – Могилев : Белорус.-Рос. ун-т, 2012. – 216 с.
2. **Ловшенко, Г. Ф.** Теоретические и технологические аспекты создания наноструктурных механически легированных материалов на основе металлов / Г. Ф. Ловшенко, Ф. Г. Ловшенко. – Могилев : Белорус.-Рос. ун-т, 2005. – 276 с.
3. **Ловшенко, Г. Ф.** Наноструктурные механически легированные материалы на основе металлов : монография / Г. Ф. Ловшенко, Ф. Г. Ловшенко Б. Б. Хина ; под ред. д-ра техн. наук, проф. Ф. Г. Ловшенко. – Могилев : Белорус.-Рос. ун-т, 2008. – 679 с. : ил.
4. **Ловшенко, Ф. Г.** Структура, фазовый состав и свойства газотермических покрытий из механически легированных терморреагирующих композиционных порошков системы «никель – алюминий» / Ф. Г. Ловшенко, Г. Ф. Ловшенко, А. С. Федосенко // Литье и металлургия. – 2015. – № 2. – С. 109–121.
5. Газотермическое напыление покрытий : сб. руководящих техн. материалов. – Киев : ИЭС им. Е. О. Патона, 1990. – 176 с.
6. Газотермическое напыление : учеб. пособие / Под общ. ред. Л. Х. Балдаева. – М. : Маркет ДС, 2007. – 344 с.
7. Handbook of Thermal Spray Technology / Ed. by J.R. Davis // ASM International. – 2004. – 339 p.
8. **Кривоглаз, М. А.** Дифракция рентгеновских лучей и нейтронов в неидеальных кристаллах / М. А. Кривоглаз. – Киев: Наукова думка, 1983.
9. **Лысак, Л. И.** Определение истинной ширины рентгеновских дифракционных линий с применением стандартного образца / Л. И. Лысак // Вопросы физики металлов и металловедения. – Киев : АН УССР. – 1955. – № 6. – С. 40–53.
10. Кристаллография, рентгенография и электронная микроскопия / Я. С. Уманский [и др.]. – М. : Металлургия, 1982. – 632 с.

11. Powder diffraction file data cards. Inorganic Section, Sets 1-34. American Society for Testing Materials, Swarthmore. – P. 1948–1984.

*Статья сдана в редакцию 29 декабря 2016 года*

**Федор Григорьевич Ловшенко**, д-р техн. наук, проф., Белорусско-Российский университет. Тел.: +375-296-25-21-26.

**Григорий Федорович Ловшенко**, д-р техн. наук, проф., Белорусская государственная академия авиации.  
**Алексей Сергеевич Федосенко**, ст. преподаватель, Белорусско-Российский университет. Тел.: +375-295-46-96-34.

**Fedor Grigoryevich Lovshenko**, DSc (Engineering), Prof., Belarusian-Russian University. Phone: +375-296-25-21-26.

**Grigory Fedorovich Lovshenko**, DSc (Engineering), Prof., Rector of Belarusian State Academy of Aviation.  
**Aleksei Sergeyeovich Fedosenko**, senior lecturer, Belarusian-Russian University. Phone: +375-295-46-96-34.

УДК 629.113

*Г. И. Мамити***УРАВНЕНИЯ ПРЯМОЛИНЕЙНОГО ДВИЖЕНИЯ КОЛЕСНОЙ МАШИНЫ**

UDC 629.113

*G. I. Mamiti***EQUATIONS OF STRAIGHT LINE MOTION OF WHEELED VEHICLES****Аннотация**

Предложены новые расчетные силовые схемы и уравнения движения колесной машины, в основу которых положено приведение всех действующих сил и моментов к центру пятна контакта колеса с дорогой.

**Ключевые слова:**

уравнение, прямолинейное движение, колесная машина, дорога, колесо, силовая схема, сила, момент, центр, пятно контакта.

**Abstract**

New design force diagrams and equations of motion of a wheeled vehicle are proposed, which are based on the reduction of all acting forces and moments to the center of contact patch between the wheel and the road.

**Key words:**

equation, linear motion, wheeled vehicle, road, wheel, force diagram, force, moment, center, contact patch.

Общепринятая силовая расчетная схема колесной машины при разгоне на подъеме для случая, когда радиус  $r$  колеса меньше высоты  $h$  центра масс, высоты  $h_w$  центра парусности, высоты  $h_x$  расположения буксирного крюка, т. е.  $r < h, h_w, h_x$ , представлена на рис. 1, где угол  $\alpha$  можно связать с превышением  $H_\alpha$  и заложением  $B_\alpha$  как  $i = H_\alpha / B_\alpha = \operatorname{tg} \alpha$ . При этом уравнение движения запишем в виде [1]

$$P - mj\delta - \psi G - P_w - P_x = 0. \quad (1)$$

Для этого же случая ( $r < h, h_w, h_x$ ) в [2–6] для решения различных задач получено и использовано новое уравнение движения колесной машины

$$P = mj\delta - \psi G - \frac{P(h_w - r)}{r} - \frac{P(h_x - r)}{r} - P_k = 0, \quad (2)$$

где  $P$  – сила тяги при равномерном движении,  $P = M_e \eta i / r$ ;  $M_e$  – эффективный момент двигателя;  $i, \eta$  – передаточное число и коэффициент полезного действия трансмиссии;  $r$  – радиус колеса;  $mj\delta$  – приведенная сила инерции;  $m$  – масса;  $j$  – ускорение машины;  $\delta$  – коэффициент учета вращающихся масс,  $\delta = (h - r)/r + (J_M \eta i^2 + J_k)/mr$ ;  $J_M$  – момент инерции маховика двигателя;  $J_k$  – момент инерции всех колес машины;  $G$  – сила тяжести машины,  $G = mg$ ;  $g$  – ускорение свободного паде-

ния;  $\psi$  – коэффициент сопротивления дороги,  $\psi = f \cos \alpha + [(h - r) / r] \sin \alpha$ ;  $f$  – коэффициент сопротивления качению;  $\alpha$  – угол подъема;  $P_w$  – сила сопротивления воздуха;  $P_x$  – сила сопротивления прицепа;  $P_k$  – сумма сил, приложенных к корпусу машины, приведенных к оси ведущих колес,  $P_k = P_w + P_j + P_a + P_x$ ;  $P_j$  – сила инерции поступательно движущихся масс машины,  $P_j = mj$ ;  $P_a$  – сила сопротивления подъему,  $P_a = G \sin \alpha$ .

Составим новую расчетную силовую схему [6] колесной машины (рис. 2),

освободив ось ведущих колес от дополнительных связей, приведя к оси ведущих колес по теореме Вариньона все действующие на машину силы  $Z$ ,  $P_w$ ,  $P_j$ ,  $P_a$ ,  $P_x$  и образуемые ими моменты  $M_f = Z \cdot a$ , где  $a$  – смещение вперед, по ходу движения, равнодействующей  $Z$  нормальных реакций дороги от вертикального диаметра колеса;  $M_w = P_w(h_w - r)$ ;  $M_j = P_j(h - r)$ ;  $M_a = P_a(h - r)$ ;  $M_x = P_x(h_x - r)$ , а также тяговый момент  $M$  и инерционный момент  $M_\epsilon$  сопротивлению ускоренному вращению колес машины.

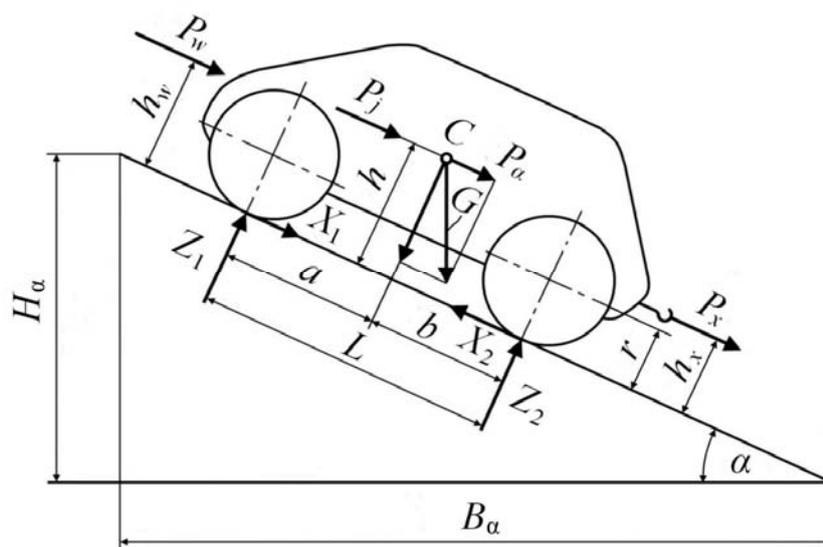


Рис. 1. Общепринятая схема сил, действующих на колесную машину при разгоне на подъеме

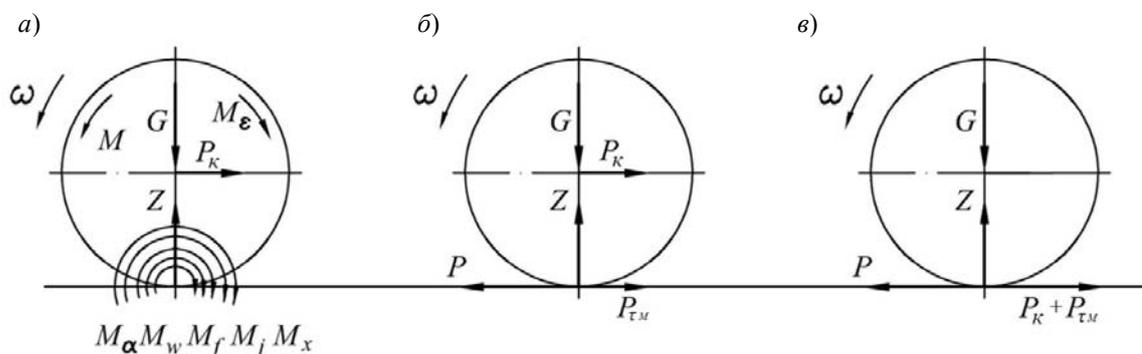


Рис. 2. Новая расчетная схема колесной машины: а – расчетная схема, в которой все силы и моменты, действующие на колесную машину, приведены к оси ведущих колес и их контакту с дорогой; б, в – эквивалентные расчетные схемы

Новая силовая схема (см. рис. 2) позволяет безошибочно вывести уравнение движения автомобиля (2) проецированием суммы продольных сил  $P_k$ , действующих на ось ведущих колес, на плоскость контакта колес с дорогой и нахождением реакций опорной поверхности от действующих моментов  $M_f, M_w, M_j, M_\alpha, M_x, M, M_\varepsilon$  путем деления на радиус  $r$ .

Согласно рис. 2,

$$P - P_k - P_{\text{тм}} = 0,$$

где  $P_{\text{тм}}$  – реакция опорной поверхности от воздействия действующих моментов,  $P_{\text{тм}} = (M_\varepsilon + M_f + M_w + M_\alpha + M_j + M_x)/r$ .

Подставив в это уравнение значения составляющих, получим уравнение движения колесной машины (2).

Одним преимуществом уравнения (2) по сравнению с общепринятым (1) является учет высот  $h, h_w, h_x$  приложения сил (точнее – точек), другим – возможность выявления роли радиуса  $r$  ведущих колес при изучении силового взаимодействия машины и прицепа.

Недостаток уравнения (2) в том виде, в котором оно записано, заключается в налагаемом на него ограничении – оно применимо только в случае, когда  $r < h, h_w, h_x$ .

Однако уравнение движения колесной машины (2) имеет возможное ограничение. Ведь если точка приложения силы к корпусу машины находится на высоте  $h_x$  ниже радиуса колеса ( $r > h_x$ ), то реакция опорной поверхности станет положительной. Тогда сумма отрицательных реакций, вызываемых действующими моментами, определится как

$$P_{\text{тм}} = (M_\varepsilon + M_f + M_w + M_\alpha + M_j - M_x)/r.$$

Этот недостаток легко устраняется. Для этого в уравнении (2) достаточно плечи приложения сил  $P_w, P_j, P_\alpha, P_x$  относительно оси ведущих колес записать в виде  $(h - r)$ , если  $r < h$ , или

$(r - h)$ , если  $r > h$ . Тогда уравнение (2) примет универсальный вид, независимый от разностей  $(h - r)$  или  $(r - h)$ :

$$\begin{aligned} P &= m_j \delta - \psi G - \\ &- P_w h_w / r - P_x h_x / r = 0; \quad (3) \\ \delta &= h / r + (J_m \eta i^2 + J_k) / m r^2; \\ \psi &= f \cos \alpha + (h \sin \alpha) / r. \end{aligned}$$

Проверим правильность полученных результатов. Для этого изменим основную систему и составим выражения моментов от действующих сил относительно центра пятна контакта ведущего колеса с дорогой:

$$\begin{aligned} M_f &= G \cdot \alpha; \quad M_w = P_w \cdot h_w; \\ M_j &= P_j \cdot h; \quad M_\alpha = P_\alpha \cdot h; \\ M_x &= P_x \cdot h_x. \end{aligned}$$

Приведя продольные силы  $P_k = P_w + P_j + P_\alpha + P_x$  к плоскости контакта колес с опорной поверхностью и сложив с реакциями дороги от действующих моментов  $M/r; M_f/r; P_w h/r; P_j h/r; P_\alpha h/r; P_x h_x/r$ , вновь получим уравнение (3).

Как видно из изложенного, одни и те же уравнения движения колесной машины получены из двух разных расчетных схем (см. рис. 1 и 2). То, что уравнения (2) и (3) верны, исчерпывающе доказано методом изменения основной системы.

Для доказательства теоретических выводов и разработанных расчетных схем проведем физический эксперимент. С этой целью возьмем две катушки (рис. 3) с внутренней (а) и внешней (б) намоткой ниток и потянем их с силой  $P_x$  (сопротивление прицепа).

Из рис. 3, б видно, что момент  $M_x$  вызовет в контакте колеса с дорогой касательную реакцию  $P_{\text{тх}}$  (рис. 3, в), кото-

рая будет меньше величины  $P_x$ , и первая катушка ( $r > h_x \neq 0$ ) покатится в сторону большей силы  $P_x$ .

Вторая катушка ( $r > h_x = 0$ ) не по-

катится, т. к. момент  $M_x$  (рис. 3, д) вызовет реакцию  $P_{tx}$ , равную  $P_x$ , и действующие в контакте силы (рис. 3, е) уравновесятся.

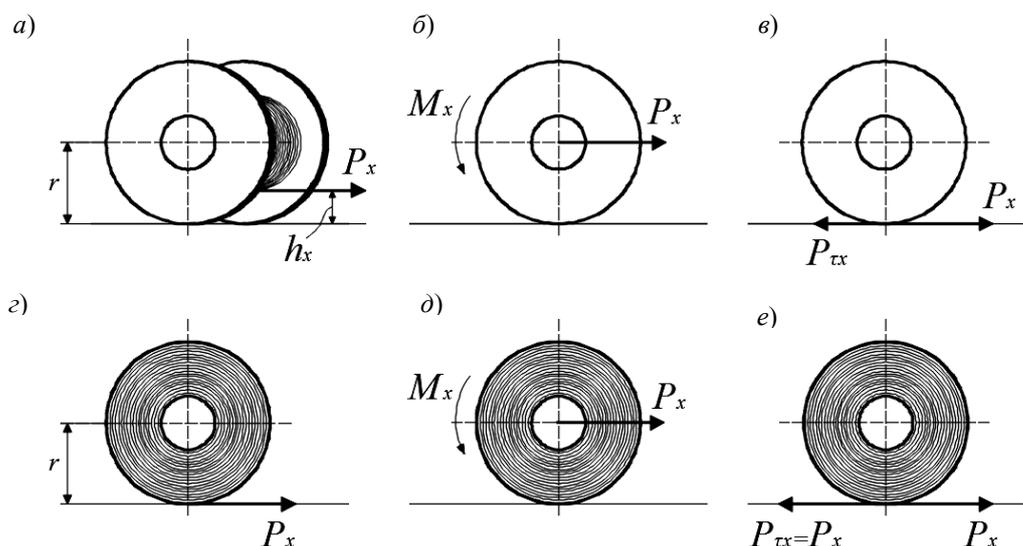


Рис. 3. Катушки с намоткой ниток и эквивалентные им расчетные схемы: а – катушка с внутренней намоткой ниток; б – расчетная схема, эквивалентная катушке с внутренней намоткой ниток при  $r > h_x > 0$ ; в – то же при  $r > h_x = 0$ ; г – катушка с наружной намоткой ниток; д – расчетная схема, эквивалентная катушке с наружной намоткой ниток при  $r > h_x > 0$ ; е – то же при  $r > h_x = 0$

Приведем примеры использования уравнений (2) и (3).

Основной задачей тягового расчета любой высокоскоростной колесной машины является определение мощности сопротивлений движению и, тем самым, требуемой мощности двигателя колесной машины.

Полученные уравнения (2) и (3) позволяют решить указанную задачу и таким образом найти требуемую мощность двигателя автомобиля для достижения максимальной скорости  $V_{\max}$  на горизонтальном участке дороги:

$$N_{ev} = [(fG + P_w h_w / r) V_{\max}] r. \quad (4)$$

Так как  $P_w = kFV^2_{\max}$ , то для определения мощности двигателя автомобиля по формуле (4) необходимо знать величину коэффициента обтекаемости  $k$ , рас-

считать площадь фронтального сечения  $F$  и высоту центра парусности  $h_w$ . Разработанные методики определения  $F$  и  $h_w$  и пример их расчета приведены в [5].

В качестве второго примера использования нового уравнения движения (2) рассмотрим динамическое преодоление автомобилем невысокого порога (см. рис. 3) высотой [6]

$$h_{\max} = (r - r_0) / 2,$$

где  $r_0$  – радиус обода колеса.

Движущая сила при этом будет создаваться как двигателем автомобиля, так и приведенной силой инерции  $\delta m j$ , учитывающей поступательно движущиеся и вращающиеся массы автомобиля.

Воспользуемся способом приведения сил, приложенных к корпусу авто-

мобиля, к контакту колес с опорной поверхностью [2] при составлении уравнения движения колесной машины и сведем все силы и моменты, действующие

на полноприводный автомобиль (рис. 4), к оси  $O$  передних колес и к грани  $A$  порога (рис. 5).

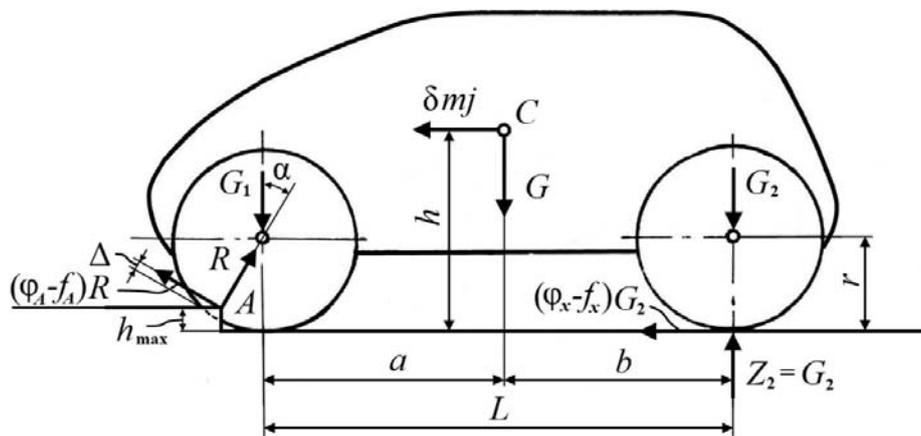


Рис. 4. Силы, действующие на полноприводный автомобиль при динамическом преодолении невысокого порога

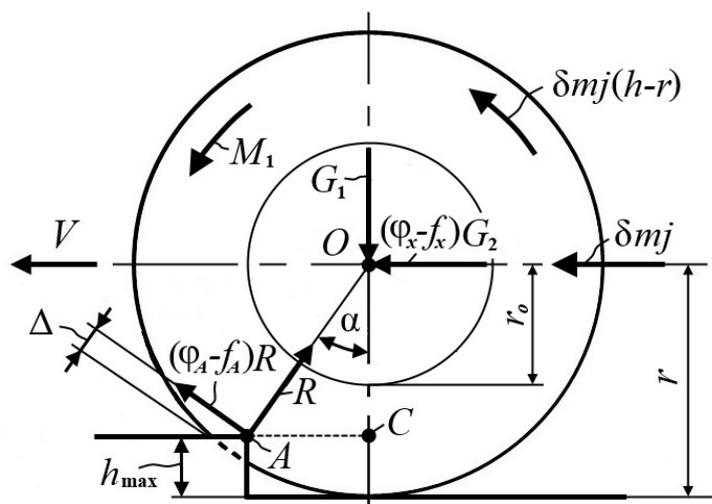


Рис. 5. Силы, действующие на передние колеса полноприводного автомобиля при динамическом преодолении порога высотой  $h_{\max}$

Составим сумму проекций, действующих на передние колеса полноприводного автомобиля сил, на направление реакции  $R$ :

$$R - G_1 \cos \alpha - [(\varphi_x - f_x)G_2 + \delta mj] \sin \alpha = 0.$$

Тогда

$$R = G_1 \cos \alpha + [(\varphi_x - f_x)G_2 + \delta mj] \sin \alpha. \quad (5)$$

Далее составим сумму моментов относительно точки  $A$  кромки препятствия:

$$M_1 - G_1(r - \Delta) \sin \alpha + [(\varphi_x - f_x)G_2 + \delta mj](r - \Delta) \cos \alpha + \delta mj(h - r) = 0. \quad (6)$$

Максимальное значение суммы моментов  $M_1 + \delta mj(h - r)$  не может быть больше  $\varphi_A R(r - \Delta)$ :

$$M_1 + \delta mj(h - r) \leq \varphi_A R(r - \Delta), \quad (7)$$

где  $M_1$  – момент, подведенный от двигателя к передним колесам автомобиля.

Подставив в уравнение (6) выражения (7) и (5), получим

$$\varphi_A (r - \Delta) \{G_1 \cos \alpha + [(\varphi_x - f_x)G_2 + \delta mj] \sin \alpha\} = G_1 (r - \Delta) \sin \alpha - [(\varphi_x - f_x)G_2 + \delta mj](r - \Delta) \cos \alpha. \quad (8)$$

Разделив выражение (7) на  $(r - \Delta) \cos \alpha$ , получим

$$\varphi_A \{G_1 + [(\varphi_x - f_x)G_2 + \delta mj] \operatorname{tg} \alpha = G_1 \operatorname{tg} \alpha + (\varphi_x - f_x)G_2 - \delta mj,$$

откуда определим замедление автомобиля при преодолении порога:

$$j = \{[G_1 (\operatorname{tg} \alpha - \varphi_A) / (1 + \varphi_x \operatorname{tg} \alpha)] - (\varphi_x - f_x)G_2\} / \delta m. \quad (9)$$

Рассмотрим треугольник АОС (см. рис. 5), в котором

$$\cos \alpha = \frac{r - h_{\max}}{r - \Delta},$$

тогда угол  $\alpha$  определяется как

$$\alpha = \arccos \frac{r - h_{\max}}{r - \Delta}.$$

Функциональная зависимость (9) позволяет оценить возможность преодоления невысокого порога без неприятных ощущений для людей и возможность недопущения поломок подвески.

Расчетную схему, приведенную на рис. 5, можно использовать и для неполноприводных автомобилей. Если автомобиль заднеприводный, в нем будет отсутствовать момент  $M_1$ , подводимый от двигателя, а если переднеприводный – будет отсутствовать толкающая сила  $(\varphi_x - f_x)G_2$ , вместо которой останется сила сопротивления качению  $(-f_x G_2)$ .

Проинтегрировав выражение (9) по времени, можно рассчитать безопасную начальную скорость для преодоления порога определенной высоты.

### Выводы

Изложенное, в том числе пример расчета, свидетельствует о том, что для вывода уравнения движения колесной машины следует привести, согласно теореме Вариньона, продольные, параллельные опорной поверхности составляющие всех действующих на корпус машины сил к основным системам, за центры моментов которых следует принять ось вращения ведущих колес или центр пятна контакта ведущих колес с опорной поверхностью.

Уравнения (2) и (3) верны, т. к. прошли исчерпывающую аналитическую проверку методом изменения основной системы. Разработанные расчетные схемы экспериментально подтверждены на физических моделях.

Использование уравнений (2) и (3) при проектировании колесных машин будет способствовать совершенствованию последних.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Мамити, Г. И.** Теория движения двухосной колесной машины. Ч. 1. Механика эластичного колеса. Тяговая и тормозная динамика. Тяговый расчет. Моделирование процесса торможения. Топливная экономичность, маневренность, проходимость и плавность хода : учебник для вузов / Г. И. Мамити. – Владикавказ : Горский госагроуниверситет, 2012. – 216 с.
2. **Мамити, Г. И.** Приведение сил и моментов, действующих на колесную машину, к контакту колеса с опорной поверхностью / Г. И. Мамити // Изв. ФГБОУ ВПО «Горский ГАУ». – 2013. – Т. 50, ч. 4. – С. 155–158.
3. **Мамити, Г. И.** Новое уравнение движения колесной машины / Г. И. Мамити // Тракторы и сельхозмашины. – 2014. – № 6. – С. 15–18.
4. **Mamiti, G. I.** New Equations of Motion of Vehicles / G. I. Mamiti // Russian Engineering Research. – 2015. – Vol. 35, № 7. – P. 493–495.
5. **Мамити, Г. И.** Новое уравнение движения, тяговый расчет, определение площади фронтального сечения и высоты центра парусности автомобиля / Г. И. Мамити // Автомобильная промышленность. – 2015. – № 10. – С. 16–18.
6. **Мамити, Г. И.** Использование нового уравнения движения для расчета параметров колесной машины / Г. И. Мамити, А. Е. Гагкуев, В. Б. Тедеев // Изв. ФГБОУ ВПО «Горский ГАУ». – 2016. – Т. 53, ч. 4. – С. 203–209.

*Статья сдана в редакцию 30 декабря 2016 года*

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

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

---

УДК 629.113

*А. С. Мельников, И. С. Сазонов, В. А. Ким, А. А. Мельников*

## **ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ ТОРМОЗА ПЕРЕДНИХ КОЛЕС ТРАКТОРА МТЗ**

---

UDC 629.113

*A. S. Melnikov, I. S. Sazonov, V. A. Kim, A. A. Melnikov*

## **INCREASE IN EFFICIENCY OF MTZ TRACTOR FRONT-WHEEL BRAKES**

### **Аннотация**

Рассматривается повышение эффективности разработанного барабанного тормозного механизма передних ведущих колес трактора «Беларус», достигаемое созданием в конструкции тормозного механизма двух первичных самоустанавливающихся тормозных колодок при сохранении диаметра тормозного барабана тормозного механизма. Приводятся конструкции разработанных опорных узлов, компоновка элементов колесной передачи и тормозного механизма, схема установки тормозных колодок, обеспечивающая повышение эффективности тормоза и увеличение срока эксплуатации при снижении затрат на изготовление, ремонт и техническое обслуживание.

### **Ключевые слова:**

трактор, колесная передача, тормоз переднего колеса, повышение эффективности, опорная схема, тормозные колодки, самоустанавливающаяся первичная колодка.

### **Abstract**

Increase in efficiency of the developed drum brake mechanism for front drive wheels of the «Belarus» tractor is considered. The increase in efficiency is achieved by incorporating two self-aligning primary brake shoes in the design of the brake mechanism without changing the diameter of the brake drum of the brake mechanism. The designs of developed mounting assemblies are presented, as well as the layout of elements of the wheel-drive transmission and the brake mechanism, and the scheme of brake shoes installation which increases the efficiency of brakes and their service life with the reduction of manufacturing, repair and maintenance costs.

### **Key words:**

tractor, wheel-drive transmission, front-wheel brake, efficiency increase, mounting scheme, brake shoes, self-aligning primary brake shoe.

---

### **Введение**

В настоящее время на передних колесах тракторов, выпускаемых ОАО «Минский тракторный завод» (МТЗ), отсутствуют тормозные механизмы. Согласно требованиям Правил ЕЭК ООН № 13 все колеса мобильной машины должны быть оснащены колесными тормозами [1, 2]. Кроме этого, возросли мощность новых моделей тракторов, производимых на данном заводе, эксплуатационные скорости

движения тракторов, работающих в транспортном режиме, собственная масса тракторов и масса буксируемых прицепов. В связи с этим актуальной задачей представляется оснащение передних колес тракторов, выпускаемых МТЗ, передними колесными тормозами.

Колесная передача передних ведущих колес трактора «Беларус МТЗ-1221» показана на рис. 1. Передние ведущие колеса не оснащены в данном случае тормозными механизмами, при этом колесная передача представляет собой

планетарный редуктор, составляющий ее основу, в сочетании с цилиндрической передачей и карданным приводом.

Учитывая особенности конструкции редукторного узла, была выбрана схема барабанного тормозного меха-

низма для передних колес трактора. Изменения конструкции элементов колесной передачи касаются полуоси и крышки редуктора со стороны колеса.

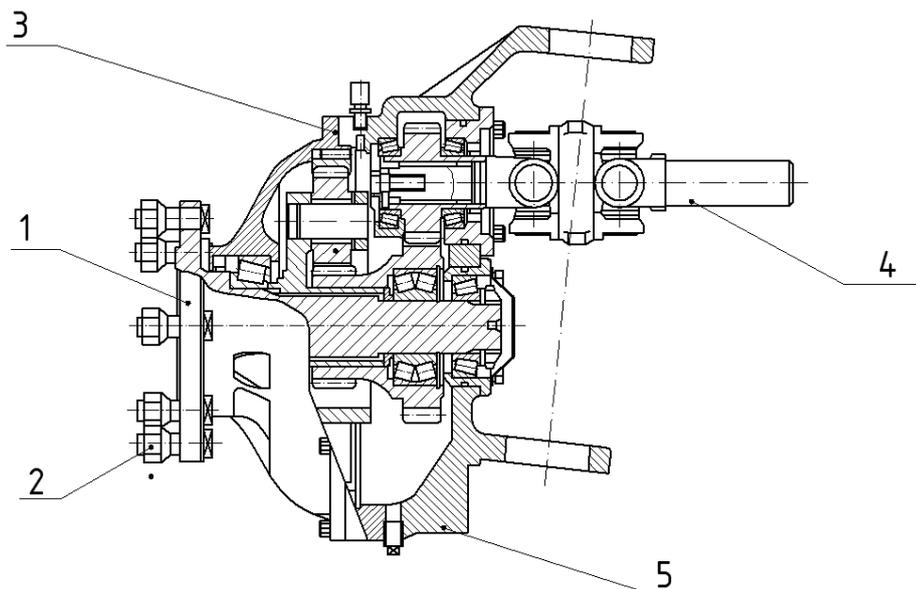


Рис. 1. Колесная передача передних ведущих колес трактора «Беларус МТЗ-1221», не оснащенных тормозными механизмами: 1 – полуось; 2 – болт; 3 – крышка редуктора; 4 – карданная передача; 5 – корпус редуктора

Изменяется длина полуоси для обеспечения установки тормозного механизма. Увеличение длины полуоси позволит освободить пространство между плоскостью колесного диска и крышкой редуктора для размещения тормозного механизма.

Крышка редуктора изменяет при этом также свой размер в осевом направлении: увеличивается расстояние между посадочным местом подшипника в крышке и привалочной плоскостью крышки.

Таким образом, изменения штатной конструкции колесной передачи происходят незначительные и не затрагивают изменения формы, размеров и расположения большинства элементов передачи, а также конструкции в целом.

Разработанный барабанный тормозной механизм с односторонним

расположением опор тормозных колодок, интегрированный в конструкцию переднего моста трактора «Беларус МТЗ-1221», представлен на рис. 2–4.

Показанный на рис. 3 тормозной щит 8 с расположенными на нем тормозными колодками 9 закрепляется на крышке редуктора 6. Тормозной барабан 4 устанавливается на фланец полуоси 5 и закрепляется колесными болтами 7, с помощью которых крепятся одновременно к фланцу полуоси 5 колесный диск и тормозной барабан 4. Закрепление колесного диска и тормозного барабана 4 общими болтами 7 к фланцу полуоси 5 позволяет значительно уменьшить трудоемкость при обслуживании и ремонте тормозных механизмов.



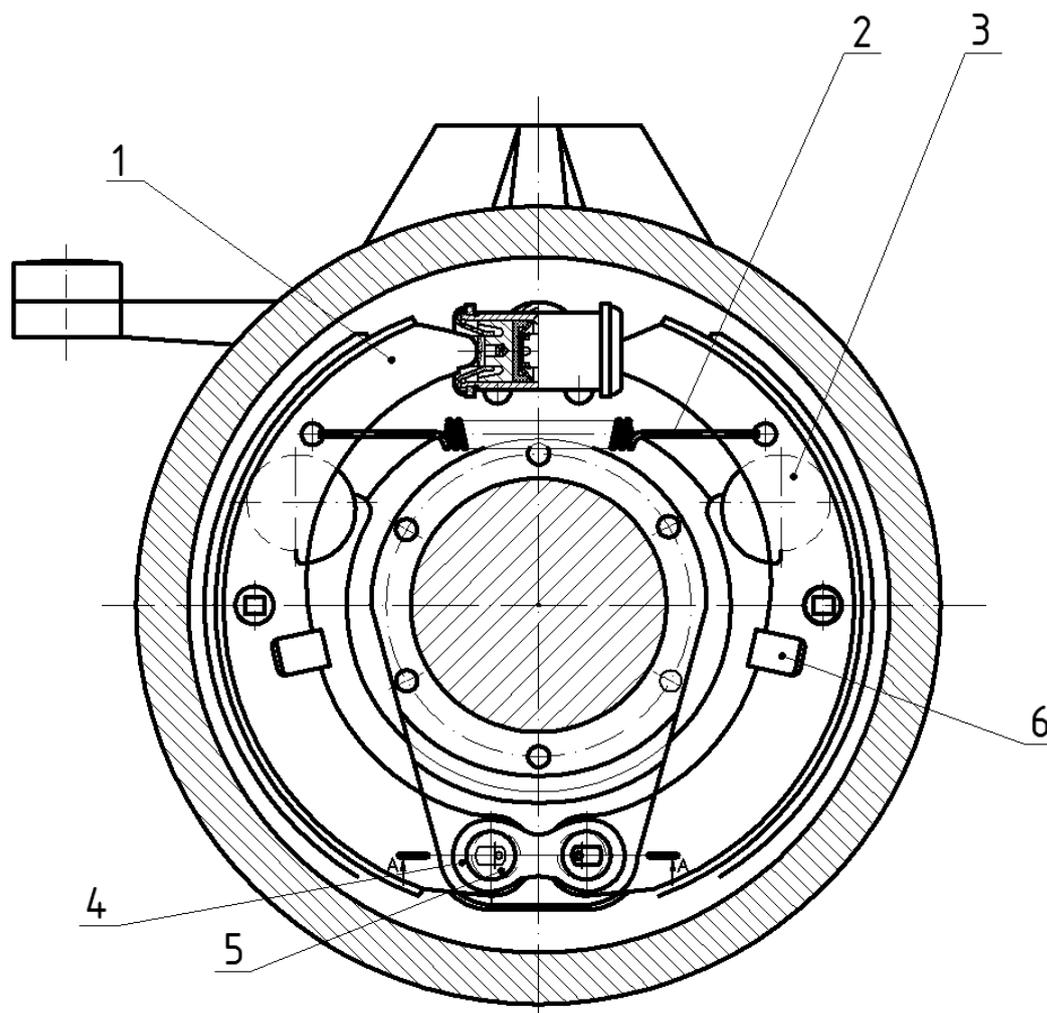


Рис. 4. Опорные элементы тормозных колодок тормоза передних ведущих колес трактора с неподвижными опорами: 1 – колодка тормозная; 2 – пружина; 3 – эксцентрик; 4 – барабан тормозной; 5 – гидроцилиндр; 6 – крышка редуктора; 7 – болт; 8 – щит тормозной; 9 – гайка; 10 – полуось; 11 – корпус редуктора; 12 – гайка; 13 – сапун

Вместе с тем применяемая схема барабанного тормоза с односторонним размещением разжимного гидроцилиндра и неподвижными опорами тормозных колодок имеет особенности, связанные с недостаточно эффективным использованием вторичной колодки, неполным прилеганием тормозных колодок к рабочей поверхности тормозного барабана и, как следствие, неполным использованием тормозных накладок по длине, приводящим к сокращению срока эксплуатации тормозного механизма и повышению затрат на техническое обслуживание и ремонт тормозного механизма [1–4].

При поиске путей повышения эффективности тормозного механизма, в целях уменьшения затрат на изготовление как тормозного механизма, так и переднего моста трактора, учитывалась необходимость сохранения размера тормозного барабана, т. к. увеличение диаметра тормозного барабана вызвало бы увеличение размера колесного диска, соответственно, существенно изменило бы конструкцию колесной передачи и вызвало рост затрат на изготовление.

В связи с этим была разработана новая схема установки тормозных колодок (рис. 5), дающая возможность работы обоим тормозным колодкам в усло-

виях первичной колодки, а также возможность прилегания тормозных колодок по всей своей длине к рабочей поверхности барабана. Таким образом, был разработан барабанный тормозной механизм с двумя первичными колодками и наклонными опорными поверхностями колодок.

Использование опор тормозных колодок, совмещенных с разжимным гидроцилиндром для каждой тормозной колодки, позволяет получить две первичные колодки, что повышает эффективность тормозного механизма. При этом наклонные опорные поверхности обеспечивают полное прилегание тормозных колодок к тормозному барабану по всей длине, увеличивая срок эксплуатации тормозных колодок.

В соответствии с измененной опорной схемой тормозных колодок, каждая из тормозных колодок одним концом установлена на регулировочном эксцентрике, а другой конец под действием стяжной пружины упирается в поршень отдельного гидроцилиндра одностороннего действия. Опоры тормозных колодок, каждая из которых содержит гидроцилиндр одностороннего действия и эксцентрик, установлены на тормозном щите. В исходном собранном положении тормозные колодки удерживаются двумя стяжными пружинами.

Регулировочный эксцентрик, установленный в каждой опоре, выполнен в виде цилиндра с резьбовой поверхностью. Торцевая поверхность цилиндра имеет скошенную торцевую поверхность с пазом, регулировочную гайку, установленную на резьбовой цилиндрической поверхности эксцентрика. Эксцентрик и поршень гидроцилиндра размещены в общем корпусе. Каждый из гидроцилиндров одностороннего действия жестко связан с тормозным щитом, который, в свою очередь, жестко связан с корпусом колесной передачи,

а тормозной барабан прикреплен к фланцу колеса.

При торможении тормозная жидкость воздействует на поршни в гидроцилиндрах одностороннего действия. Преодолевая усилие стяжных пружин, тормозные колодки с закрепленными на них фрикционными накладками расходятся и прижимаются к рабочей поверхности тормозного барабана. Благодаря наличию регулировочного эксцентрика с гайкой, имеющего скос, тормозные колодки с фрикционными накладками, скользя одним опорным концом по наклонной поверхности эксцентрика, плотно прилегают к тормозному барабану, замедляя скорость вращения барабана совместно с колесом.

При снятии управляющего воздействия с органов управления тормозной системы поршень при помощи стяжных пружин возвращается в нейтральное положение, в результате чего тормозные колодки с фрикционными накладками возвращаются в начальное положение. Для регулирования зазора между тормозным барабаном и фрикционными накладками имеется гайка на эксцентрике.

Так как при принятой опорной схеме тормозных колодок в тормозном механизме присутствуют две первичные колодки, а также в связи с тем, что наличие скоса на регулировочном эксцентрике позволяет равномерно и плотно прижимать тормозные колодки с фрикционными накладками по всей длине накладки к тормозному барабану, эффективность торможения повышается.

Разработанная методика проектирования барабанного тормозного механизма для передних ведущих колес трактора позволила создать тормозной механизм повышенной эффективности с двумя первичными самоустанавливающимися колодками, представленный на рис. 5 и 6 [1, 5–9].

a)

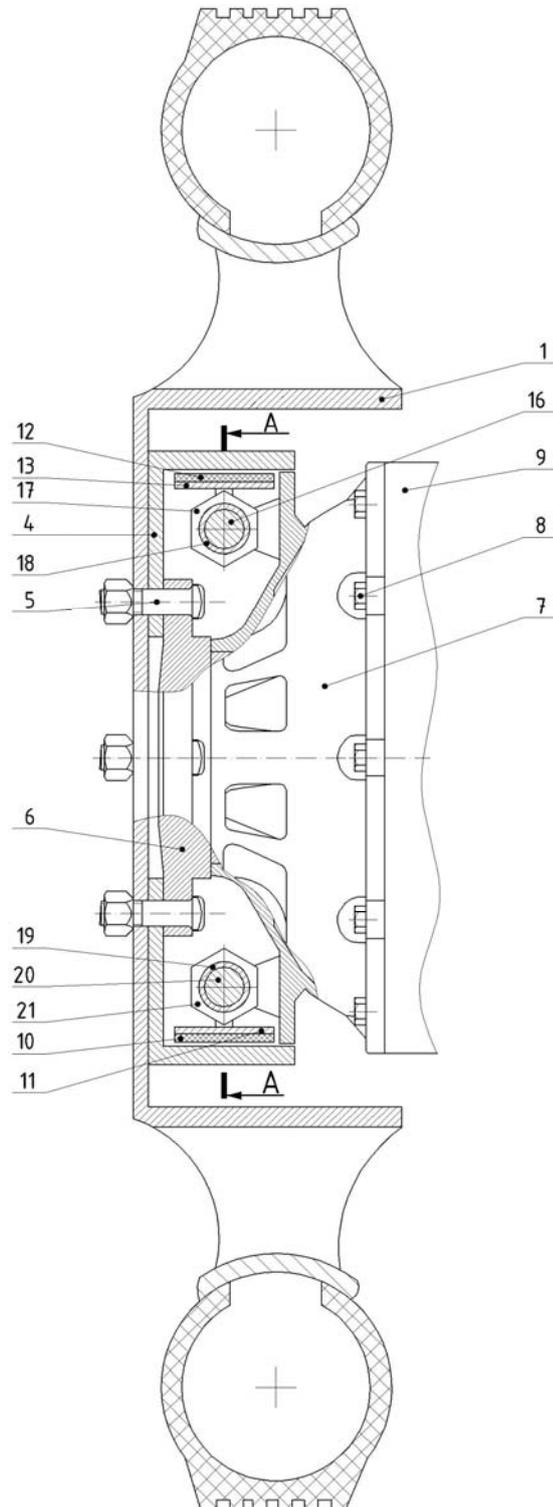
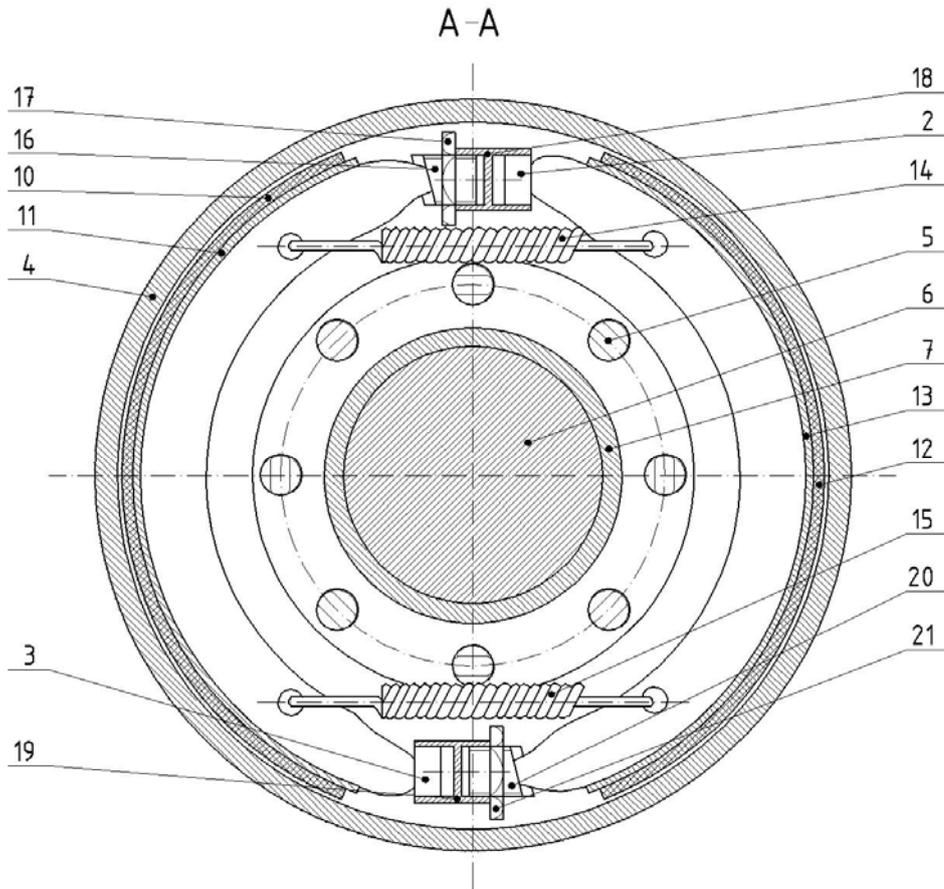


Рис. 5. Тормозной механизм с самоустанавливающимися двумя первичными колодками [10]:  
 1 – диск колесный; 2, 3 – поршень; 4 – барабан тормозной; 5 – болт; 6 – полуось; 7 – крышка редуктора; 8 – болт; 9 – корпус редуктора; 10, 12 – накладки тормозные; 11, 13 – тормозные колодки; 14, 15 – пружина; 16, 20 – эксцентрик регулировочный; 17, 21 – гайка; 18, 19 – гидроцилиндр

б)



Окончание рис. 5

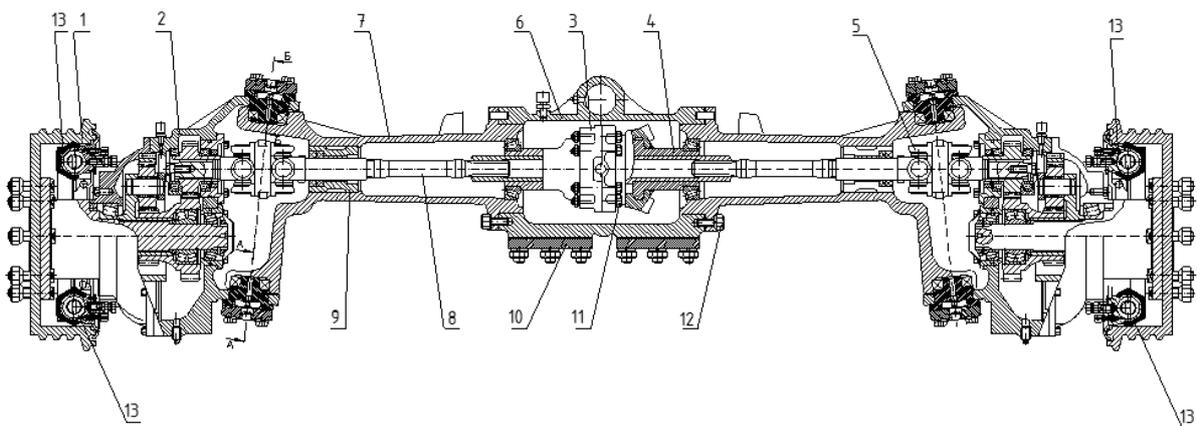


Рис. 6. Тормозной механизм передних ведущих колес трактора с неподвижными опорами: 1 – колодка тормозная; 2 – пружина; 3 – эксцентрик; 4 – барабан тормозной; 5 – гидроцилиндр; 6 – крышка редуктора; 7 – болт; 8 – щит тормозной; 9 – гайка; 10 – полуось; 11 – корпус редуктора; 12 – гайка; 13 – сапун

Барабанный тормоз колеса ведущего переднего моста трактора содержит две тормозные колодки 11, 13, каждая из которых одним концом установлена на регулировочном эксцентрике 16, 20 с гайкой 17, 21, а другим – на поршень 2, 3 гидроцилиндра одностороннего действия 18, 19. Тормозной щит 7 соединен с корпусом редуктора 9 при помощи болтов 8, тормозной барабан 4 и колесо 1 прикреплены к фланцу колеса 6 болтами 5. Регулировочные эксцентрики 16, 20 с гайками 17, 21 и гидроцилиндрами одностороннего действия 18, 19 выполнены в общем корпусе.

Тормоз переднего колеса ведущего переднего моста трактора работает следующим образом.

При торможении тормозная жидкость воздействует на поршни 2, 3 в гидроцилиндрах одностороннего действия 18, 19. Преодолевая усилие стержней пружин 14, 15, тормозные колодки 11, 13 с закрепленными на них фрикционными накладками 10, 12 расходятся по направлению к тормозному барабану. Благодаря наличию регулировочного эксцентрика 16, 20 с гайкой 17, 21, имеющего скос, тормозные колодки 11, 13 с фрикционными накладками 10, 12 плотно прилегают к тормозному барабану 4, замедляя скорость вращения барабана 4 совместно с колесом 1.

При снятии управляющего воздействия с органов управления тормозной системы поршень 2, 3 при помощи стержней пружин 14, 15 возвращается в нейтральное положение, в результате чего тормозные колодки 11, 13 с фрикционными накладками 10, 12 возвращаются в начальное положение. Для регулирования зазора между тормозным барабаном 4 и фрикционными накладками 10, 12 имеются гайки 17, 21.

Таким образом, в представленном на рис. 5 и 6 тормозном механизме повышенной эффективности, по сравнению с разработанным ранее тормозным механизмом для передних ведущих ко-

лес трактора «Беларус МТЗ-1221», изменилась схема расположения опор тормозных колодок, благодаря которой в конструкции тормозного механизма созданы две первичные самоустанавливающиеся тормозные колодки или, как их иногда называют, две активные тормозные колодки. Учитывался опыт уже имеющихся тормозных механизмов и способов торможения колеса мобильной машины [11–13].

Повышение эффективности происходит вследствие активной работы обеих тормозных колодок, являющихся в данном случае первичными, а также вследствие создания эффекта самоустанавливающихся колодок, что обеспечивает полное прилегание тормозных колодок по всей своей длине к рабочей поверхности тормозного барабана, увеличивая тем самым срок эксплуатации тормозного механизма и снижая затраты на ремонт и техническое обслуживание тормоза. При этом сохраняются формы и геометрические параметры основных элементов колесной передачи и тормозного механизма.

### **Выводы**

Проведенные исследования по созданию тормозов для передних ведущих колес трактора «Беларус МТЗ-1221», в ходе которых была разработана методика проектирования барабанного тормозного механизма для передних ведущих колес трактора, позволили создать тормозной механизм и найти пути повышения эффективности разработанного тормоза без изменения его геометрических параметров, а также размеров и конструкции основных элементов колесной передачи передних ведущих колес трактора.

Повышение эффективности тормозного механизма, достигаемое путем изменения опорной схемы тормозных колодок, не требует значительных затрат при изменении конструкции тормоза, колесной передачи и колесного

диска и позволяет при этом уменьшить затраты на изготовление, ремонт и эксплуатацию тормозного механизма.

Использование разработанного

тормоза в тормозной системе тракторов, выпускаемых ОАО «Минский тракторный завод», повысит их конкурентоспособность и безопасность движения.

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Тормозные системы колесных машин : монография / И. С. Сазонов [и др.] ; под общ. ред. И. С. Сазонова. – Могилев : Белорус.-Рос. ун-т, 2011. – 351 с.
2. **Ким, В. А.** Методология создания адаптивных САБ АТС на основе силового анализа : монография / В. А. Ким. – Могилев : Белорус.-Рос. ун-т, 2003. – 346 с.
3. **Мамити, Г. И.** Проектирование тормозов автомобилей и мотоциклов : учеб. пособие / Г. И. Мамити. – Минск : Дизайн ПРО, 1997. – 112 с.
4. **Александров, М. П.** Тормозные устройства в машиностроении / М. П. Александров. – М. : Машиностроение, 1965. – 550 с.
5. **Мельников, А. С.** Системы активной безопасности двухколесных транспортных средств / А. С. Мельников, В. А. Ким, И. С. Сазонов // Вестн. Белорус.-Рос. ун-та. – 2010. – № 4. – С. 37–45.
6. **Мельников, А. С.** Методика анализа кинематических параметров дискового тормоза, адаптивного к механической антиблокировочной системе / А. С. Мельников, И. С. Сазонов, В. А. Ким // Автомобильная промышленность. – 2011. – № 5. – С. 10–12.
7. Схемотехническая реализация датчиков измерения боковых реакций на колеса мотоцикла / А. С. Мельников [и др.] // Вестн. Белорус.-Рос. ун-та. – 2014. – № 3. – С. 44–55.
8. Тормозная система мотоцикла : пат. 17082 ВУ С 1 МПК В 60 Т 8/52 F 16 D 55/22 / А. С. Мельников, И. С. Сазонов, В. А. Ким. – Оpubл. 28.01.13.
9. Теоретический метод анализа эффективности и быстродействия барабанного тормоза / И. С. Сазонов [и др.] // Вестн. Белорус.-Рос. ун-та. – 2011. – № 3. – С. 121–126.
10. Тормоз ведущего переднего моста колесного трактора : пат. 9620 ВУ U МПК В 60 Т 8/00 / А. С. Мельников, И. С. Сазонов, В. А. Ким, П. А. Амельченко, А. Г. Стасилевич, М. Л. Петренко, А. В. Юшкевич. – Оpubл. 30.10.13.
11. Дисковый тормозной механизм : пат. 9621 ВУ U МПК В 60 Т 8/00 / А. С. Мельников, И. С. Сазонов, В. А. Ким, П. А. Амельченко, А. Г. Стасилевич, М. Л. Петренко, А. В. Юшкевич. – Оpubл. 30.10.13.
12. Способ торможения вращающегося колеса транспортного средства и устройство для его осуществления : пат. 17076 ВУ С 1 МПК В 60 Т 8/00 F 16 D 55/04 F 16 D 65/14 / А.С. Мельников, И. С. Сазонов, В. А. Ким. – Оpubл. 28.01.13.
13. Способ торможения вращающегося колеса мобильной машины и устройство для его осуществления : пат. 16832 ВУ С 1 МПК В 60 Т 8/00 F 16 D 55/04 F 16 D 65/14 / А. С. Мельников, И. С. Сазонов, В. А. Ким. – Оpubл. 28.02.13.

*Статья сдана в редакцию 6 января 2017 года*

**Александр Сергеевич Мельников**, канд. техн. наук, доц., Белорусско-Российский университет.  
E-mail: f\_av@bru.mogilev.by.

**Игорь Сергеевич Сазонов**, д-р техн. наук, проф., Белорусско-Российский университет.  
E-mail: f\_av@bru.mogilev.by.

**Валерий Андреевич Ким**, д-р техн. наук, проф., Белорусско-Российский университет.

**Артем Александрович Мельников**, студент, Белорусско-Российский университет.

**Aleksandr Sergeyevich Melnikov**, PhD (Engineering), Associate Prof., Belarusian-Russian University.  
E-mail: f\_av@bru.mogilev.by.

**Igor Sergeyevich Sazonov**, DSc (Engineering), Prof., Belarusian-Russian University.  
E-mail: f\_av@bru.mogilev.by.

**Valery Andreyevich Kim**, DSc (Engineering), Prof., Belarusian-Russian University.

**Artem Aleksandrovich Melnikov**, student, Belarusian-Russian University.

УДК 621.923.4

*А. П. Минаков, И. Д. Камчицкая, Е. В. Ильюшина, Н. М. Юшкевич, Д. С. Кисляк*

**ОЦЕНКА ВЛИЯНИЯ ПНЕВМОВИБРОДИНАМИЧЕСКОЙ ОБРАБОТКИ НА МИКРОРЕЛЬЕФ ОБРАБОТАННЫХ ПЛОСКИХ ПОВЕРХНОСТЕЙ ПО СТАНДАРТУ DIN EN ISO 13565:1998**

UDC 621.923.4

*A. P. Minakov, I. D. Kamchitskaya, E. V. Ilyushina, N. M. Yushkevich, D. S. Kislyak*

**ASSESSMENT OF THE EFFECT OF PNEUMO-VIBRO-DYNAMIC TREATMENT ON THE MICRORELIEF OF FLAT SURFACES ACCORDING TO DIN EN ISO 13565:1998**

**Аннотация**

В работе рассмотрены основные параметры качества поверхности по DIN EN ISO 13565:1998, выполнен анализ эксплуатационных свойств поверхностей после импульсно-ударной пневмовибродинамической обработки. Представлены математические модели параметров шероховатости и результаты исследования высотных параметров и шаговой характеристики микрорельефа поверхностей после пневмовибродинамической обработки.

**Ключевые слова:**

импульсно-ударная пневмовибродинамическая обработка плоских поверхностей, параметры шероховатости, поверхность, профильный метод.

**Abstract**

The paper considers the basic parameters of surface quality according to DIN EN ISO 13565: 1998, and analyses the performance properties of surfaces after pulse-impact pneumo-vibro-dynamic treatment. Mathematical models of roughness parameters are presented, as well as the results of the investigation of height parameters and step characteristics of the microrelief of surfaces after pneumo-vibro-dynamic treatment.

**Key words:**

pulse-impact pneumo-vibro-dynamic treatment of flat surfaces, roughness parameters, surface, profile method.

**Введение**

Повышение надёжности изделий машиностроения неразрывно связано с улучшением качества обработки рабочих поверхностей деталей, которое может быть достигнуто различными технологическими методами.

В технической литературе каждому технологическому методу обработки соответствуют определенные диапазоны высотных значений шероховатости Ra и Rz, которых недостаточно для оценки свойств поверхности трения.

Поверхности с одинаковыми значениями шероховатости Ra и Rz, полученные разными видами обработки, могут иметь различные эксплуатационные характеристики.

С развитием техники и технологии появляется необходимость более полной и разносторонней оценки и описания микрогеометрии поверхности. Шесть показателей качества, нормируемые ГОСТ 2789–73, уже не могут описать всю микрогеометрию поверхности и оценить ее эксплуатационные свойства.

Исследования и опыт эксплуатации машин свидетельствуют о том, что характер контактирования поверхностей трения друг с другом зависит от высоты микронеровностей, а также и от других параметров микрорельефа, во многих случаях в большей степени определяющих эксплуатационные свойства деталей.

В [3–5] рассмотрена и обоснована связь между топографией поверхности и ее эксплуатационными свойствами.

Для поверхностей трения, работающих в условия граничного трения, первоепенное значение имеет их износостойкость. Установлено, что 70...80 % вариаций показателей износостойкости связаны с параметрами шероховатости поверхности деталей машин [5].

Анализ микрорельефов обработанных поверхностей по действующим международным стандартам позволит установить целесообразность использования различных методов обработки.

В настоящее время в практике в большинстве случаев используют стандарты Международной организации по стандартизации (ISO), на базе которых разработаны региональные (EN) и национальные (DIN) стандарты.

Для оценки топографии поверхностей используют международный стандарт ISO 13565:1998 Геометрическая техническая характеристика изделия (GPS) – Структура поверхности: профильный метод, состоящий из трех частей:

– часть 1 – фильтры и общие условия измерений;

– часть 2 – высотные параметры, полученные на основе относительной опорной кривой профиля [1];

– часть 3 – высотные параметры, полученные на основе вероятностной кривой для поверхностей, определяемых двумя вертикальными случайными компонентами [2].

### **Оценка качества поверхности в соответствии с международным стандартом DIN EN ISO 13565:1998**

Во второй части стандарта (DIN EN ISO 13565-2:1998) [1] рассматриваются параметры формы шероховатости, получаемые из построения опорной линии поверхности:

– параметр  $R_{pk}$ , характеризующий высоту выступов, быстро изнашивающихся в начальный период эксплуатации;

– параметр  $R_{vk}$ , характеризующий глубину впадин профиля и, соответственно, смазывающую способность;

– параметр  $R_k$ , характеризующий основу профиля, которая длительное время находится в работе и является несущей площадью;

– сумма параметров  $R_{pk} + R_k$ , характеризующая изнашиваемость рабочих поверхностей.

Снижение значения параметра  $R_{pk}$  позволяет уменьшить время приработки. Критерием увеличения площади фактического контакта является уменьшение суммы параметров  $R_{pk} + R_k$ . Увеличение маслосъемности поверхности характеризуется увеличением значения параметра  $R_{vk}$ .

Для оценки несущей способности поверхности используется параметр  $M_{r2}$  – относительная материальная составляющая к впадинам в процентах.

Поверхности с примерно равными по величине высотными параметрами шероховатости  $R_a$  обладают явно лучшими эксплуатационными свойствами, если они имеют заполненный материалом «закрытый» профиль вместо слегка заполненного материалом «открытого» профиля.

В третьей части стандарта (DIN EN ISO 13565-3:1998) [2] рассматривается семейство параметров  $R_q$ :

– параметр  $R_{pq}$  – наклон линейной регрессии, проходящей через зону «плато» обработанной поверхности;

– параметр  $R_{Vq}$  – наклон линейной регрессии, проходящей через зону впадин обработанной поверхности;

– параметр  $R_{mq}$  – наклон, характеризующий высоту точки перехода зоны «плато» в зону впадин.

**Исследование топографии плоских поверхностей пар трения после импульсно-ударной пневмовибродинамической обработки по DIN EN ISO 13565:1998**

Одним из перспективных методов формирования качества плоских поверхностей пар трения является пневмовибродинамическая обработка. Данный метод позволяет повысить износостойкость поверхностей за счет упрочнения поверхностного слоя и создания сетки лунок для увеличения маслостойкости. Достижимая при импульсно-ударной пневмовибродинамической обработке высота микронеровностей находится в пределах  $Ra = 2,5 \dots 0,8$  мкм и определяется сочетанием технологических факторов [6, 7]. Отличительной особенностью данного метода является обработка без использования смазочно-

охлаждающих жидкостей. Поверхность детали в процессе обработки не нагревается за счет охлаждения струями сжатого воздуха, истекающего через сопла пневмонакатника.

К основным режимам обработки, влияющим на формирование топографии поверхности, относятся давление сжатого воздуха, подводимого к пневмонакатнику,  $P$ , МПа, зазор между торцом пневмонакатника и обрабатываемой поверхностью  $h$ , мм, минутная подача стола станка  $S_{мин}$ , мм/мин.

Давление сжатого воздуха и зазор являются технологическими факторами, определяющими эффективность работы пневмонакатника. Подача стола станка влияет на плотность расположения лунок на обработанной поверхности. В зависимости от величины подачи на поверхности образуются участки сетки лунок с требуемой степенью плотности их расположения от 15 до 100 % (рис. 1).

Параметры пневмовибродинамической обработки в настоящее время определяют экспериментально в зависимости от конкретных условий и требуемого качества поверхности [7].



Рис. 1. Вид поверхностей после шлифования с СОЖ и после импульсно-ударной пневмовибродинамической обработки

Исследования топографии поверхности после пневмовибродинамической

обработки проводили при давлении сжатого воздуха, равном  $0,15 \dots 0,25$  МПа.

Значение подачи станка составляло 80 мм/мин. Применяли модельные образцы заготовок из серого чугуна СЧ20 (170...229 НВ) ГОСТ 1412–85. Исходная поверхность заготовок была предварительно обработана шлифованием со смазочно-охлаждающей жидкостью (эмулсол Э2). Для исследований использовались заготовки с исходной шероховатостью Ra 0,63 и Ra 1,25.

Изотропной считается поверхность, характеристики которой при ее измерении в любом направлении являются идентичными.

Поверхность после импульсно-ударной пневмовибродинамической об-

работки является анизотропной, т. к. параметры качества, характеризующие рельефную микроструктуру, зависят от направления трассы измерения. Поэтому исследования топографии поверхностей после пневмовибродинамической обработки, связанные с оценкой качества поверхности по стандарту DIN EN ISO 13565:1998, проводили для двух схем измерений: вдоль направления подачи и поперек.

На рис. 2–5 представлены профилограммы поверхностей после импульсно-ударной пневмовибродинамической обработки для различных условий экспериментов.

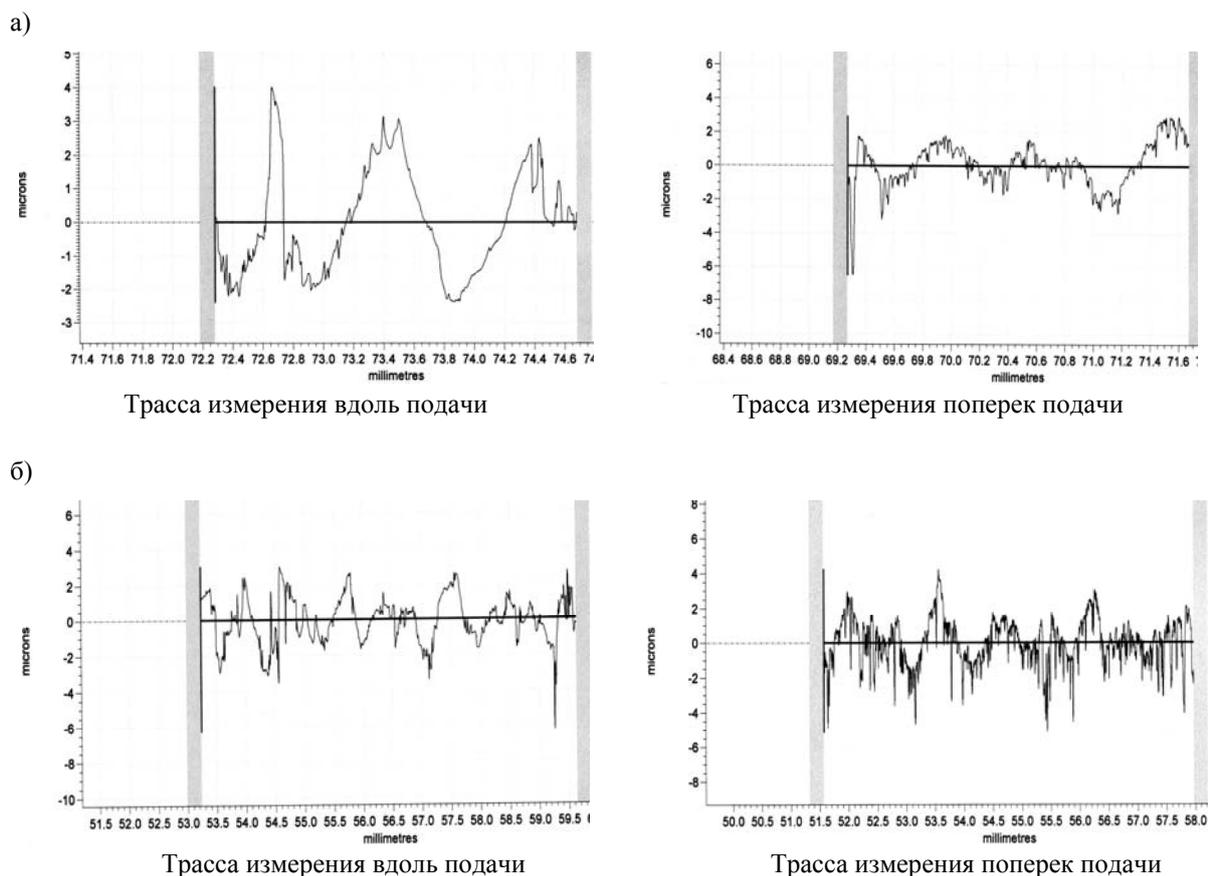
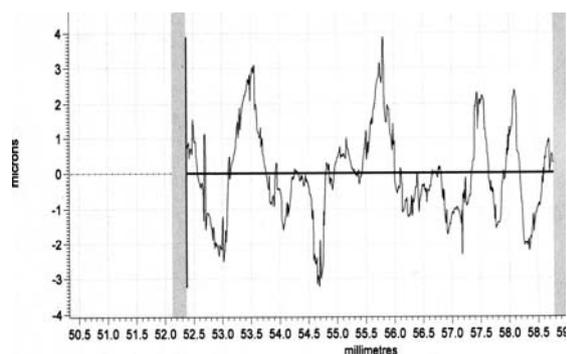
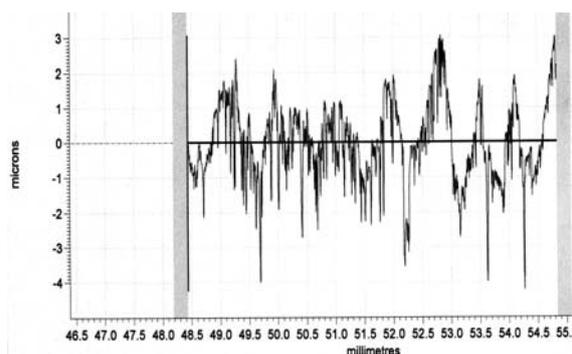


Рис. 2. Профилограммы поверхностей после пневмовибродинамической обработки: а – исходная шероховатость Ra 0,63, давление P = 0,15 МПа, зазор h = 0,4 мм; б – исходная шероховатость Ra 1,25, давление P = 0,15 МПа, зазор h = 0,4 мм

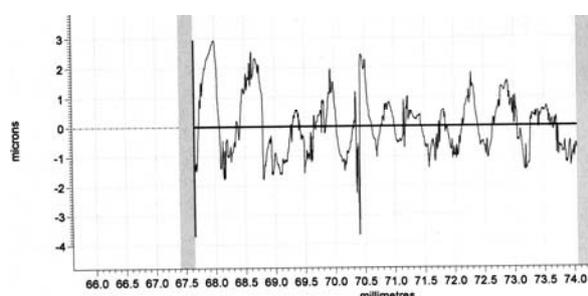


Трасса измерения вдоль подачи

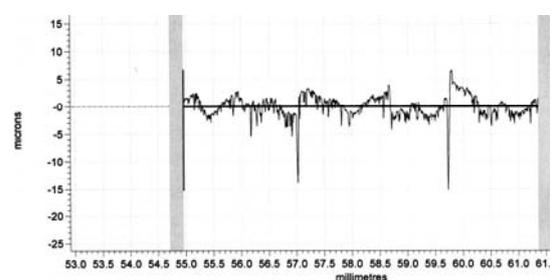


Трасса измерения поперек подачи

Рис. 3. Профилограммы поверхности после пневмовибродинамической обработки: исходная шероховатость  $Ra$  0,63, давление  $P = 0,15$  МПа, зазор  $h = 0,6$  мм

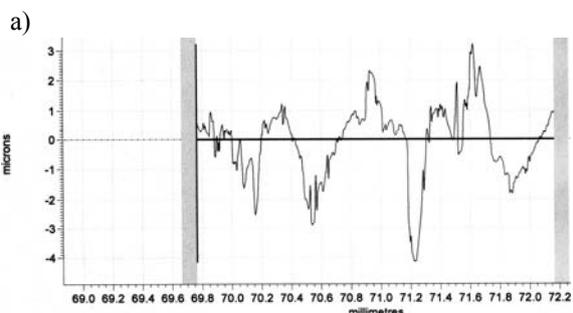


Трасса измерения вдоль подачи

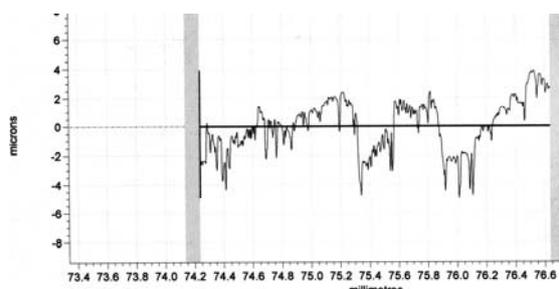


Трасса измерения поперек подачи

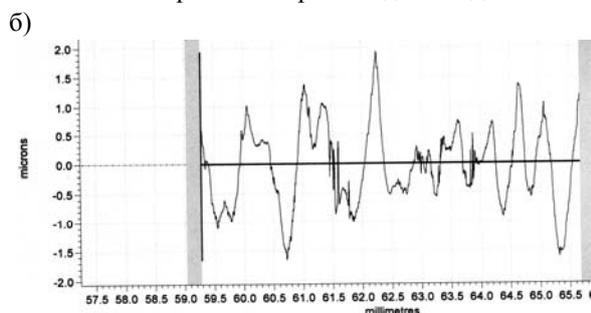
Рис. 4. Профилограммы поверхности после пневмовибродинамической обработки: исходная шероховатость  $Ra$  1,25, давление  $P = 0,15$  МПа, зазор  $h = 0,6$  мм



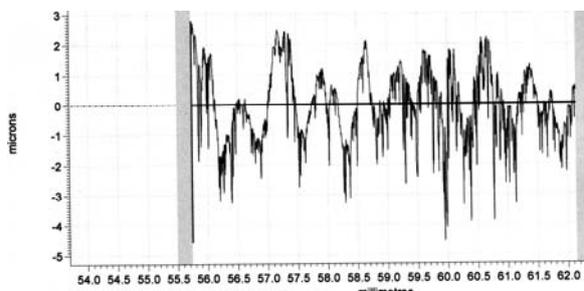
Трасса измерения вдоль подачи



Трасса измерения поперек подачи



Трасса измерения вдоль подачи



Трасса измерения поперек подачи

Рис. 5. Профилограммы поверхностей после пневмовибродинамической обработки: а – исходная шероховатость  $Ra$  1,25, давление  $P = 0,25$  МПа, зазор  $h = 0,4$  мм; б – исходная шероховатость  $Ra$  1,25, давление  $P = 0,25$  МПа, зазор  $h = 0,6$  мм

Влияние зазора между торцом пневмокатника и обрабатываемой поверхностью и давления сжатого воздуха, подводимого к инструменту, на изменение высотных параметров шероховатости  $R_a$  и  $R_z$  и параметров семейства  $R_k$  [1] после импульсно-удар-

ной пневмовибродинамической обработки представлено в табл. 1. Для исследований топографии поверхности использовался прибор фирмы «Митутойо» (Mitutoyo). В качестве параметров семейства  $R_k$  принимались среднеарифметические значения пяти измерений.

Табл. 1. Параметры качества плоской поверхности после пневмовибродинамической обработки

Величина зазора, мм	P, МПа	$R_{a_{исх}}$ , мкм	$R_a$ , мкм	$R_z$ , мкм	$R_{pk}$ , мкм	$R_k$ , мкм	$R_{vk}$ , мкм	$R_{pk} + R_k$ , мкм
<i>Измерение вдоль подачи при обработке</i>								
0,4	0,15	0,63	1,296	5,533	1,190	2,768	0,612	3,958
0,4	0,15	1,25	1,031	4,960	0,862	2,694	1,376	3,556
0,4	0,25	1,25	0,960	5,193	0,336	3,401	1,914	3,737
0,6	0,15	0,63	0,995	3,78	0,921	2,690	1,138	3,974
0,6	0,15	1,25	0,822	3,641	0,621	2,216	1,284	2,837
0,6	0,25	1,25	0,553	2,107	0,431	1,276	0,605	1,707
<i>Измерение поперек подачи при обработке</i>								
0,4	0,15	0,63	0,993	5,775	0,316	1,974	1,588	2,290
0,4	0,15	1,25	1,053	6,389	0,817	2,867	1,561	3,684
0,4	0,25	1,25	1,480	7,257	1,607	3,341	1,262	4,948
0,6	0,15	0,63	0,907	5,259	0,695	2,627	1,125	3,322
0,6	0,15	1,25	1,514	9,565	1,205	3,354	1,355	4,559
0,6	0,25	1,25	0,960	5,240	0,623	3,058	1,155	3,681

При анализе параметров качества поверхности семейства  $R_k$  было установлено, что рост величины зазора между торцом пневмокатника и обрабатываемой поверхностью способствует уменьшению параметров  $R_{pk}$  и  $R_k$  и мало влияет на параметр  $R_{vk}$  для топографии поверхности вдоль подачи при обработке. Для микрорельефа поверхности в поперечном направлении подачи, наоборот, характерно увеличение параметров семейства  $R_k$  при увеличении зазора.

Обработка образцов заготовок с исходной шероховатостью  $Ra_{1,25}$  повышает параметр  $R_{vk}$  по сравнению с образцами с более низкой исходной шероховатостью.

Для обработки с давлениями сжатого воздуха, превышающими 0,15 МПа, характерен большой разброс числовых значений параметров шероховатости из-за меньшей стабильности аэродинамических процессов, происходящих в рабочей камере пневмокатника.

После анализа экспериментальных данных были разработаны математические модели влияния параметров режима импульсно-ударной пневмовибродинамической обработки на изменения исследуемых характеристик шероховатости плоских поверхностей в виде уравнений регрессии (1)–(14). Полученные модели позволяют рассчитать значения параметров микрорельефа анизотропной поверхности (в направлениях

вдоль или поперек подачи) в зависимости от сочетаний режимов обработки.

$$Ra_{\text{вдоль}} = 0,126h^{0,44} \cdot P^{-1,33}; \quad (1)$$

$$Ra_{\text{поперек}} = 0,587h^{0,978} \cdot P^{-0,873}; \quad (2)$$

$$Rq_{\text{вдоль}} = 0,141h^{0,653} \cdot P^{-1,5}; \quad (3)$$

$$Rq_{\text{поперек}} = 0,695h^{0,773} \cdot P^{-0,828}; \quad (4)$$

$$Rt_{\text{вдоль}} = 0,402h^{0,198} \cdot P^{-1,778}; \quad (5)$$

$$Rt_{\text{поперек}} = 3,743h^{-0,082} \cdot P^{-0,514}; \quad (6)$$

$$Rp_{\text{вдоль}} = 0,245h^{0,532} \cdot P^{-1,44}; \quad (7)$$

$$Rp_{\text{поперек}} = 1,413h^{0,265} \cdot P^{-0,462}; \quad (8)$$

$$Rv_{\text{вдоль}} = 0,103h^{0,887} \cdot P^{-2,195}; \quad (9)$$

$$Rv_{\text{поперек}} = 1,5h^{0,252} \cdot P^{-0,774}; \quad (10)$$

$$Rc_{\text{вдоль}} = 0,174h^{0,623} \cdot P^{-1,983}; \quad (11)$$

$$Rc_{\text{поперек}} = 2,63h^{-0,21} \cdot P^{-0,177}; \quad (12)$$

$$Rsm_{\text{вдоль}} = 729,238h^{-1,175} \cdot P^{0,823}; \quad (13)$$

$$Rsm_{\text{поперек}} = 331,955h^{-0,448} \cdot P^{0,394}; \quad (14)$$

где  $Ra$  – среднее арифметическое отклонений профиля в пределах базовой длины;  $Rq$  – стандартное отклонение профиля;  $Rt$  – общая высота профиля;  $Rp$  – максимальная высота выступов профиля;  $Rv$  – максимальная глубина впадин профиля;  $Rc$  – средняя высота элементов профиля;  $RSm$  – средняя ширина элементов профиля.

Графические изображения математических моделей (1)–(14) представлены на рисунках 6–12.

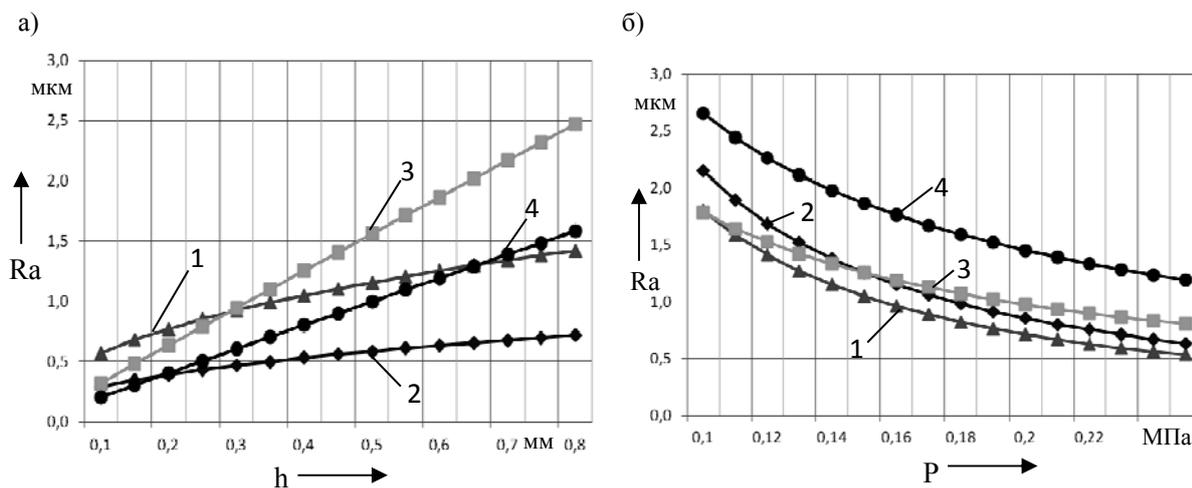


Рис. 6. Влияние режимов обработки на изменение параметра шероховатости  $Ra$ : а – зависимость  $Ra = f(h)$ ; 1 – при  $P = 0,15$  МПа (вдоль подачи); 2 – при  $P = 0,25$  МПа (вдоль подачи); 3 – при  $P = 0,15$  МПа (поперек подачи); 4 –  $P = 0,25$  МПа (поперек подачи); б – зависимость  $Ra = f(P)$ ; 1 – при  $h = 0,4$  мм (вдоль подачи); 2 – при  $h = 0,6$  мм (вдоль подачи); 3 – при  $h = 0,4$  мм (поперек подачи); 4 –  $h = 0,6$  мм (поперек подачи)

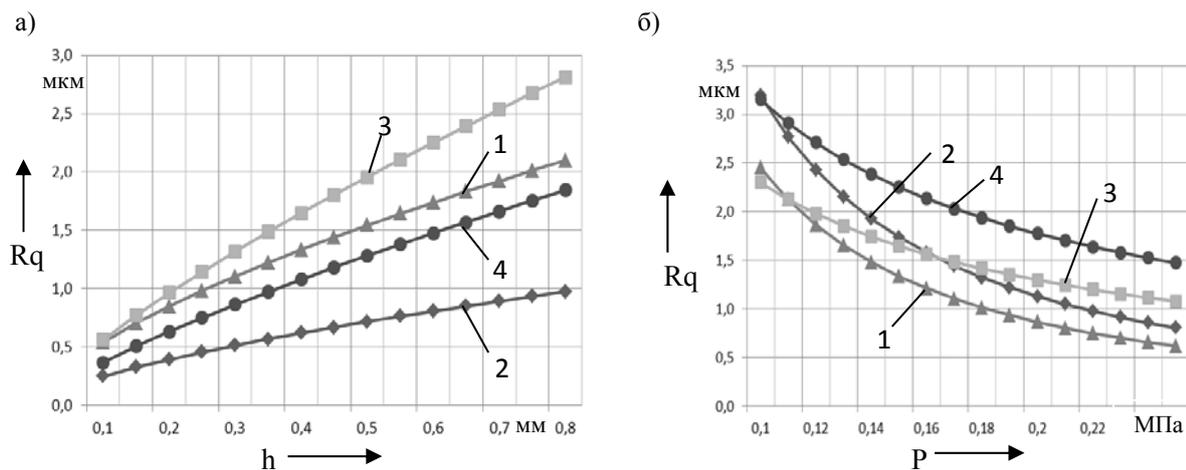


Рис. 7. Влияние режимов обработки на изменение параметра шероховатости  $R_q$ : а – зависимость  $R_q = f(h)$ ; б – зависимость  $R_q = f(P)$ ; 1–4 – см. рис. 6

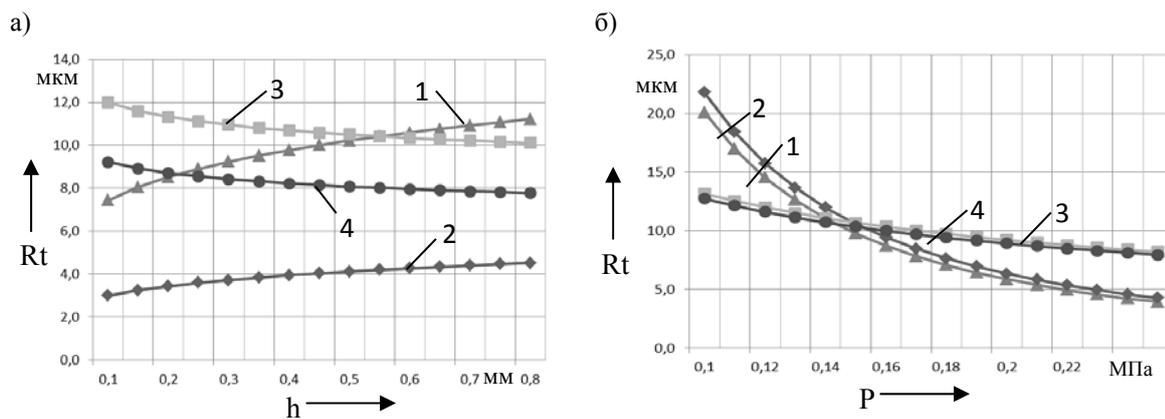


Рис. 8. Влияние режимов обработки на изменение параметра шероховатости  $R_t$ : а – зависимость  $R_t = f(h)$ ; б – зависимость  $R_t = f(P)$ ; 1–4 – см. рис. 6

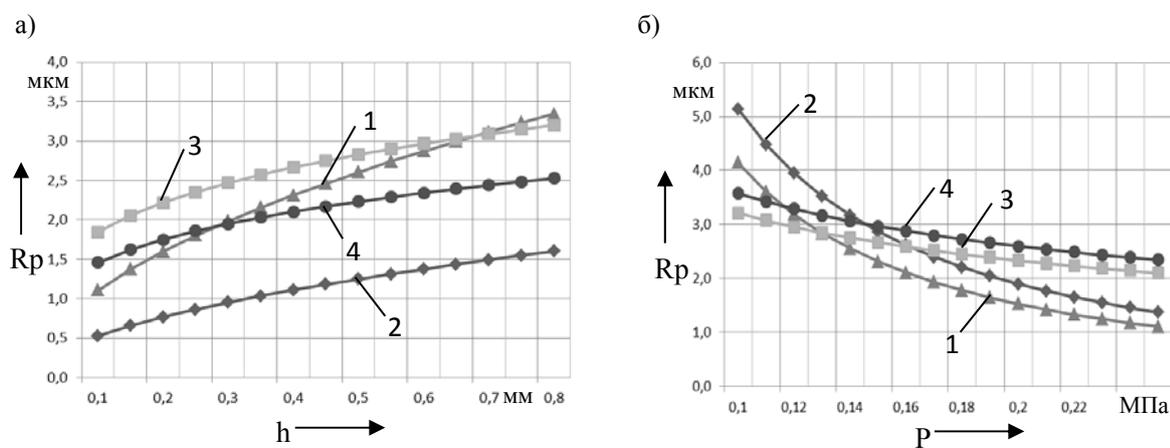


Рис. 9. Влияние режимов обработки на изменение параметра шероховатости  $R_p$ : а – зависимость  $R_p = f(h)$ ; б – зависимость  $R_p = f(P)$ ; 1–4 – см. рис. 6

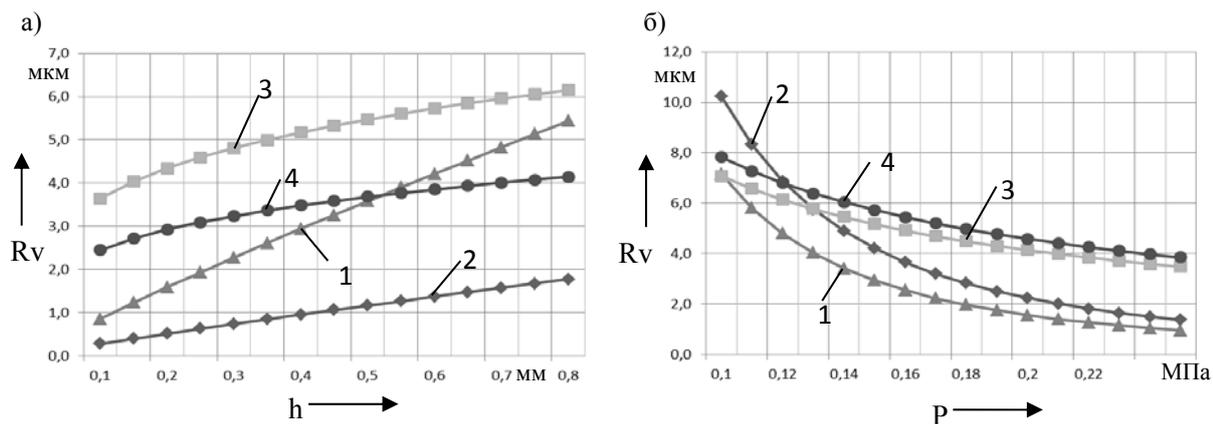


Рис. 10. Влияние режимов обработки на изменение параметра шероховатости  $R_v$ : а – зависимость  $R_v = f(h)$ ; б – зависимость  $R_v = f(P)$ ; 1–4 – см. рис. 6

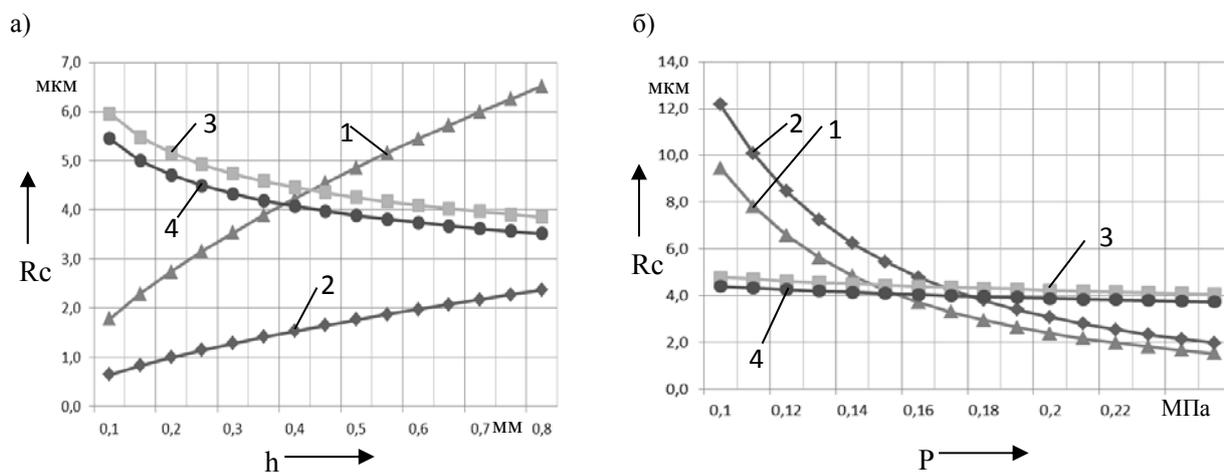


Рис. 11. Влияние режимов обработки на изменение параметра шероховатости  $R_c$ : а – зависимость  $R_c = f(h)$ ; б – зависимость  $R_c = f(P)$ ; 1–4 – см. рис. 6

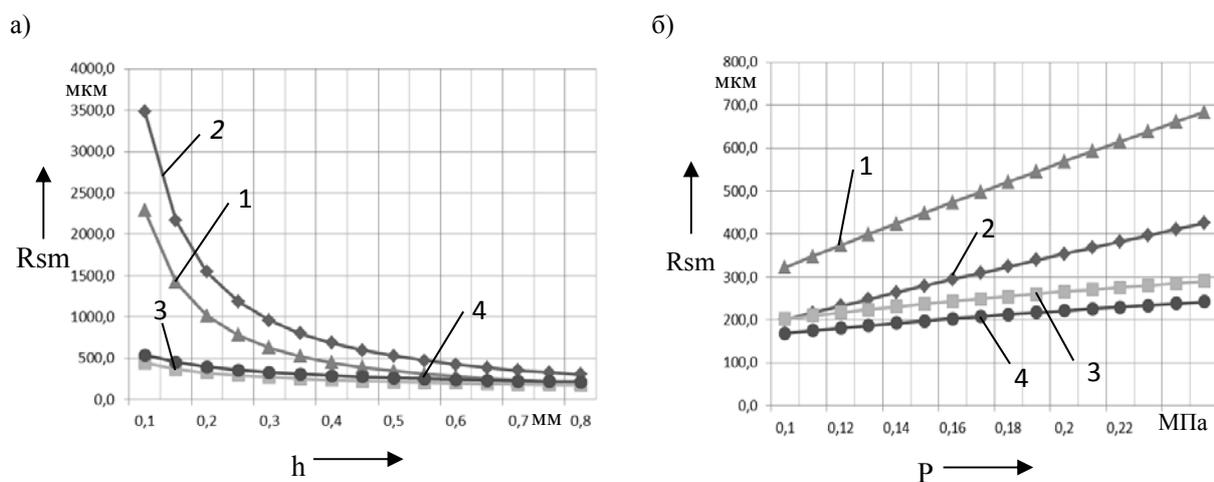


Рис. 12. Влияние режимов обработки на изменение параметра шероховатости  $R_{sm}$ : а – зависимость  $R_{sm} = f(h)$ ; б – зависимость  $R_{sm} = f(P)$ ; 1–4 – см. рис. 6

При анализе графических изображений зависимостей параметров шероховатости от режимов процесса пневмовибродинамической обработки установлено, что повышение давления сжатого воздуха, подводимого к пневмонакатнику, снижает высотные параметры шероховатости  $R_a$ ,  $R_q$ ,  $R_t$ ,  $R_p$ ,  $R_v$ ,  $R_c$  и увеличивает шаговую характеристику шероховатости  $R_{sm}$ . Наиболее чувствителен к изменению давления сжатого воздуха микрорельеф, расположенный вдоль подачи при обработке поверхности (параметры  $R_t$ ,  $R_p$ ,  $R_v$ ,  $R_c$ ).

Увеличение зазора между торцом пневмонакатника и обрабатываемой поверхностью способствует росту всех исследуемых высотных параметров шероховатости микрорельефа, расположенного вдоль подачи. Для микрорельефа, расположенного поперек подачи, при увеличении значений зазора высотные параметры  $R_t$  и  $R_c$  снижаются (см. рис. 8, а; 11, а).

Шаговые характеристики шероховатости  $R_{sm}$  при увеличении зазора, напротив, снижаются как в продольном, так и в поперечном направлении подачи. Наиболее заметно идет снижение шаговых характеристик микрорельефа в направлении подачи (рис. 12, а).

## Выводы

1. Результаты изучения топографии обработанной поверхности после импульсно-ударной пневмовибродинамической обработки позволяют сделать вывод о том, что после обработки следы от деформирующих шаров на поверхности произвольно изменяют свое направление. На обработанной поверхности формируются расположенные случайным образом выступы и впадины.

2. Поверхность после импульсно-ударной пневмовибродинамической обработки плоских поверхностей является анизотропной.

3. Установлено, что импульсно-ударная пневмовибродинамическая обработка плоских поверхностей с более грубой исходной шероховатостью способствует повышению несущей площади поверхности по критерию  $R_{pk} + R_k$  и повышению маслостойкости поверхности по критерию  $R_{vk}$ .

4. Разработанные математические модели высотных параметров и шаговой характеристики шероховатости позволяют оптимизировать параметры режимов импульсно-ударной пневмовибродинамической обработки в зависимости от качественных требований и эксплуатационных характеристик обрабатываемых поверхностей деталей.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **ISO 13565-2:1998.** Geometrical Product Specifications (GPS) – Surface texture: profile method. Surfaces having stratified functional properties – Part 2: Height characterization using the linear material ratio curve. – International Organization for Standardization. Geneva. Switzerland, 1998.
2. **ISO 13565-3:1998.** Geometrical Product Specifications (GPS) – Surface texture: Profile method; Surfaces having stratified functional properties – Part 3: Height characterization using the material probability curve. – International Organization for Standardization. Geneva. Switzerland, 1996.
3. **Табенкин, А. Н.** Шероховатость, волнистость, профиль. Международный опыт / А. Н. Табенкин, С. Б. Тарасов, С. Н. Степанов ; под ред. канд. техн. наук Н. А. Табачниковой. – СПб. : Политехн. ун-т, 2007. – 136 с.
4. Анализ международной практики профильной и трехмерной оценки шероховатости поверхности / В. М. Давыдов, В. В. Заев, П. Н. Паночевный, Ю. А. Козаченко, О. В. Прохорец // Ученые заметки ТОГУ (электронное издание). – Хабаровск : Тихоокеан. гос. ун-т, 2013. – Т. 4, № 4. – С. 1061–1074.
5. Технологические основы обеспечения качества машин / К. С. Колесников [и др.] ; под общ. ред. К. С. Колесникова. – М. : Машиностроение, 1990. – 256 с.
6. **Камчицкая, И. Д.** Упрочняющая технология восстановления направляющих станин станков на основе лезвийной и пневмовибродинамической обработки : дис. ... канд. техн. наук : 05.02.08 / Камчицкая Ирина Дмитриевна. – М., 2006. – 129 л.

7. Технология финишной упрочняющей пневмовибродинамической обработки нежестких деталей : монография / А. П. Минаков [и др.] ; под общ. ред. проф. А. П. Минакова. – Могилев : Белорус.-Рос. ун-т, 2016. – 294 с.

*Статья сдана в редакцию 30 ноября 2016 года*

**Анатолий Петрович Минаков**, д-р техн. наук, проф., Белорусско-Российский университет.  
Тел.: +375-291-11-91-84.

**Ирина Дмитриевна Камчицкая**, канд. техн. наук, доц., Белорусско-Российский университет.  
E-mail: i\_kam@tut.by.

**Елена Валерьевна Ильюшина**, канд. техн. наук, доц., Белорусско-Российский университет.  
Тел.: +375-298-45-25-55.

**Надежда Михайловна Юшкевич**, преподаватель, Белорусско-Российский университет.

**Дмитрий Сергеевич Кисляк**, студент, Белорусско-Российский университет.

**Anatoly Petrovich Minakov**, DSc (Engineering), Prof., Belarusian-Russian University. Phone: +375-291-11-91-84.

**Irina Dmitriyevna Kamchitskaya**, PhD (Engineering), Associate Prof., Belarusian-Russian University.  
E-mail: i\_kam@tut.by.

**Yelena Valeryevna Ilyushina**, PhD (Engineering), Associate Prof., Belarusian-Russian University.  
Phone: +375-298-45-25-55.

**Nadezhda Mikhailovna Yushkevich**, lecturer, Belarusian-Russian University.

**Dmitry Sergeevich Kislyak**, student, Belarusian-Russian University.

УДК 621.791.763.2

*А. Ю. Поляков, С. М. Фурманов, Б. В. Федотов, Д. Н. Юманов, М. С. Колобова*

## ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ ПРОЦЕССА КОНТАКТНОЙ РЕЛЬЕФНОЙ СВАРКИ

UDC 621.791.763.2

*A. Y. Polyakov, S. M. Furmanov, B. V. Fedotov, D. N. Yumanov, M. S. Kolobova*

## EXPERIMENTAL DETERMINATION OF ENERGY PARAMETERS OF PROJECTION WELDING

### **Аннотация**

Предложена методика определения величины электроэнергии, потребляемой сварочной контактной машиной из сети при рельефной сварке, основанная на использовании устройства сбора данных NATIONAL INSTRUMENTS NI USB 6251 и регистратора сварочных процессов РКДП 0401. Проведен сравнительный анализ точности определения энергетических параметров процесса рельефной сварки по предложенной и известной методикам. По предложенной методике рассчитана экономия сетевой электроэнергии, потребляемой машиной МТ-3201, при рельефной сварке нахлесточных соединений пластин на энергосберегающем режиме, разработанном авторами, в сравнении с режимом, рекомендуемым в литературе.

### **Ключевые слова:**

контактная рельефная сварка, сопротивление контура, устройство сбора данных, регистратор сварочных процессов, параметры сварочной машины, коэффициент мощности, базовый режим, энергосберегающий режим, электроэнергия.

### **Abstract**

The paper presents the method for determining the amount of electrical energy consumed by a resistance welding machine from the mains supply during the process of projection welding, which is based on the use of the NATIONAL INSTRUMENTS NI USB 6251 data collection device and the РКДП 0401 recorder of welding processes. A comparative analysis was performed between the accuracy of determining energy parameters of the projection welding process by the proposed technique and the already known ones. Based on the proposed technique, the saving of mains electric power consumed by the МТ-3201 welding machine was calculated for projection welding of lap joints produced in the power-saving mode proposed by the authors of this paper, compared to the welding conditions recommended in the literature.

### **Key words:**

resistance projection welding, loop resistance, data collection device, recorder of welding processes, welding machine parameters, power factor, basic mode, power-saving mode, electric power.

Сегодня в Республике Беларусь крупные промышленные предприятия, такие как ОАО «МАЗ» – управляющая компания холдинга «БЕЛАВТОМАЗ-холдинг», ОАО «Гомсельмаш», ОАО «Лифтмаш» и другие, активно модернизируют производства. Наряду с покупкой современного импортного оборудования, модернизация подразумевает внедрение ресурсо- и энергосбе-

регающих технологий. В рамках программ импортозамещения особенно актуально применение любых отечественных разработок, не уступающих зарубежным аналогам по качеству и превосходящих их в ценовом отношении.

В настоящее время в области сварочного производства стремительно развивается перспективное направле-

ние, связанное с разработкой систем автоматического управления процессами контактной рельефной сварки (далее – КРС) и точечной сварки. КРС является высокотехнологичным процессом, хорошо поддается автоматизации и обладает высокой производительностью [1, 2]. Современные аналого-цифровые, микропроцессорные устройства позволяют не только регистрировать параметры сварочного процесса для последующего анализа и внесения в него корректировок, но и воздействовать на сварочную машину в режиме реального времени по принципу обратной связи [3]. Главная задача данного воздействия – обеспечение стабильного высокого качества формируемых сварных соединений без остановки технологического цикла, второстепенная задача – снижение энергоемкости процесса КРС.

В Беларуси до нынешнего времени КРС применялась значительно реже в сравнении с дуговыми способами сварки. Основной сферой ее применения являлось производство железобетонной арматуры, малогабаритных деталей лифтов, грузовых автомобилей и сельхозтехники. В последние годы ситуация начала изменяться. В республике уже существуют предприятия по сборке легковых автомобилей: Белорусско-Британское совместное предприятие ЗАО «ЮНИСОН» (марки автомобилей Zotye, Peugeot, Citroën, Opel, Chevrolet, Samand, спецтехника на базе Mercedes-Benz), СЗАО «БелДжи» (марка Geely). При этом в соответствии с Указом № 479 Президента Республики Беларусь к 2030 г. вместо «отверточной» сборки импортных комплектующих должно быть налажено полноценное производство белорусских легковых автомобилей, в том числе и кузовов (их доля составляет 18...20 % от стоимости автомобиля) [4]. Следует отметить, что количество соединений, получаемых способами КРС и точечной сварки, составляет минимум 5000 шт. на один автомобильный кузов. Соответ-

венно, при запуске такого производства использование отечественных разработок, в том числе энерго- и ресурсосберегающих технологий КРС и точечной сварки кузовных элементов автомобилей, может привести к существенному снижению себестоимости, особенно при крупносерийном и массовом производстве.

Перспектива применения в производстве энергосберегающих технологий КРС подразумевает наличие расчетов потребления сетевой электроэнергии сварочной машиной, потребления активной мощности непосредственно на формирование сварного соединения, потерь активной мощности в сварочном контуре и трансформаторе.

В литературе по КРС имеются формулы расчета активной, реактивной и полной мощности, потребляемой сварочной машиной из сети при регулировании тока переключением ступеней трансформатора и изменением угла включения тиристорного контактора [3, 5]. Однако для осуществления подобных расчетов на практике возникают следующие трудности:

- сложность математического расчета активного сопротивления вторичной цепи контактной машины по известной методике [6], т. к. точные значения контактных сопротивлений вторичного контура не известны, а расчет активных сопротивлений отдельных элементов вторичного контура с учетом их геометрических параметров и теплофизических свойств весьма приближен (в частности, это расчет коэффициентов поверхностного эффекта и пересчет суммарного активного сопротивления вторичного контура с учетом его нагрева до температуры 70...80 °С);
- сложный характер кривой изменения сопротивления межэлектродной зоны (далее –  $R_{\text{ЭЭ}}$ ) при КРС (в формулы обычно подставляются значения стабилизированного  $R_{\text{ЭЭ}}$  в момент включения сварочного тока);

– сложность математического расчета полного индуктивного сопротивления вторичного контура при КРС (расчетные формулы для определения индуктивного сопротивления вторичного контура весьма приближительны);

– сетевое напряжение, имеющее колебания  $\pm 10\%$ , что вызывает соответствующие колебания напряжения холостого хода во вторичной цепи машины, значение которого необходимо подставлять в расчетные формулы;

– непосредственно в процессе КРС фактическое сетевое напряжение уменьшается приблизительно на 20...25 В по сравнению с холостым ходом в связи с потерями напряжения в сетевых кабелях и на тиристорном контакторе (например, для машины МТ-3201 на ступени № 6 напряжение, подаваемое на первичную обмотку трансформатора,

в режиме холостого хода составляет 407 В, а при КРС двух деталей толщиной 2 + 2 мм током 14,9 кА – 388 В);

– в случае использования при КРС ступенчатого импульса тока на участках его синусоиды с неполнофазным включением присутствуют интервалы выключенного состояния тиристоров, которые не должны учитываться при расчетах действующего значения сварочного тока и, соответственно, сетевого энергопотребления сварочной машины (рис. 1);

– коэффициенты мощности контактной машины на разных уровнях тока при КРС ступенчатым импульсом будут различны, т. к. стабилизированное значение  $R_{\Sigma}$  в процессе сварки деталей также различно при разных токах.

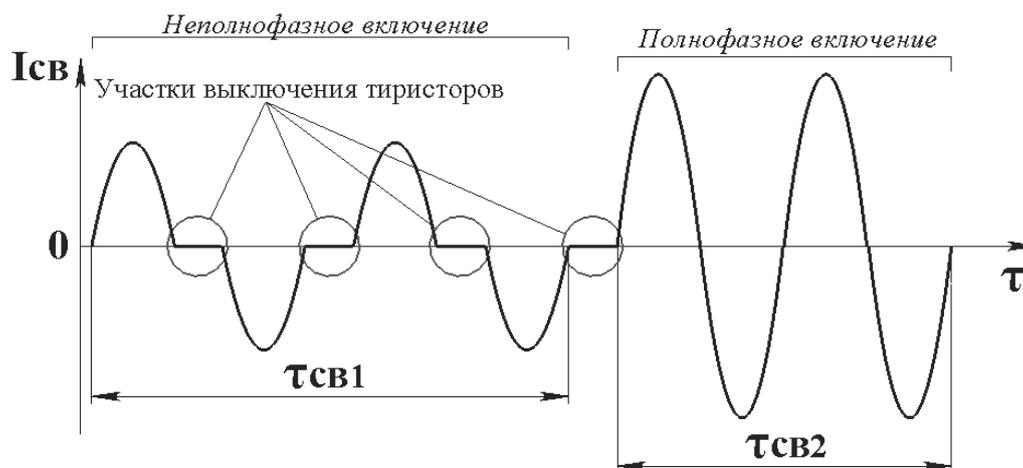


Рис. 1. Синусоидальный сигнал двухступенчатого импульса сварочного тока  $I_{св}$ :  $\tau_{св1}$  – номинальная длительность протекания тока на первой ступени импульса;  $\tau_{св2}$  – номинальная длительность протекания тока на второй ступени импульса

Авторами предложен расчет энергетических параметров процесса КРС путем регистрации необходимых сигналов с помощью высокоточных аналого-цифровых устройств сбора данных, компьютерной обработки и совмещения зарегистрированных сигналов с выделением необходимых параметров.

Процесс КРС рассматривался на

машине контактной точечной сварки МТ-3201 с электродами, имеющими увеличенную площадь контакта. В качестве свариваемых деталей принимались пластины толщиной 2 + 2 мм из низкоуглеродистой стали с одним круглым выштампованным сферическим рельефом на одной из деталей (диаметр и высота рельефа – 6 и 1,2 мм соот-

ветственно). На сварочном трансформаторе выставлялась ступень № 6 из восьми возможных.

В начале работы с помощью цифрового микроомметра MMR-610, предназначенного для измерения активных сопротивлений электрических цепей, было измерено активное сопротивление вторичного контура машины МТ-3201

( $R_2 = 158 \text{ мкОм}$ ) (рис. 2). Активное сопротивление первичного контура составило  $R_1 = 30 \text{ мОм}$ . Активное сопротивление вторичного контура при коротком замыкании  $R_{2к}$  определялось с учетом приведенного активного сопротивления первичной обмотки сварочного трансформатора  $R'_1$ .



Рис. 2. Измерение активного сопротивления вторичного контура машины МТ-3201 цифровым микроомметром MMR-610

С помощью цифрового мультиметра УТВ-150D в первичной цепи измерялось напряжение холостого хода ( $U_{1XX} = 407 \text{ В}$ ).

К машине подключались:

- система автоматического управления процессом КРС (далее – САУ КРС) на базе аналого-цифрового устройства сбора данных NATIONAL INSTRUMENTS (далее – устройство NI USB 6251) и среды графического программирования LABVIEW (далее – среда LVW), позволяющая с игнорированием первоначальных настроек регу-

лятора цикла сварки контактной машины задавать многоступенчатый импульс сварочного тока и на каждом из уровней тока поэтапно дозированно вводить в межэлектродную зону определенную электрическую энергию [7, 8];

- регистратор сварочных процессов (далее – РКДП 0401), позволяющий с высокой точностью записывать и визуализировать различные сигналы процессов контактной и дуговой сварки.

Общий вид экспериментальной установки представлен на рис. 3.

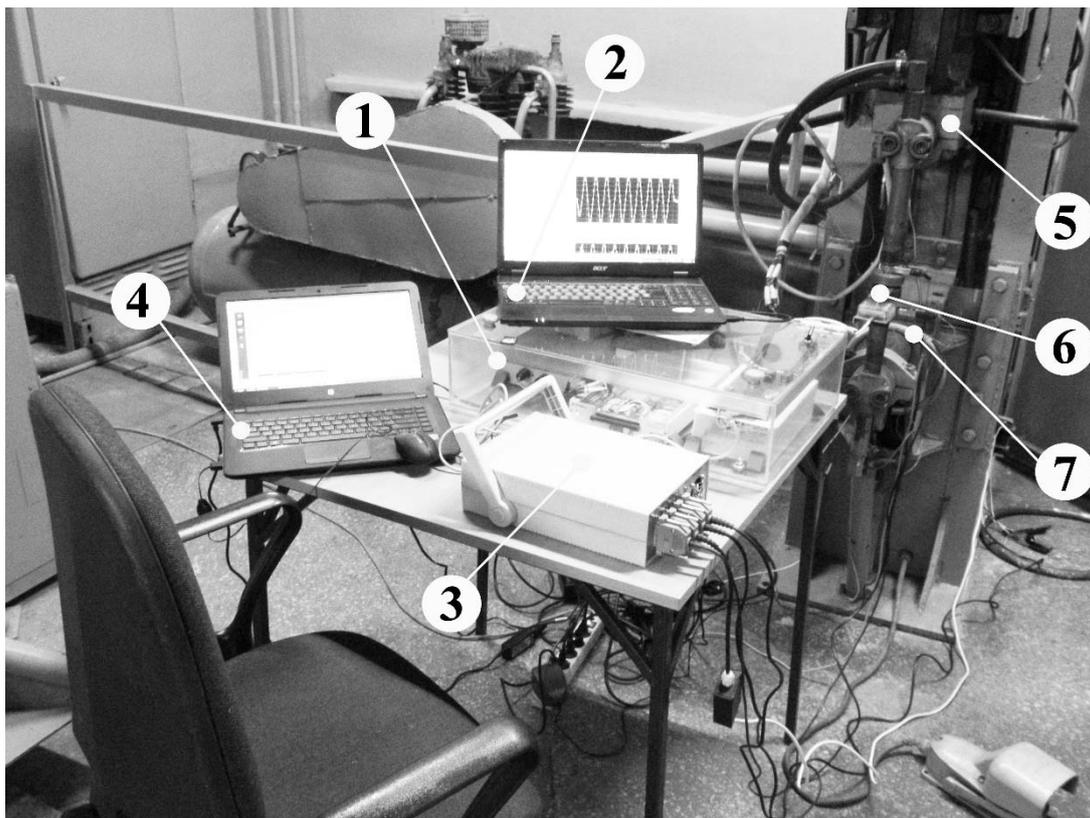


Рис. 3. Экспериментальная установка: 1 – САУ КРС на базе устройства NI USB 6251 и среды LVW; 2 – ЭВМ к САУ КРС; 3 – РКДП 0401; 4 – ЭВМ к РКДП 0401; 5 – сварочная машина МТ–3201; 6 – свариваемые детали; 7 – пояс Роговского к РКДП 0401

Режим КРС для рассматриваемых соединений, рекомендуемый в [1, 2, 9] и принимаемый за базовый: сварочный ток  $I_{св} = 14,9$  кА; длительность протекания тока  $t_{св} = 0,28$  с; усилие сжатия электродов  $F_{св} = 3,6$  кН (размеры реле-

фа указывались выше).

С помощью экспериментальной установки были зарегистрированы параметры контактной машины в режимах холостого хода, короткого замыкания и сварки (табл. 1).

Табл. 1 Зарегистрированные параметры машины МТ-3201 (ступень № 6 трансформатора)

Параметры	Значение	Устройство регистрации
Действующее напряжение во вторичной цепи (х. х.) $U_{20}$ , В	6,88	РКДП 0401
Действующее напряжение во вторичной цепи (к. з.) $U_{2кз}$ , В	5,8	
Действующее напряжение в первичной цепи (к. з.) $U_{1кз}$ , В	388	
Максимальный ток во вторичной цепи (к. з.) $I_{2кз.м}$ , кА	25	
Действующий ток во вторичной цепи (к. з.) $I_{2кз}$ , кА	17,1	
Действующий ток во вторичной цепи (сварка) $I_2$ , кА	14,9	САУ КРС, РКДП 0401
Сопротивление межэлектродной зоны $R_{ээ}$ , мкОм	101	САУ КРС

Далее на основе полученных данных были рассчитаны полное сопротивление вторичного контура контакт-

ной машины, коэффициент мощности, а также пересчитан действующий сварочный ток (табл. 2).

Табл. 2. Расчетные параметры машины МТ-3201

Параметры	Значение	Формула
Коэффициент трансформации $K$ в режиме холостого хода на ступени трансформатора № 6	59	$U_{1XX}/U_{20}$
Полное сопротивление вторичного контура при коротком замыкании $Z_{2K}$ , мкОм	402	$U_{20}/I_{2K.3}$
Сопротивление первичной обмотки трансформатора, приведенное ко вторичной обмотке, $R'_1$ , мкОм	10	$R_1/K^2$
Активное сопротивление вторичного контура при коротком замыкании $R_{2K}$ , мкОм	168	$R_2 + R'_1$
Индуктивное сопротивление вторичного контура при коротком замыкании $X_{2K}$ , мкОм	365	$\sqrt{Z_{2K}^2 - R_{2K}^2}$
Полное сопротивление вторичного контура при сварке $Z_2$ , мкОм	454	$\sqrt{(R_{2K} + R_{ЭЭ}) + X_{2K}^2}$
Действующий сварочный ток $I_2$ , кА	15,15	$U_{20}/Z_2$
Коэффициент мощности $\cos \varphi$	0,59	$(R_{2K} + R_{ЭЭ})/Z_2$

Таким образом, на основании известных формул с использованием аналого-цифровых систем регистрации и обработки сигналов (САУ КРС и РКДП 0401) были определены необходимые параметры, которых достаточно для дальнейшего расчета электроэнергии, потребляемой машиной МТ-3201 из сети при КРС рассматриваемых соединений на базовом режиме (в соответствии с рекомендациями в технической литературе).

Ранее авторами был предложен энергосберегающий режим КРС, позволяющий обеспечивать прочность соединений, аналогичных рассматриваемым, при 10-кратном уменьшении величины электрической энергии, вводимой в межэлектродную зону (в сравнении с расчетным значением энергии по уравнению теплового баланса) [2, 10–14]. Параметры энергосберегающего режима КРС: двухступенчатый импульс тока; ток на первой ступени импульса  $I_{CB1} = 7,5$  кА (подогревочный); ток на второй ступени импульса  $I_{CB2} = 14,9$  кА (сварочный); длительность протекания тока на первой ступени импульса

$\tau_{CB1} = 0,118$  с; длительность протекания тока на второй ступени импульса  $\tau_{CB2} = 0,068$  с; усилие сжатия электродов  $F_{CB} = 3,6$  кН; повышенное ковочное усилие  $F_{ков} = 12$  кН; длительность приложения повышенного ковочного усилия  $\tau_{ков} = 1,2$  с; электрическая энергия, вводимая в межэлектродную зону током подогрева и сварочным током,  $Q_1 = Q_2 = 325$  Дж.

С целью проведения сравнительного расчета энергетических параметров процесса была осуществлена КРС рассматриваемых соединений на базовом режиме (указывался выше) и на энергосберегающем режиме.

Параметры машины МТ-3201, измеренные экспериментальной установкой, представлены в табл. 3 ( $I_2$  – действующий ток во вторичной цепи (зарегистрирован САУ КРС);  $I_1$  – действующий ток в первичной цепи (амперметр);  $U_2$  – действующее напряжение межэлектродной зоны (САУ КРС);  $U_1$  – действующее напряжение в первичной цепи (РКДП 0401);  $\alpha$  – угол открытия тиристоров (РКДП 0401);  $\lambda$  – длительность включенного состоя-

ния тиристоров (РКДП 0401)). Регистрация действующего тока в первичной цепи (на тиристорном контакторе) при КРС осуществлялась посредством стрелочного амперметра с трансформатором тока 600:5 (рис. 4).

По методике [3] путем совмещения кривых сварочного тока и напряжения в первичной цепи были определены

угол открытия тиристоров, длительность включенного состояния тиристоров, а также рассчитаны коэффициент мощности  $\cos \varphi$ , коэффициент использования полной мощности  $S$  и коэффициент полезного действия процесса  $\eta$  для обоих случаев КРС (табл. 4).

Табл. 3. Зарегистрированные параметры машины МТ-3201 при КРС на базовом и энергосберегающем режимах

Режим КРС	Регистрируемый параметр						
	$I_2$ , кА	$I_1$ , А	$U_2$ , В	$U_1$ , В	$R_{ЭЭ}$ , мкОм	$\alpha$ , мс	$\lambda$ , мс
Базовый режим КРС (соответствует второй ступени импульса тока энергосберегающего режима)	14,9	490	1,52	334	101	3,9	9,15
Энергосберегающий режим КРС (для первой ступени импульса тока)	7,5	250 ( $I'_1$ )	1,25	250 ( $U'_1$ )	132,5	5,55	6,75



Рис. 4. Регистрация тока в первичной цепи машины МТ-3201

Табл. 4. Сравнение расчетных параметров машины МТ-3201 при КРС на базовом и энергосберегающем режимах

Параметры	Значение		Формула
	Базовый режим КРС (соответствует второй ступени импульса тока энергосберегающего режима)	Энергосберегающий режим КРС (для первой ступени импульса тока)	
$\alpha$ , град	70,2	99,9	Пропорционально 20 мс – 360 °
$\lambda$ , град	164,7	121,5	
cos $\varphi$	0,55	0,68 (cos $\varphi'$ )	[3, табл. 2.5]
C	0,138	0,15	$U_2 I_2 / U_1 I_1$
$\eta$ , %	25	22 ( $\eta'$ )	$(C / \cos \varphi) 100$

Таким образом, погрешность экспериментального определения коэффициента мощности (при КРС конкретного соединения) по сравнению с методикой расчета, согласно табл. 2, составила 7 %.

В результате масштабирования сигналов, зарегистрированных РКДП 0401, уточнили длительность включения тиристоров в обоих случаях КРС. Номинальная длительность протекания тока при КРС на базовом режиме составила 0,28 с. Фактическая длительность включения тиристоров при таком процессе КРС составила  $t_{баз} = 0,267$  с (из номинальной длительности протекания тока вычли длительность участков пауз синусоиды (см. рис. 1)).

Номинальная длительность протекания тока при КРС на энергосберегающем режиме составила на первой и второй ступенях импульса 0,1182 и 0,0684 с соответственно. Фактическая длительность включения тиристоров в таком процессе КРС составила  $t_{ЭН1} = 0,0846$  и  $t_{ЭН2} = 0,0636$  с соответственно.

Далее для машины МТ-3201 было рассчитано потребление электроэнергии из сети  $Q_c$  при КРС на базовом и энергосберегающем режимах, а также величина сетевой электроэнергии  $Q_{ЭЭ}$ , затрачиваемая непосредственно на формирование сварного соединения для обоих случаев (табл. 5).

Табл. 5. Сравнение энергетических параметров процесса КРС на базовом и энергосберегающем режимах (для машины МТ-3201)

Параметры	Значение		Формула
	Базовый режим КРС	Энергосберегающий режим КРС	
$Q_c$ , Вт·ч	12,14	4,37	$U_1 I_1 t_{баз}$ – для базового; $U_1' I_1' t_{ЭН1} + U_1 I_1 t_{ЭН2}$ – для энергосберегающего
$Q_{ЭЭ}$ , Вт·ч	1,67	0,62	$U_1 I_1 t_{баз} \cos \varphi \eta$ – для базового; $U_1' I_1' t_{ЭН1} \cos \varphi' \eta' + U_1 I_1 t_{ЭН2} \cos \varphi \eta$ – для энергосберегающего

Таким образом, предложенный авторами энергосберегающий режим КРС нахлесточных соединений с десятикратным уменьшением электрической

энергии, вводимой в межэлектродную зону и первоначально рассчитываемой по уравнению теплового баланса, обеспечивает почти трехкратную экономию

электроэнергии, потребляемой сварочной машиной из сети в сравнении с базовым режимом.

### Выводы

1. Предложена методика экспериментального определения энергетических параметров процесса контактной рельефной сварки, основанная на использовании аналого-цифрового устройства сбора данных NI USB 6251 (в составе САУ КРС) и регистратора сварочных процессов РКДП 0401.

2. Погрешность экспериментального определения коэффициента мощности при КРС конкретного изделия составила 7 % по сравнению с методикой расчета, основанной на первоначальных

замерах составляющих полного сопротивления вторичного контура контактной машины.

3. С помощью предложенной методики экспериментально установлено энергопотребление сварочной машины МТ-3201 при КРС нахлесточных соединений пластин толщиной 2 + 2 мм из низкоуглеродистой стали при сварке по одному круглому сферическому выштампованному рельефу: на базовом режиме – 12,14 Вт·ч; на энергосберегающем режиме, предложенном авторами, – 4,37 Вт·ч. Представленный энергосберегающий режим КРС обеспечивает почти трехкратную экономию электроэнергии, потребляемой сварочной машиной из сети.

### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Гилевич, В. А. Технология и оборудование рельефной сварки / В. А. Гилевич. – Л. : Машиностроение, 1976. – 151 с.
2. Березиенко, В. П. Технология сварки давлением / В. П. Березиенко, С. Ф. Мельников, С. М. Фурманов. – Могилев: Белорус.-Рос. ун-т, 2009. – 256 с.
3. Климов, А. С. Контактная сварка. Вопросы управления и повышения стабильности качества / А. С. Климов. – М. : ФИЗМАТЛИТ, 2011. – 216 с.
4. О внесении изменений и дополнений в Указ Президента Республики Беларусь от 16 января 2014 г. № 35 «О вопросах организации производства легковых автомобилей» : Указ Президента Республики Беларусь, 3 дек. 2015 г., № 479 // Нац. правовой интернет-портал Респ. Беларусь.
5. Глебов, Л. В. Устройство и эксплуатация контактных машин / Л. В. Глебов, Ю. И. Филиппов, П. Л. Чулошников. – Л. : Энергоатомиздат, 1987. – 312 с.
6. Рыськова, З. А. Трансформаторы для электрической контактной сварки / З. А. Рыськова, П. Д. Федоров, В. И. Жемерева. – Л. : Энергоатомиздат, 1990. – 423 с.
7. Способ контактной точечной и/или рельефной сварки : пат. Респ. Беларусь, МПК В 23 К 11/11 / А. Ю. Поляков, С. М. Фурманов, Т. И. Бендик, С. С. Короткевич, А. О. Булышко. – № 19977 (С1) ; заявл. 25.11.13 ; опубл. 30.04.16. – 2016. – 4 с.
8. Система автоматического управления процессом рельефной сварки : пат. Респ. Беларусь МПК В 23 К 11/10 / А. Ю. Поляков, С. М. Фурманов, Т. И. Бендик, С. С. Короткевич, А. О. Булышко. – № 10481 (U) ; заявл. 18.11.13 ; опубл. 30.12.14. – 2014. – 5 с.
9. Гуляев, А. И. Технология и оборудование контактной сварки / А. И. Гуляев. – М. : Машиностроение, 1985. – 256 с.
10. Поляков, А. Ю. Методика расчета параметров режима рельефной сварки пакетных соединений / А. Ю. Поляков, С. М. Фурманов, Т. И. Бендик // Вестн. Донбас. машиностроит. акад. – 2012. – № 3. – С. 226–231.
11. Поляков, А. Ю. Система автоматического управления процессом контактной рельефной сварки / А. Ю. Поляков, С. М. Фурманов, Т. И. Бендик // Вестн. Белорус.-Рос. ун-та. – 2013. – № 4. – С. 75–84.
12. Поляков, А. Ю. Разработка технологического процесса контактной рельефной сварки пакетных соединений засовов замков / А. Ю. Поляков // Вестн. Белорус.-Рос. ун-та. – 2014. – № 3. – С. 56–67.
13. Поляков, А. Ю. Об обеспечении прочности соединений, получаемых способом контактной рельефной сварки, без образования литого ядра / А. Ю. Поляков, С. М. Фурманов, Т. И. Бендик, А. А. Степанов, М. С. Колобова // Вестн. Полоц. гос. ун-та. Сер. В. Промышленность. Прикладные науки. – 2016. – № 3. – С. 75–81.

14. **Поляков, А. Ю.** Разработка энергосберегающего технологического процесса контактной рельефной сварки кронштейна лифта по кольцевому рельефу / А. Ю. Поляков, С. М. Фурманов, А. А. Степанов, М. С. Колобова, Д. А. Денисов // Вестн. Белорус.-Рос. ун-та. – 2016. – № 3. – С. 51–62.

*Статья сдана в редакцию 15 декабря 2016 года*

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

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

**Борис Владимирович Федотов**, канд. техн. наук, доц., Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого. Тел.: +791-18-21-87-02.

**Дмитрий Николаевич Юманов**, аспирант, Белорусско-Российский университет. Тел.: +375-298-40-04-88.

**Мария Сергеевна Колобова**, магистрант, Белорусско-Российский университет. Тел.: +375-333-75-39-66.

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

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

**Boris Vladimirovich Fedotov**, PhD (Engineering), Associate Prof., Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University. Phone: +791-18-21-87-02.

**Dmitry Nikolayevich Yumanov**, PhD student, Belarusian-Russian University. Phone: +375-298-40-04-88.

**Mariya Sergeyevna Kolobova**, MSc student, Belarusian-Russian University. Phone: +375-333-75-39-66.

---

УДК 629.113

*В. С. Савицкий*

## ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ПЕРЕХОДНЫХ ПРОЦЕССОВ В ТРАНСМИССИИ ПРИ УПРАВЛЕНИИ ПЕРЕКЛЮЧЕНИЕМ ПЕРЕДАЧ ПОСРЕДСТВОМ ПРОПОРЦИОНАЛЬНЫХ КЛАПАНОВ

---

UDC 629.113

*V. S. Savitsky*

## EXPERIMENTAL STUDY OF TRANSIENT PROCESSES IN TRANSMISSIONS WITH GEAR CHANGE CONTROLLED BY PROPORTIONAL VALVES

---

### Аннотация

Проведены испытания карьерного самосвала с двумя вариантами механизмов управления фрикционными гидромеханической передачи – с оптимальными и базовыми параметрами. Определены значения критериев качества процессов переключения передач. Произведено сравнение полученных результатов испытаний вариантов исполнения механизмов управления фрикционными.

### Ключевые слова:

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

### Abstract

A dump truck equipped with two kinds of mechanisms, with optimal and basic parameters, to control friction clutches in the hydromechanical transmission has been tested. The values of quality criteria for the processes of gear change have been determined. The results obtained in testing different mechanisms for friction clutch control have been compared.

### Key words:

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

---

На карьерных самосвалах БелАЗ грузоподъемностью 60 т применяются два типа гидромеханических передач (ГМП) – вальная и планетарная. Для них сотрудниками кафедры «Транспортные и технологические машины» Белорусско-Российского университета создана мехатронная система автоматического управления (МСАУ), компоненты которой унифицированы для вальной и планетарной ГМП [1].

Для данной МСАУ разработан механизм управления фрикционными (МУФ). Его конструкция и принципиальная схема приведены в [2–4]. МУФ выполнен в виде электрогидравлическо-

го пропорционального клапана (ЭПК), в состав которого входят регулятор давления (РД) и регулятор-распределитель (РР). Регулятор давления состоит из пропорционального электромагнита (ПЭМ) и гидравлического двухлинейного клапана с шаровым запорно-регулирующим органом. Регулятор-распределитель представляет собой трёхлинейный гидроклапан с дифференциальным золотниковым запорно-регулирующим органом и гидравлической обратной связью по выходному давлению.

Проведены теоретические исследования процессов функционирования

МУФ. Разработана его математическая модель и получены результаты моделирования процессов функционирования при переключении передач. Исследованы зависимости критериев качества функционирования от изменения параметров механизма [2, 3]. Выбраны критерии оптимальности, проведено планирование эксперимента, построены регрессионные модели зависимостей критериев от параметров механизма управления фрикционами, осуществлена оптимизация параметров [3, 4].

Для оценки эффективности выполненных теоретических исследований и принятых на их основе конструктивных решений проведены полигонные испытания карьерного самосвала, укомплектованного данными МУФ. Изложим результаты испытаний.

Испытания проходили в два этапа. На первом этапе использовались МУФ с исходными базовыми параметрами и производилась запись процесса разгона самосвала по испытательному полигону. На втором этапе испытаний на ГМП были установлены МУФ, изготовленные с параметрами, определёнными в результате оптимизации [3, 4].

Выходные сигналы датчиков моментов, давлений, а также частоты вращения входного и выходного валов ГМП регистрировались с помощью 16-канальной платы сбора данных USB 6210 производства «Нэйшонал Инструментс» (National Instruments, США) с интервалом 0,001 с. Конфигурирование платы на решаемую задачу осуществлялось в среде программирования Labview 2009 путем создания программы, обеспечивающей считывание сигналов датчиков, их фильтрацию, визуализацию и запись на жесткий диск ноутбука.

Во время испытаний регистрировались следующие параметры:

– частоты вращения валов ГМП: турбинного  $n_T$ , промежуточного  $n_{пр}$ , выходного  $n_{вых}$ ;

– момент на выходном валу  $M_{вых}$ ;

– главное давление  $p_{гл}$  в системе управления ГМП;

– давления  $p_{ф1}$ ,  $p_{ф2}$ ,  $p_{ф3}$ ,  $p_{фн}$ ,  $p_{фв}$ ,  $p_{ф.гдт}$  в каналах подачи рабочей жидкости к фрикционам первой, второй, третьей передач, фрикционам понижающего и повышающего диапазонов, фрикциону блокировки гидротрансформатора соответственно.

На рис. 1 показан фрагмент записи процесса разгона гружёного самосвала. При разгоне самосвала были осуществлены переключения с первой по шестую передачу.

Оценка качества переходных процессов производилась по трём критериям:

1) коэффициенту динамичности момента на выходном валу  $k_d$ ;

2) удельной мощности буксования включаемого фрикциона  $P_{ф}$ ;

3) удельной работе буксования включаемого фрикциона  $W_{ф}$ .

Коэффициент динамичности вычислялся по формуле

$$k_d = M_{вых. max} / M_{вых. уст}, \quad (1)$$

где  $M_{вых. max}$  – максимальное значение момента на выходном валу в процессе переключения передач, Н·м;  $M_{вых. уст}$  – установившееся значение момента на выходном валу после окончания переходного процесса, Н·м.

Удельные мощность и работа буксования в момент времени  $t_i$  определялись по формулам [5]:

$$P_{ф.уд} = P_{ф} / A_{тр}; \quad (2)$$

$$P_{ф} = M_{ф} \Delta \omega; \quad (3)$$

$$W_{ф.уд} = W_{ф} / A_{тр}; \quad (4)$$

$$W_{ф} = \int_0^{t_0} |M_{ф} \Delta \omega| dt; \quad (5)$$

$$M_{\phi} = k_z \mu z_{\mu} F_{\text{сж}} r_{\mu}; \quad (6)$$

$$F_{\text{сж}} = p_{\text{гц}} A_{\text{п}} - F_{\text{п}}, \quad (7)$$

где  $\Delta\omega$  – относительная угловая скорость скольжения фрикционных дисков, рад/с;  $A_{\text{тр}}$  – площадь поверхности трения, м<sup>2</sup>;  $t_{\text{б}}$  – время буксования, с;  $k_z$  – коэффициент, учитывающий влияние числа дисков фрикциона на сниже-

ние нажимного усилия;  $\mu$  – коэффициент трения;  $z_{\mu}$  – количество пар трения;  $F_{\text{сж}}$  – усилие сжатия пакета дисков фрикциона, Н;  $r_{\mu}$  – радиус трения, м;  $p_{\text{гц}}$  – давление в гидроцилиндре фрикциона, Па;  $A_{\text{п}}$  – площадь поршня гидроцилиндра фрикциона, м<sup>2</sup>;  $F_{\text{п}}$  – усилие возвратных пружин фрикциона, Н.

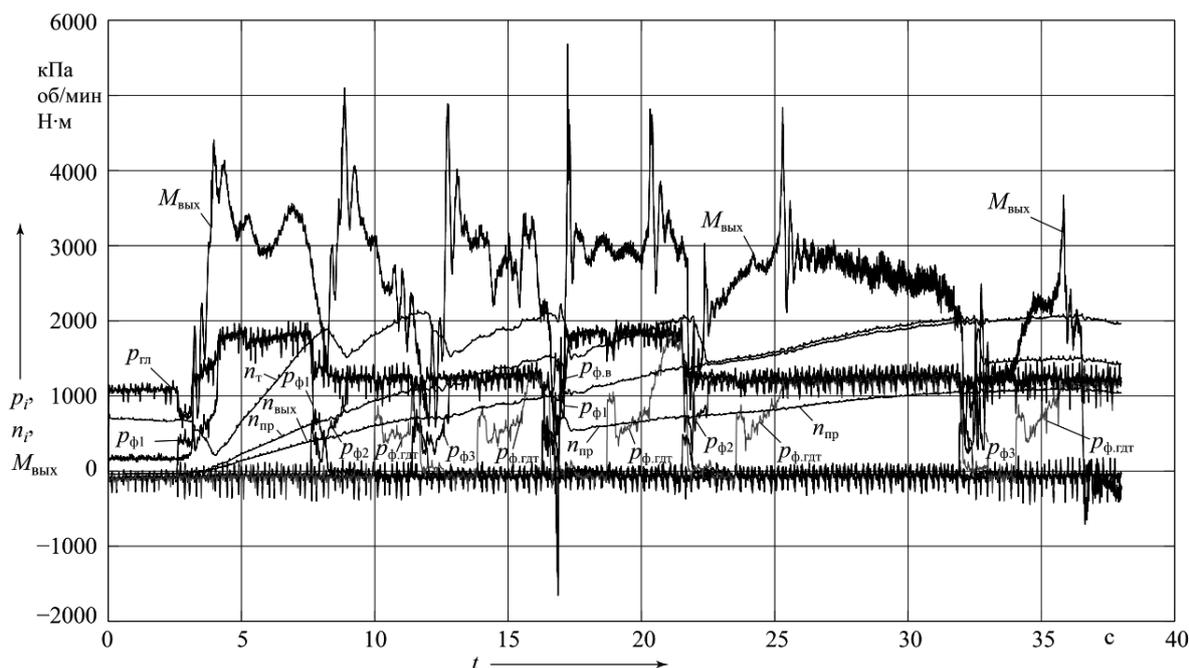


Рис. 1. Фрагмент записи процесса разгона самосвала

Для ГМП БелАЗ перечисленные параметры имели следующие значения:  $A_{\text{тр}} = 16,3 \cdot 10^{-2}$  м<sup>2</sup>;  $k_z = 0,6$ ;  $z_{\mu} = 18$ ;  $r_{\mu} = 110,25 \cdot 10^{-3}$  м;  $A_{\text{п}} = 3,738 \cdot 10^{-2}$  м<sup>2</sup>. Вычисления значений выражений (2)–(7) производились на каждом шаге записи процесса, т. е. через 0,001 с.

Оценка качества переходных процессов осуществлялась для включения первой передачи с нейтральной (N → 1) и переключения со второй на третью передачу (2 → 3).

На рис. 2 представлены графики процессов переключения N → 1. При этом на рис. 2, а, б изображены графи-

ки, полученные при использовании МУФ с базовыми параметрами, а на рис. 2, в, г – с оптимальными. Аналогично на рис. 3 приведены графики процессов переключения 2 → 3.

Можно отметить, что процессы переключения передач, полученные при использовании МУФ с оптимальными параметрами (рис. 2, в, г и рис. 3, в, г), характеризуются меньшими колебаниями давления в гидроцилиндре фрикциона, а также момента и частоты вращения турбинного вала ГМП. В табл. 1 приведены значения показателей качества процессов переключения передач, представленных на рис. 2 и 3.

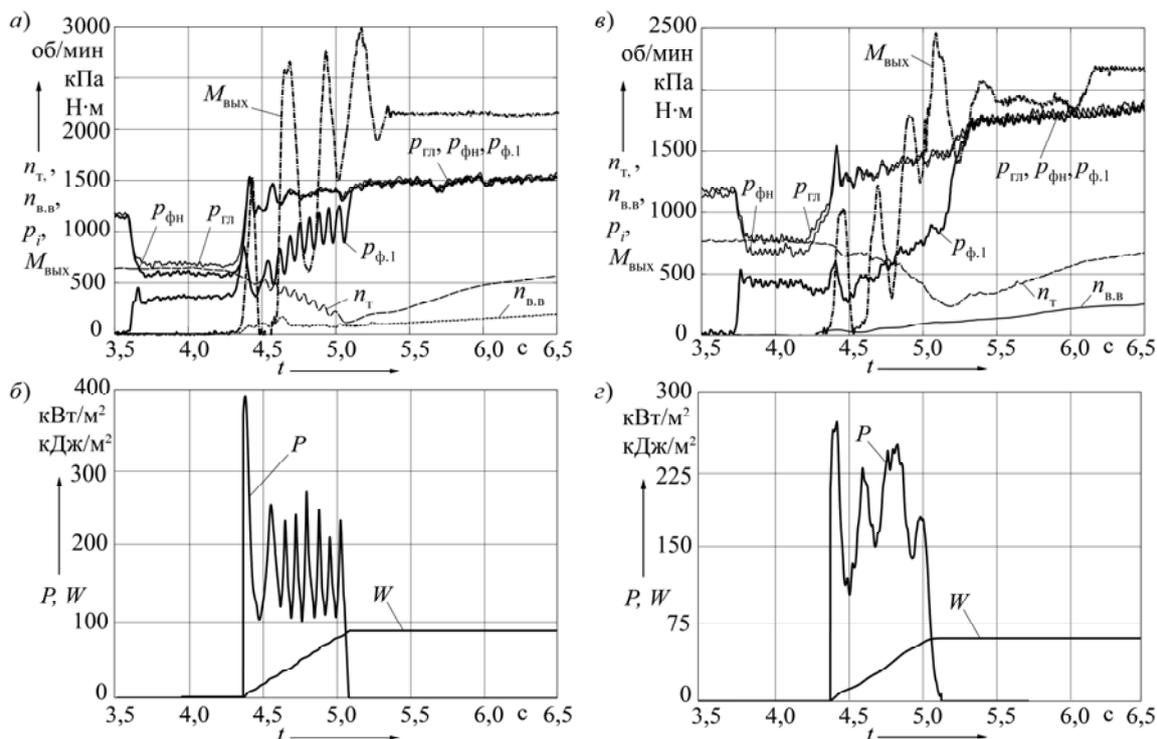


Рис. 2. Графики переходных процессов при включении первой передачи с нейтрали ( $N \rightarrow 1$ ):  
 а, б – МУФ с базовыми параметрами; в, г – МУФ с оптимальными параметрами

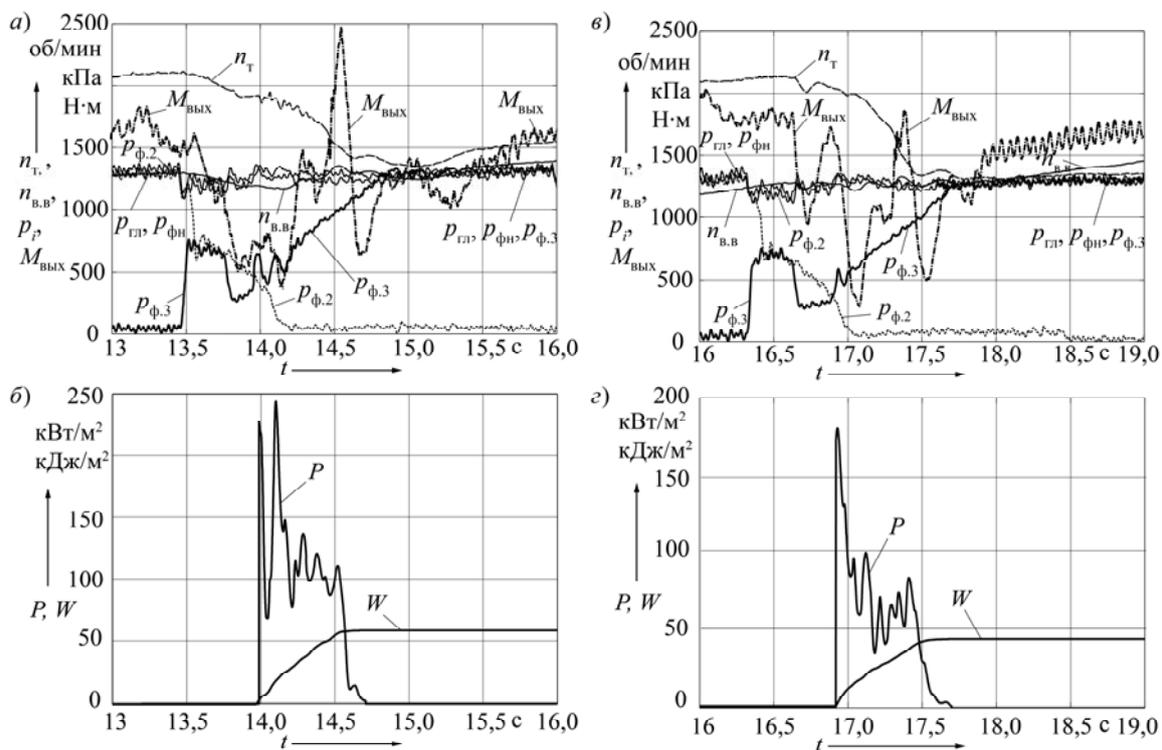


Рис. 3. Графики переходных процессов при переключении со второй на третью передачу ( $2 \rightarrow 3$ ):  
 а, б – МУФ с базовыми параметрами; в, г – МУФ с оптимальными параметрами

Табл. 1. Значения показателей качества процессов переключения передач

Показатель качества	Переключение $N \rightarrow 1$		Процент улучшения показателя	Переключение $2 \rightarrow 3$		Процент улучшения показателя
	МУФ с базовыми параметрами	МУФ с оптимальными параметрами		МУФ с базовыми параметрами	МУФ с оптимальными параметрами	
$k_d$	1,390	1,136	18,3	1,555	1,109	28,7
$P_\phi$ , кВт/м <sup>2</sup>	390,0	271,5	30,4	245	180,8	26,2
$W_\phi$ , кДж/м <sup>2</sup>	88,3	60,6	31,4	58	43,0	25,9

На основании полученных результатов можно заключить, что методика, изложенная в [3, 4], позволила определить оптимальные параметры МУФ, при которых происходит значительное

снижение динамических нагрузок в трансмиссии при переключении передач по сравнению с переключениями, осуществляемыми посредством МУФ с базовыми параметрами.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Мехатронная система автоматического управления гидромеханической передачей мобильных машин / В. П. Тарасик [и др.] // Вестн. Белорус.-Рос. ун-та. – 2015. – № 2 (47). – С. 68–80.
2. Савицкий, В. С. Математическая модель механизма управления фрикционами гидромеханической передачи карьерного самосвала / В. С. Савицкий, В. П. Тарасик // Вестн. Белорус.-Рос. ун-та. – 2016. – № 2 (51). – С. 71–82.
3. Тарасик, В. П. Методика проектирования механизма управления фрикционами гидромеханической передачи на основе математического моделирования процесса его функционирования / В. П. Тарасик // Грузовик. – 2016. – № 6. – С. 10–18.
4. Тарасик, В. П. Оптимизация параметров механизма управления фрикционами гидромеханической передачи / В. П. Тарасик, В. С. Савицкий // Вестн. Белорус.-Рос. ун-та. – 2015. – № 2 (51). – С. 102–111.
5. Конструкция, конструирование и расчёт. Трансмиссия / Под ред. А. И. Гришкевича. – Минск : Выш. шк., 1985. – 240 с. : ил.

Статья сдана в редакцию 16 января 2017 года

**Виктор Сергеевич Савицкий**, ассистент, Белорусско-Российский университет. Тел.: 8-0222-79-80-85.

**Viktor Sergeyevich Savitsky**, assistant lecturer, Belarusian-Russian University. Phone: 8-0222-79-80-85.

---

УДК 629.3

*В. П. Тарасик*

## МЕТОДИКА АНАЛИЗА ТЯГОВО-СКОРОСТНЫХ СВОЙСТВ АВТОМОБИЛЯ С ЭЛЕКТРОМЕХАНИЧЕСКОЙ ТРАНСМИССИЕЙ

---

UDC 629.3

*V. P. Tarasik*

## METHODS OF ANALYSIS OF TRACTIVE AND VELOCITY CHARACTERISTICS OF THE VEHICLE WITH ELECTROMECHANICAL TRANSMISSION

---

### **Аннотация**

Изложено содержание этапов выполнения анализа тягово-скоростных свойств автомобиля с электромеханической трансмиссией. Приведены формулы определения параметров тягового электродвигателя и мотор-колеса. Рассмотрена методика оценки скоростных режимов движения в зависимости от дорожных условий и величины загрузки автомобиля. Определены показатели тягово-скоростных свойств на основе получаемых графиков, предусмотренных предлагаемой методикой.

### **Ключевые слова:**

тягово-скоростные свойства автомобиля, двигатель внутреннего сгорания, электрогенератор, тяговый электродвигатель, мотор-колесо, тяговый момент автомобиля, сила тяги ведущего колеса, динамический фактор автомобиля.

### **Abstract**

Stages of the analysis of tractive and velocity characteristics of the vehicle with electromechanical transmission are described. Formulas for determining parameters of the traction electric motor and the in-wheel motor are given. The method for estimating different speed driving modes depending on road conditions and the vehicle load is considered. The determination of indicators of traction and velocity properties is illustrated based on the diagrams obtained by the proposed method.

### **Key words:**

tractive and velocity characteristics of vehicles, internal combustion engine, electric generator, traction electric motor, in-wheel motor, tractive effort torque of vehicle, tractive force of the drive wheel, vehicle dynamic factor.

---

Электромеханические трансмиссии широко распространены на карьерных самосвалах, бульдозерах, многоосных машинах специального назначения. Перспективно их применение на городских автобусах, легковых автомобилях, мощных сельскохозяйственных тракторах. Электромеханическая трансмиссия позволяет использовать накопленную потенциальную энергию разгона автомобиля и обеспечивать электродинамическое торможение. На автомобиле в этом случае, кроме двигателя

внутреннего сгорания, устанавливаются электрический генератор, тяговый электродвигатель и накопитель электрической энергии, выполняемый в виде батареи суперконденсаторов. В результате автомобиль обладает тремя источниками энергии – источником механической энергии (двигатель внутреннего сгорания) и источниками электрической энергии (электрический генератор и накопитель электрической энергии) [2–5]. Согласно современной терминологии, такой автомобиль обладает гибридным

источником энергии.

В простейшем варианте техническое решение реализуется без накопителя энергии. В настоящее время оно имеет наибольшее применение (карьерные самосвалы БелАЗ, тракторы ДЭТ-250 ЧТЗ и «Беларус-3023» МТЗ и др.). Это обусловлено высокой стоимостью накопителя электрической энергии.

Проведение анализа тягово-скоростных свойств автомобиля с электромеханической трансмиссией требует разработки и применения соответствующей методики. Рассмотрим её содержание применительно к автомобилю, оснащённому двигателем внутреннего сгорания, электрическим генератором и мотор-колесами.

Методика анализа основана на ряде допущений при описании физических свойств автомобиля. Используется плоская модель автомобиля, представленная на рис. 1 [1]. Предполагается прямолинейное движение автомобиля, представляемого единой системой, в которую входят все его механизмы, включая колёса. Движение происходит под воздействием сил и моментов внешней среды и источника энергии.

Такая физическая модель имеет одну степень свободы, а положение автомобиля в плоскости движения определяется одной координатой  $X$  неподвижной системы координат  $XOZ$ .

Источник энергии, необходимой для преодоления сопротивлений движению, находится непосредственно на автомобиле. У автомобиля с электромеханической трансмиссией этот источник комбинированный и содержит двигатель внутреннего сгорания и генератор электрической энергии. Генератор преобразует механическую энергию двигателя внутреннего сгорания в электрическую. Энергия генератора подаётся на тяговые электродвигатели, которые преобразуют её в механическую, передаваемую через механическую передачу на ведущие колёса. Эта энергия реализуется посредством вращающих моментов на ведущих колёсах при их взаимодействии с опорной поверхностью дороги, что обеспечивает движение автомобиля. Следовательно, момент на ведущем колесе представляет собой тяговый момент, а суммарный момент всех ведущих колёс – *тяговый момент автомобиля*.

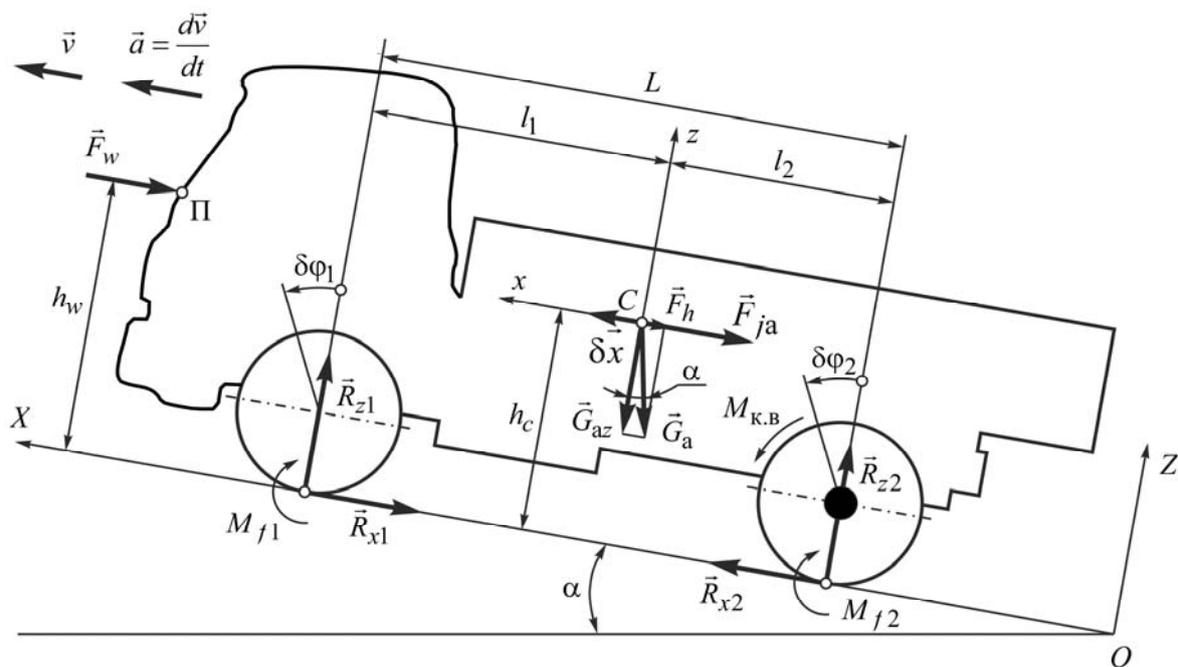


Рис. 1. Воздействия на автомобиль при прямолинейном движении

На рис. 1 представлена модель заднеприводного автомобиля, поэтому тяговый момент автомобиля  $M_{к.в}$  приложен к заднему колесу. Для переднеприводного автомобиля он будет приложен к переднему колесу, а для полноприводного – распределён соответствующим образом между всеми ведущими колёсами.

Методика выполнения анализа содержит ряд этапов, направленных на определение основных параметров проектируемого автомобиля и получение значений оценочных показателей его тягово-скоростных свойств.

**Определение мощности двигателя внутреннего сгорания.** Мощность двигателя внутреннего сгорания (ДВС) определяется из условия обеспечения максимальной скорости автомобиля  $v_{\max}$  в заданных дорожных условиях. Движение транспортного автомобиля предполагается на прямолинейном горизонтальном участке дороги с твердым покрытием в сухую безветренную погоду. Максимальная скорость достигается при условии  $dv/dt = 0$ . Уравнение баланса мощности на ведущих колёсах в этом случае

$$P_{к.в} + P_f + P_h + P_w = 0, \quad (1)$$

где  $P_{к.в}$  – необходимая мощность на ведущих колёсах автомобиля;  $P_f$  – мощность, затрачиваемая на преодоление сопротивления качению;  $P_h$  – мощность, затрачиваемая на преодоление уклона дороги;  $P_w$  – мощность, затрачиваемая на преодоление сопротивления воздуха.

Мощность  $P_{к.в}$  вычисляется по формуле

$$P_{к.в} = P_{ev}(1 - k_{в.о})\eta_{эл}\eta_{ред}, \quad (2)$$

где  $P_{ev}$  – необходимая мощность ДВС для обеспечения заданной скорости автомобиля;  $k_{в.о}$  – коэффициент отбора

мощности на привод вспомогательного оборудования ДВС, обеспечивающего его функционирование;  $\eta_{эл}$  – КПД, учитывающий затраты электрической энергии на функционирование системы электропривода и систем управления автомобилем;  $\eta_{ред}$  – КПД редуктора мотор-колёса.

Используя известные выражения для вычисления  $P_f$ ,  $P_h$ ,  $P_w$  [1], находим искомую мощность

$$P_{ev} = \frac{m_a g \psi_v + k_w A_{дл} v_{\max}^2}{(1 - k_{в.о})\eta_{эл}\eta_{ред}} v_{\max}, \quad (3)$$

где  $\psi_v$  – коэффициент суммарного дорожного сопротивления при  $v_{\max}$ ,  $\psi_v = f_v + h$ ;  $f_v$  – коэффициент сопротивления качению;  $h$  – продольный уклон дороги.

**Определение параметров и характеристик тягового электродвигателя.** Мощность тягового электродвигателя, необходимая для обеспечения заданной максимальной скорости автомобиля  $v_{\max}$ , рассчитывают по формуле

$$P_{ТЭДv} = \frac{P_{ev}(1 - k_{в.о})\eta_{эл}}{n_{Т.д}}, \quad (4)$$

где  $P_{ТЭДv}$  – мощность тягового электродвигателя, Вт;  $n_{Т.д}$  – количество тяговых электродвигателей, устанавливаемых на проектируемый автомобиль.

При применении мотор-колёс количество тяговых электродвигателей  $n_{Т.д}$  соответствует количеству ведущих колёс  $n_{к.в}$ . Согласно полученному значению  $P_{ТЭДv}$  подбирается подходящий тяговый электродвигатель из каталога выпускаемых электротехнической промышленностью или на основе анализа аналогов проектируемого автомобиля выписываются его основные параметры: номинальные значения мощности  $P_{ТЭД.ном}$  и частоты вращения  $n_{ТЭД.ном}$ ;

максимальный допускаемый вращающий момент электродвигателя  $M_{\text{ТЭД.мах}}$ ; граничная частота вращения  $n_M$  при  $M_{\text{ТЭД.мах}}$ . Значение  $n_M$  принимается из соотношения  $n_M = n_{\text{ТЭД.ном}}/k_M$ , где  $k_M$  – коэффициент ограничения диапазона регулирования вращающего момента тягового электродвигателя. Величина  $k_M$  выбирается в пределах  $k_M = 8 \dots 10$ .

Мощность тягового электродвигателя при изменении частоты вращения его вала в пределах от  $n_M$  до  $n_{\text{ТЭД.ном}}$  остаётся почти постоянной, равной  $P_{\text{ТЭД.ном}}$ . Выбор тягового электродвигателя осуществляется из условия  $P_{\text{ТЭД.ном}} \geq P_{\text{ТЭДв}}$  для того, чтобы обеспечить движение автомобиля с заданной максимальной скоростью  $v_{\text{мах}}$ .

Значение  $M_{\text{ТЭД.мах}}$  находят по формуле

$$M_{\text{ТЭД.мах}} = \frac{30P_{\text{ТЭД.ном}}}{\pi n_M}. \quad (5)$$

Для построения тяговой и динамической характеристик автомобиля необходимо располагать характеристикой изменения вращающего момента тягового электродвигателя  $M_{\text{ТЭД}}$  во всём рабочем диапазоне частоты вращения его вала  $0 \leq n_{\text{ТЭД}} \leq n_{\text{ТЭД.ном}}$ . Эту характеристику можно представить следующим выражением:

$$M_{\text{ТЭД}} = \begin{cases} M_{\text{ТЭД.мах}} & \text{при } 0 \leq n_{\text{ТЭД}} \leq n_M; \\ a + \frac{b}{n_{\text{ТЭД}}} & \text{при } n_M < n_{\text{ТЭД}} \leq n_{\text{ТЭД.ном}}, \end{cases} \quad (6)$$

где  $n_{\text{ТЭД}}$  – текущее значение частоты вращения вала тягового электродвигателя, об/мин;  $a$  и  $b$  – постоянные для данного тягового электродвигателя коэффициенты, Н·м и Н·м·об/мин соответственно.

Согласно выражению (6), график

момента  $M_{\text{ТЭД}}$  при изменении частоты вращения в диапазоне  $n_M \leq n_{\text{ТЭД}} \leq n_{\text{ТЭД.ном}}$  представляет собой гиперболу. Это обусловлено тем, что в указанном диапазоне частоты вращения мощность тягового электродвигателя, по предположению, остаётся почти постоянной, равной  $P_{\text{ТЭД.ном}}$ .

Решив систему алгебраических уравнений

$$\left. \begin{aligned} a + b/n_M &= M_{\text{ТЭД.мах}}; \\ a + b/n_{\text{ТЭД.ном}} &= M_{\text{ТЭД.ном}}, \end{aligned} \right\} \quad (7)$$

получим значения коэффициентов  $a$  и  $b$ .

Изменение мощности  $P_{\text{ТЭД}}$  тягового электродвигателя в зависимости от частоты вращения вычисляется по формуле

$$P_{\text{ТЭД}} = \frac{\pi n_{\text{ТЭД}} M_{\text{ТЭД}}}{30}. \quad (8)$$

На рис. 2 представлен вид характеристик  $P_{\text{ТЭД}} = f(n_{\text{ТЭД}})$  и  $M_{\text{ТЭД}} = f(n_{\text{ТЭД}})$ .

**Определение передаточного числа редуктора мотор-колеса.** Передаточное число редуктора мотор-колеса находят из условия обеспечения заданной максимальной скорости автомобиля  $v_{\text{мах}}$  при номинальной частоте вращения вала тягового электродвигателя  $n_{\text{ТЭД.ном}}$ :

$$u_{\text{ред}} = \frac{3,6\pi n_{\text{ТЭД.ном}} r_{\text{к.в}}}{30v_{\text{мах}}}, \quad (9)$$

где  $r_{\text{к.в}}$  – радиус качения ведущего колеса, м;  $v_{\text{мах}}$  – скорость автомобиля, км/ч.

При реализации  $v_{\text{мах}}$  тяговой момент автомобиля  $M_{\text{к.в}}$  сравнительно небольшой и  $r_{\text{к.в}}$  незначительно отличается от радиуса качения ведомого колеса  $r_{\text{к0}}$ . Поэтому в формуле (9) можно принять  $r_{\text{к.в}} = r_{\text{к0}}$ . При отсутствии данных по  $r_{\text{к0}}$  принимают  $r_{\text{к0}} = r_{\text{ст}}$ , где  $r_{\text{ст}}$  – статический радиус колеса.

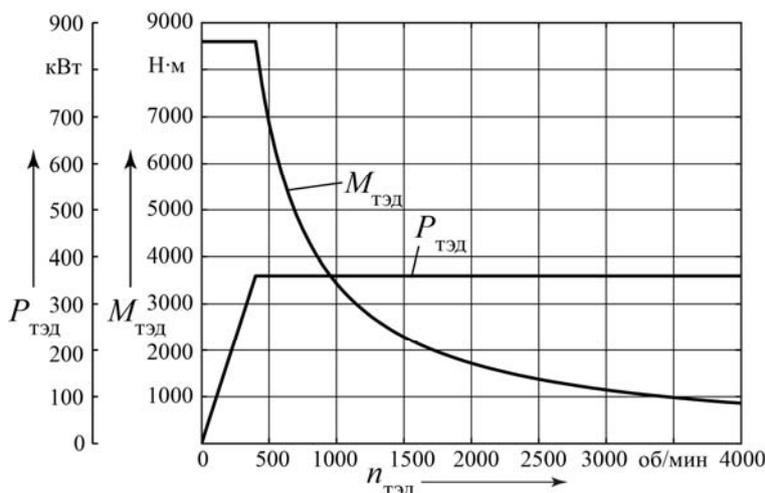


Рис. 2. Характеристики тягового электродвигателя

**Дифференциальные уравнения прямолинейного движения автомобиля.** При построении математической модели движения автомобиля необходимо учесть его физические свойства, проявляемые под воздействием внешней среды (см. рис. 1). Полагаем, что скольжение ведущих колёс автомобиля относительно поверхности дороги отсутствует.

Для составления дифференциального уравнения движения автомобиля воспользуемся принципом Лагранжа-Даламбера, согласно которому алгебраическая сумма работ всех внешних сил и моментов, приложенных к системе, реакций неидеальных связей и сил инерции на возможных (виртуальных) перемещениях системы равна нулю. *Виртуальные перемещения* – это перемещения элементов системы, допускаемые наложенными на них связями.

В обозначениях параметров при переменных, принадлежащих ведущим колёсам, используем индекс «в», а для ведомых (неприводных) колёс – индекс «н». Введём следующие виртуальные перемещения системы: линейное перемещение центра масс автомобиля  $\delta\vec{x}$  и соответствующие ему угловые перемещения ведущего  $\delta\vec{\varphi}_в$  и ведомого  $\delta\vec{\varphi}_н$  колёс. Для заднеприводно-

го автомобиля, согласно рис. 1,  $\delta\vec{\varphi}_н = \delta\vec{\varphi}_1$ ,  $\delta\vec{\varphi}_в = \delta\vec{\varphi}_2$ .

Работа  $W_F$  силы  $\vec{F}$  на виртуальном перемещении  $\delta\vec{x}$  точки её приложения равна скалярному произведению векторов  $\vec{F}$  и  $\delta\vec{x}$ :  $W_F = \vec{F} \delta\vec{x} = F \delta x \cos(\vec{F}, \delta\vec{x})$ ; работа  $W_M$  момента  $\vec{M}$  на виртуальном угловом перемещении  $\delta\vec{\varphi}$   $W_M = \vec{M} \delta\vec{\varphi} = M \delta\varphi \cos(\vec{M}, \delta\vec{\varphi})$ .

Учитывая направления сил и моментов, действующих на модель автомобиля, представленную на рис. 1, и направления виртуальных перемещений, получаем следующее выражение суммарной их работы:

$$M_{к.в} \delta\varphi_в - M_{f_в} \delta\varphi_в - M_{f_н} \delta\varphi_н - F_h \delta x - F_w \delta x - F_{ja} \delta x = 0, \quad (10)$$

где  $M_{f_в}$  и  $M_{f_н}$  – моменты сопротивления качению ведущих и ведомых колёс соответственно, Н·м;  $F_{ja}$  – приведенная сила инерции, Н.

Сила  $\vec{G}_{аз}$  и нормальные реакции дороги на ведущее  $\vec{R}_{зв}$  и ведомое  $\vec{R}_{зн}$  колеса работы не выполняют, т. к. косинусы углов между их направлениями и виртуальными перемещениями точек

их приложения равны нулю. При отсутствии внешнего скольжения колёс относительно дороги продольные реакции  $\vec{R}_{хв}$  и  $\vec{R}_{хн}$  также не выполняют работы, т. к. эти реакции приложены в неподвижных точках (на поверхности дороги). При пробуксовке ведущих колёс работа реакции  $\vec{R}_{хв}$  отрицательна (работа буксования). Отсюда следует, что получивший широкое распространение термин «касательная сила тяги», под которой понимают реакцию  $\vec{R}_{хв}$ , не имеет научного обоснования. В [1] этот вопрос рассмотрен подробно и показано, что сила тяги ведущего колеса  $F_{к.в} = M_{к.в}/r_{к0}$  приложена на оси колеса и направлена в сторону вектора скорости  $\vec{v}$  центра масс автомобиля. Она уравнивает суммарную силу сопротивления корпуса автомобиля, также приложенную на оси ведущего колеса, но противоположно направленную.

Соотношения между модулями виртуальных перемещений  $\delta\varphi_{в}$ ,  $\delta\varphi_{н}$  и  $\delta x$  при условии отсутствия внешнего скольжения колёс:  $\delta\varphi_{в} = \delta x/r_{к.в}$ ;  $\delta\varphi_{н} = \delta x/r_{к.н}$ . Используя выражения для определения  $M_{f_{в}}$  и  $M_{f_{н}}$  [1], на основе (10) получаем

$$\frac{M_{к.в}}{r_{к0}} - m_a g \psi - k_w A_{л} v^2 - F_{ja} = 0. \quad (11)$$

Величина тягового момента автомобиля  $M_{к.в}$  определяется вращающи-

ми моментами используемых тяговых электродвигателей и параметрами мотор-колёс, их передаточными числами  $u_{ред}$  и КПД  $\eta_{ред}$ :

$$M_{к.в} = M_{тэд} n_{т.д} u_{ред} \eta_{ред}, \quad (12)$$

где  $n_{т.д}$  – количество тяговых электродвигателей на данном автомобиле.

Одно из основных условий построения адекватной математической модели – выполнение закона сохранения энергии, в соответствии с которым кинетическая и потенциальная энергии модели и физического объекта должны быть одинаковы.

При прямолинейном движении автомобиля его кинетическая энергия равна сумме кинетической энергии поступательно движущейся массы и кинетической энергии всех вращающихся относительно корпуса автомобиля масс различных его механизмов (маховика двигателя, колёс, шестерён трансмиссии, дисков тормозных механизмов и др.). Поэтому вводится понятие «приведенная масса автомобиля», кинетическая энергия поступательного движения которой равна суммарной кинетической энергии всей системы в целом. Приведенная масса автомобиля  $m_{а.пр} = \delta_{п.м} m_a$ , где  $m_a$  – полная масса автомобиля;  $\delta_{п.м}$  – коэффициент приведенной массы. Для автомобиля с электромеханической трансмиссией значение  $\delta_{п.м}$  вычисляется по формуле

$$\delta_{п.м} = 1 + \frac{(J_{я} u_{ред}^2 \eta_{ред} + J_{ред}) n_{т.д} + J_{к.в} + J_{к.н}}{r_{к0}^2 m_a}, \quad (13)$$

где  $J_{я}$  – момент инерции якоря тягового электродвигателя;  $J_{ред}$  – приведенный к ведущему колесу момент инерции всех вращающихся масс редуктора мотор-колеса;  $J_{к.в}$ ,  $J_{к.н}$  – моменты инерции ведущих и ведомых колёс ав-

томобиля с учётом тормозных дисков или барабанов соответственно.

При отсутствии данных по моментам инерции  $J_{я}$ ,  $J_{ред}$ ,  $J_{к.в}$ ,  $J_{к.н}$  величину  $\delta_{п.м}$  можно в первом приближении вычислить по выражению

$\delta_{п.м} = (1,05 \dots 1,06)m_a/m$ , где  $m$  – фактическая масса автомобиля, кг.

С учётом  $m_{a,пр}$  приведенная сила

$$\left. \begin{aligned} \frac{dv}{dt} &= \frac{M_{тэд} n_{т.д} u_{ред} \eta_{ред} / r_{к0} - m_a g \psi - k_w A_{л} v^2}{\delta_{п.м} m_a}; \\ \frac{ds}{dt} &= v, \end{aligned} \right\} \quad (14)$$

где  $v$  – скорость автомобиля, м/с;  $s$  – перемещение автомобиля, м.

**Тяговая характеристика автомобиля.** Тяговая характеристика представляет собой график зависимости силы тяги ведущих колёс  $F_{к.в}$  от скорости движения  $v$ , т. е. график функции  $F_{к.в} = f(v)$ . Эта характеристика соответствует установившемуся движению автомобиля, т. е. условию  $dv/dt = 0$ . Для автомобиля с электромеханической трансмиссией значения  $F_{к.в}$  вычисляются по формуле

$$\begin{aligned} F_{к.в} &= M_{к.в} / r_{к0} = \\ &= M_{тэд} n_{т.д} u_{ред} \eta_{ред} / r_{к0}. \end{aligned} \quad (15)$$

инерции автомобиля  $F_{ja} = \delta_{п.м} m_a dv/dt$ .

В результате получаем дифференциальные уравнения движения автомобиля:

Соответствующие силе  $F_{к.в}$  значения скорости автомобиля получаем по формуле

$$v = \frac{3,6 \pi n_{тэд} r_{к0}}{30 u_{ред}}, \quad (16)$$

где  $v$  – скорость автомобиля, км/ч.

На рис. 3, а показан вид тяговой характеристики автомобиля с электромеханической трансмиссией. Эта характеристика отображает потенциальные возможности преодоления суммарного сопротивления движению автомобиля в зависимости от его скорости.

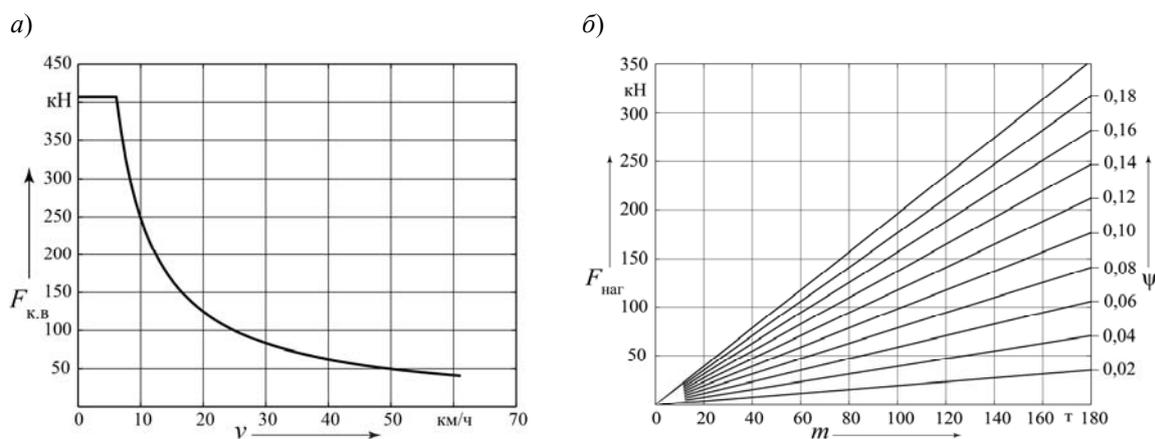


Рис. 3. Тяговая (а) и нагрузочная (б) характеристики автомобиля

При движении с постоянной скоростью уравнение (11) можно записать в следующем виде:

$$F_{к.в} = F_f + F_h + F_w, \quad (17)$$

где  $F_f$  – сила, отображающая сопротивление качению;  $F_h$  – сила сопротивления подъёму;  $F_w$  – сила сопротивления воздуха.

Силы  $F_h$  и  $F_w$  реальные (см. рис. 1), а силы  $F_f$  на самом деле не существует. Сопротивление качению возникает вследствие качения колеса, т. е. при его вращательном движении. Но при этом виде движения воздействия на колесо представляют собой вращающие моменты, а не силы [1]. Поэтому сила  $F_f$  является некоторой условной силой, которая приложена на оси колеса и направлена противоположно вектору скорости автомобиля  $\vec{v}$ , что в результате позволяет отобразить воздействие на корпус автомобиля, эквивалентное воздействию момента  $M_f$ . Численная величина этой условной силы  $F_f = M_f / r_{к0}$ .

Сила сопротивления воздуха  $F_w$  при скоростях движения 80...90 км/ч сравнительно невелика, существенно меньше силы суммарного дорожного сопротивления  $F_{\psi} = F_f + F_h$ , поэтому влиянием  $F_w$  на сопротивление движению тихоходных автомобилей можно пренебречь. Необходимая сила тяги ведущих колёс, характеризующая нагрузку автомобиля  $F_{наг}$ , в этом случае будет в основном зависеть от дорожных условий и уровня загрузки автомобиля:

$$F_{наг} = mg\psi = mg(f_0 + h), \quad (18)$$

где  $m$  – масса автомобиля, определяемая величиной перевозимого груза,  $m = m_0 + m_{гр}$ ;  $m_0$  – снаряженная масса автомобиля;  $m_{гр}$  – масса перевозимого

груза;  $f_0$  – коэффициент сопротивления качению;  $h$  – преодолеваемый уклон дороги.

На рис. 3, б представлены графики зависимостей  $F_{наг}$  от массы автомобиля  $m$  при различных значениях коэффициента суммарного дорожного сопротивления  $\psi$ . Эти графики называются *нагрузочной характеристикой автомобиля*.

Совместим тяговую характеристику автомобиля  $F_{к.в} = f(v)$  с нагрузочной характеристикой  $F_{наг} = f(m, \psi)$  и представим их на одном графике, как показано на рис. 4. Такой график позволяет находить скорости движения автомобиля в зависимости от его массы  $m$ , определяемой массой нагрузки  $m_{гр}$ , и от дорожных условий, характеризуемых коэффициентом  $\psi$ . Порядок определения скорости автомобиля отображён тонкими сплошными линиями со стрелками и отмечен точками на траектории поиска решения. Начальная точка поиска 0 находится на ветви нагрузочной характеристики  $F_{наг}$ , соответствующей заданному значению  $\psi$ . На рис. 4 отображены примеры определения скорости  $v$  при  $\psi = 0,10$ . Для автомобиля полной массы  $m_a$  выполнены построения отмечены точками 1, 2, 3, для снаряжённого автомобиля ( $m = m_0$ ) – точками 1', 2', 3', а при произвольной массе  $m = m_i$  – точками 1'', 2'', 3''.

**Динамическая характеристика автомобиля** представляет собой графическое изображение зависимости динамического фактора от скорости движения  $D = f(v)$ .

Динамический фактор – это безразмерная величина, характеризующая потенциальные возможности автомобиля по преодолению дорожных сопротивлений или сообщению ему ускорения в данных дорожных условиях. Зна-

чения динамического фактора  $D$  вычисляются по формуле

$$D = \frac{M_{\text{ТЭД}} n_{\text{ред}} u_{\text{ред}} \eta_{\text{ред}} / r_{\text{к0}} - k_w A_{\text{л}} v^2}{m_a g} \quad (19)$$

Динамическая характеристика автомобиля с электромеханической

трансмиссией представлена на рис. 5. При построении этой характеристики изменение вращающего момента тягового электродвигателя  $M_{\text{ТЭД}}$  вычисляется по формуле (6), а изменение скорости автомобиля  $v$  – по формуле (16).

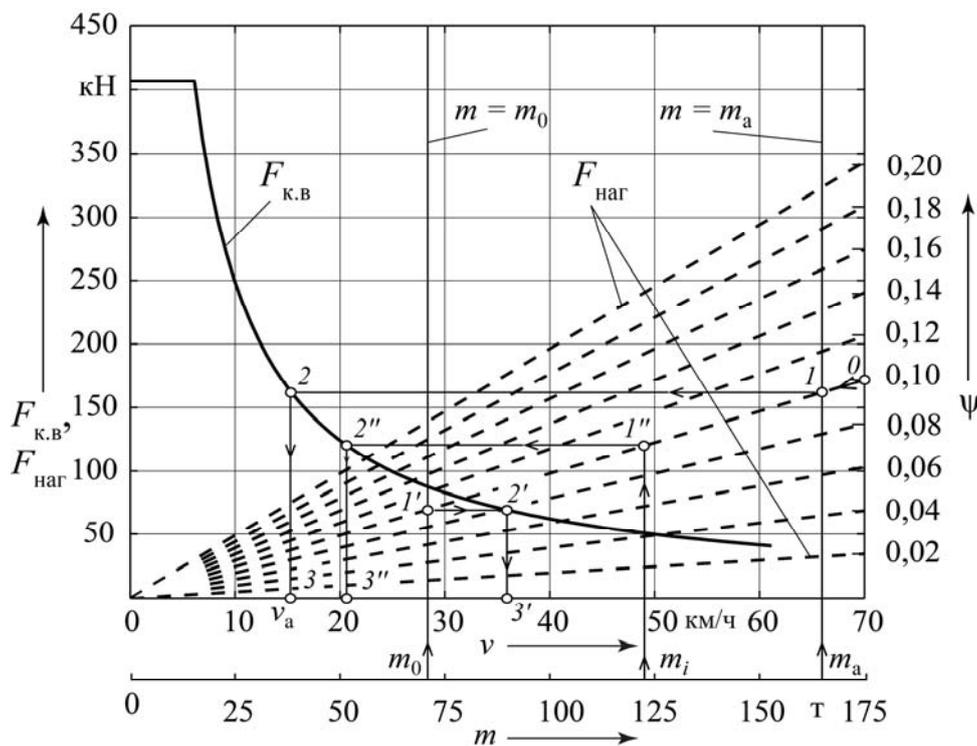


Рис. 4. Тяговая и нагрузочная характеристики автомобиля

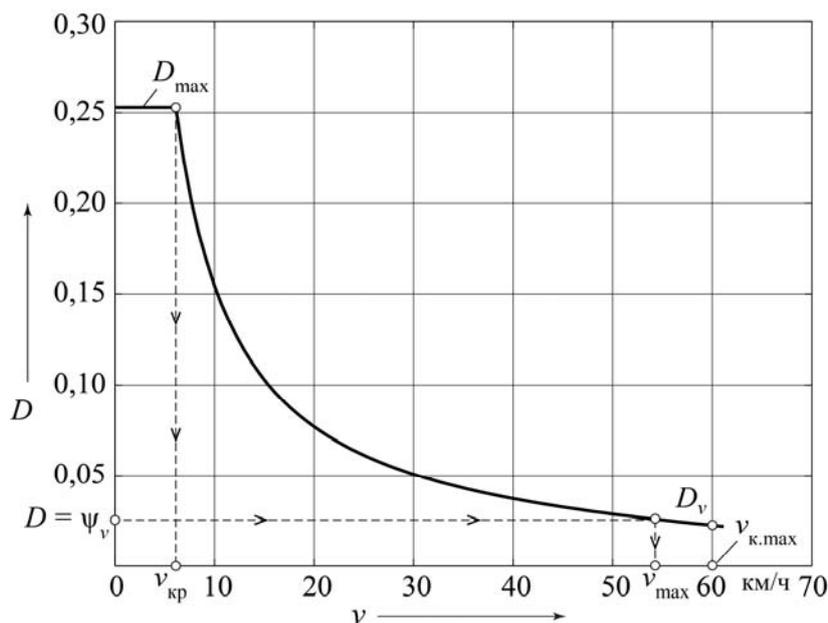


Рис. 5. Динамическая характеристика автомобиля

По динамической характеристике определяют следующие показатели тягово-скоростных свойств автомобиля: максимальную скорость автомобиля  $v_{\max}$  в заданных дорожных условиях, характеризуемых коэффициентом  $\psi_v$ ; динамический фактор  $D_v$  при проектной максимальной кинематической скорости автомобиля  $v_{k\max}$ ; максимальный динамический фактор  $D_{\max}$  и соответствующую ему минимальную устойчивую скорость движения (критическую скорость)  $v_{кр}$ ; максимальный преодолеваемый уклон  $h_{\max}$ . Определение показателей  $v_{\max}$ ,  $D_v$ ,  $D_{\max}$ ,  $v_{кр}$  показано на рис. 5.

Критическая скорость  $v_{кр}$  соответствует скорости, при которой  $D = D_{\max}$  и  $dD/dv < 0$ , т. е. производная динамического фактора по скорости должна быть отрицательной, что обеспечивает устойчивое движение автомобиля, несмотря на изменение дорожных условий и вызванных ими колебаний

сопротивления движению.

**Характеристики разгона автомобиля** получают в результате интегрирования системы дифференциальных уравнений (14). Начальные условия интегрирования:  $v_0 = 0$ ;  $s_0 = 0$ .

Вычисление функции вращающего момента тягового электродвигателя  $M_{ТЭД} = f(n_{ТЭД})$  осуществляется на основе выражения (19), а текущие значения частоты вращения вала электродвигателя  $n_{ТЭД}$  находятся из выражения

$$n_{ТЭД} = \frac{30i_{ред}v}{\pi r_{к0}}. \quad (20)$$

Для определения показателей тягово-скоростных свойств автомобиля производится моделирование процесса разгона на участке пути  $s_{к} = 2000$  м [6]. На рис. 6 показаны получаемые характеристики разгона  $v = f(t)$  и  $s = f(t)$ . На графике  $v = f(t)$  скорость откладывается по оси ординат в километрах в час.

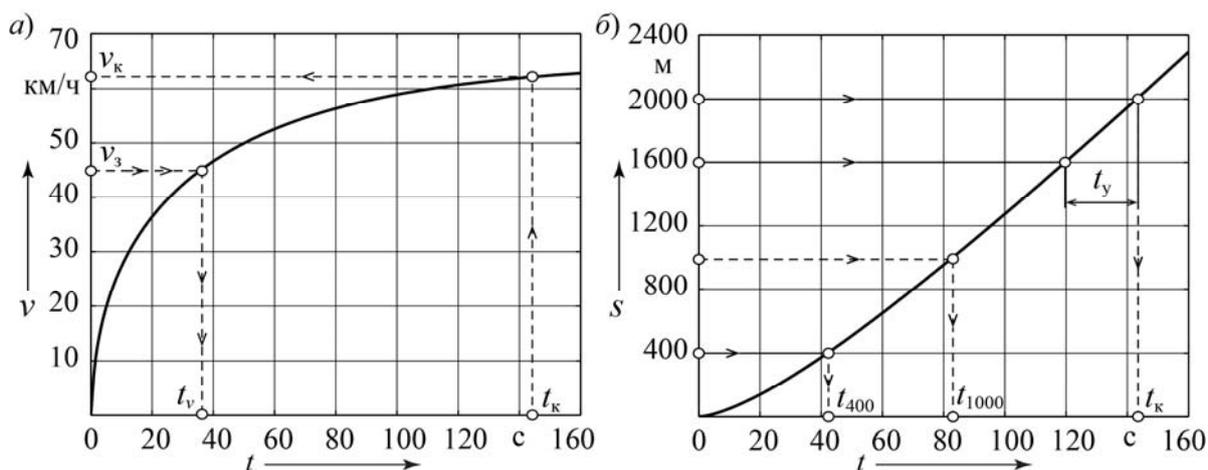


Рис. 6. Характеристики разгона автомобиля:  $a$  – скорость  $v$ ;  $b$  – перемещение  $s$

По характеристикам (см. рис. 6) определяют следующие показатели тягово-скоростных свойств автомобиля: время разгона на участке пути – 400 м,  $t_{400}$ ; время разгона на участке пути – 1000 м,  $t_{1000}$ ; время разгона  $t_v$  до заданной скорости  $v_3$ ; конечное время разгона  $t_k$  в момент преодоления мерного участка  $s_k = 2000$  м; конечную скорость разгона  $v_k$  при  $s_k = 2000$  м; условную максимальную скорость  $v_{y\max} = 400/t_y$ .

Показатели тягово-скоростных свойств используются в качестве систе-

мы частных критериев оптимальности в процессе определения и выбора параметров проектируемого автомобиля. Получаемые значения сравниваются с показателями лучших зарубежных образцов. В процессе проектирования осуществляется поиск оптимального сочетания основных параметров автомобиля на основе методов теории оптимизации [7]. Для решения задачи оптимизации наиболее эффективен метод минимакса, позволяющий одновременно использовать несколько наиболее значимых критериев.

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Тарасик, В. П.** Теория движения автомобиля : учебник для вузов / В. П. Тарасик. – СПб. : БХВ-Петербург, 2006. – 478 с.
2. **Умняшкин, В. А.** Выбор мощности тягового электродвигателя, двигателя внутреннего сгорания и параметров накопителей гибридных силовых установок автомобилей : учеб. пособие / В. А. Умняшкин. – Ижевск : Регулярная и хаотическая динамика, 2006. – 137 с.
3. **Поддубко, С. Н.** Повышение энергетических параметров карьерных самосвалов. Методические основы выбора накопителя энергии / С. Н. Поддубко // Актуальные вопросы машиноведения. – 2014. – Вып. 3. – С. 74–76.
4. **Амельченко, П. А.** О концепции тягового электропривода сельскохозяйственного трактора / П. А. Амельченко // Механика машин, механизмов и материалов. – 2016. – № 1 (34). – С. 14–21.
5. **Амельченко, П. А.** Особенности разгона сельскохозяйственного машинно-тракторного агрегата на электрической тяге / П. А. Амельченко // Тракторы и сельхозмашины. – 2015. – № 8. – С. 23–28.
6. **ГОСТ 22576–90.** Автотранспортные средства. Скоростные свойства. Методы испытаний. – М. : Изд-во стандартов, 1991. – 13 с.
7. **Тарасик, В. П.** Математическое моделирование технических систем : учебник / В. П. Тарасик. – Минск : Новое знание ; М. : ИНФРА-М, 2016. – 592 с.

*Статья сдана в редакцию 21 ноября 2016 года*

**Владимир Петрович Тарасик**, д-р техн. наук, проф., Белорусско-Российский университет. Тел.: +375-222-25-36-45.

**Vladimir Petrovich Tarasik**, DSc (Engineering), Prof., Belarusian-Russian University. Phone: +375-222-25-36-45.

---

УДК 621.97

*Д. Г. Шатуров, Г. Ф. Шатуров, М. В. Панков*

**СОСТОЯНИЕ И ПУТИ ПОВЫШЕНИЯ ИЗНОСОСТОЙКОСТИ ЛЕЗВИЙНОГО ИНСТРУМЕНТА В ШИРОКОМ ДИАПАЗОНЕ ИЗМЕНЕНИЯ СКОРОСТИ РЕЗАНИЯ**

---

UDC 621.97

*D. G. Shaturov, G. F. Shaturov, M. V. Pankov*

**CURRENT STATUS AND WAYS OF INCREASING WEAR RESISTANCE OF EDGE TOOLS OVER A WIDE RANGE OF CUTTING SPEEDS**

**Аннотация**

На основе известных источников технической литературы проанализировано состояние и рассмотрена возможность применения существующих методик определения стойкости и ресурса работы твердосплавного лезвийного инструмента при низких и средних скоростях резания.

**Ключевые слова:**

резец, обработка, стойкость, ресурс работы инструмента, скорость резания, износ.

**Abstract**

Based on the analyses of the well-known literature sources, the possibility of applying the existing techniques to determine the durability and service life of cemented-carbide tools at low and medium cutting speeds is considered.

**Key words:**

cutter, machining, tool durability, tool service life, cutting speed, wear.

---

При обработке углеродистых и некоторых легированных сталей твердосплавным инструментом связь между скоростью резания  $V$  и периодом стойкости  $T_0$  инструмента представляет собой периодически изменяющуюся плавную кривую в общем случае с двумя или тремя максимумами, расположенными на разных уровнях по стойкости и точками перегиба при разных скоростях резания [1]–[4], [10].

Режущий инструмент в зависимости от условий обработки может подвергаться механическому, абразивному, адгезионному, окислительному (химическому) и диффузионному износу [3, с. 189], [9, с. 5]. Процесс износа бы-

вает смешанным, состоящим одновременно как минимум из двух видов износа, один из которых в данный момент времени доминирует, т. е. в большей степени влияет на изнашивание, чем другие. Это явление А. И. Каширин, П. П. Грудов, А. Я. Малкин и др. связывают с переходом при изменении скорости резания из одной физической формы износа в другую [4, с. 28], например, от механического к абразивно-механическому и далее к абразивно-адгезионному, от окислительного к диффузионному и т. д.

Так, при увеличении скорости резания от 1 м/мин плавная кривая периода стойкости инструмента от скорости ре-

зания может иметь два и даже три пика, или «горба», и «впадины», соответствующие максимальной и минимальной стойкости инструмента [4, с. 24]. Результаты исследований отечественных и зарубежных ученых подтверждают, что зависимость  $T = f(V)$  носит экстремальный характер в области низких и больших скоростей резания [4, с. 14]. А. Я. Малкин при обработке хромомолибденовой стали твердым сплавом ВК8 обнаружил пик стойкости при скорости резания  $V = 20$  м/мин. П. П. Грудов при обработке стали марки 45 резцом Т15К6 обнаружил пик стойкости при  $V = 70$  м/мин. Н. И. Резников и И. Г. Жарков при фрезеровании стали марки 50А твердым сплавом Т15К6 обнаружили пик стойкости при  $V = 170$  м/мин и т. д.

Существование «горбов» и перегибов на кривых стойкости обусловлено изменением природы и интенсивности изнашивания при переходе от одного вида износа в другой. «Горбы» свидетельствуют о динамической стабилизации и оптимальных условиях трения в контактных зонах инструмента со сходящей стружкой и поверхностью резания заготовки. До «горба» и после него условия трения в контактных зонах инструмента не стабильны.

При увеличении скорости резания в контактных зонах трения происходит перестройка процесса изнашивания. Один вид износа постепенно замещается другим на основе принципа самоорганизации. В результате самоорганизации процесс трения энергетически стремится к стабилизации с минимальным потреблением энергии исходя из представленных ему внешних условий [14].

При обработке деталей из труднообрабатываемого жаропрочного сплава ХН51ВМТЮКФР на относительно низкой скорости резания  $V = 5$  м/мин поверхность изношенной фаски на задней

поверхности инструмента из твердого сплава ВК6М и Т15К6 покрыта сплошным слоем материала детали [9, с. 13]. Прилипший слой материала детали в виде нароста подвержен пластической деформации. В результате его твердость в 1,8...2,4 раза выше твердости обрабатываемого материала, и он предохраняет от износа рабочие поверхности резца, стойкость которого при скорости  $V = V_{01}$  наибольшая (рис. 1). При резании на скоростях резания, меньших  $V < 5$  м/мин и больших  $V > 5$  м/мин, для этого сплава износ резца связан с адгезионными явлениями, и его стойкость уменьшается [9, с. 13].

При обработке углеродистой стали марки 40Х экстремум функции  $T = f(V)$  сдвинут в сторону больших скоростей резания. При увеличении скорости резания до 15 м/мин с повышением температуры в зоне резания механический износ переходит в механическо-адгезионный, что уменьшает период стойкости инструмента [3, с. 212], [6, с. 263], [11].

Под адгезионным износом инструмента понимают срез или отрыв силами адгезии (сцепления, сваривания, прилипания) частиц инструментального материала в процессе трения [3, с. 189]. Размеры отдельных адгезионных пятен, углублений, изъянов соответствуют размерам зерен карбидов вольфрама твердого сплава и колеблются от нескольких микрометров (2...5 мкм) до сотых долей миллиметра, а истинная площадь контакта может составлять 10...60 % номинальной площади контакта [3, с. 191], [9, с. 6]. В [3] подсчитано, что на одном метре пути резания каждая точка на поверхности инструмента подвергается 1000-кратному воздействию срезающих напряжений, что приводит к разупрочнению, окрупчиванию и усталостному ее разрушению. Интенсивность адгезионного отрыва зависит от свойств обрабатываемого и инструментального материалов и усло-

вий обработки: скорости и температуры резания, отношения прочности материала инструмента к прочности материала обрабатываемой заготовки [9, с. 6].

При дальнейшем увеличении скорости резания  $V > V_{.m1}$  (см. рис. 1) для стали марки 40X  $V > 15...20$  м/мин,

а следовательно и температур, мелкие частицы стружки в некоторых местах контакта прилипают, привариваются к чистой, ювенальной (лишенной окислов) передней поверхности инструмента, образуя прочное соединение в виде заторможенного слоя – нароста [3, с. 213].

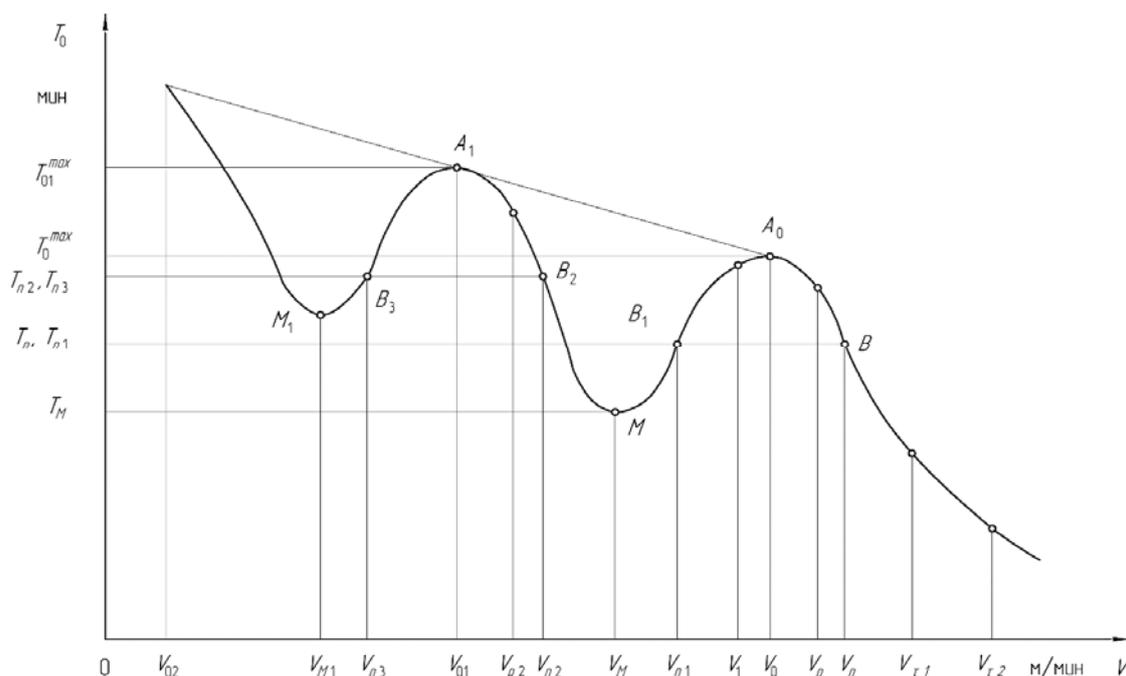


Рис. 1. Зависимость периода стойкости лезвийного инструмента от скорости резания

При скорости резания  $V = V_{01} = 40...50$  м/мин (для разных материалов этот диапазон скоростей разный) при обработке углеродистой стали и температуре резания  $300\text{ }^{\circ}\text{C}$  высота нароста максимальна, а износ резца минимален [2, с. 86]. Нарост выполняет защитные функции по отношению к инструменту [6, с. 112] и препятствует изнашиванию контактных поверхностей инструмента от адгезионного износа. На кривой  $T = f(V)$  имеется в этом случае «горб» с вершиной – точкой  $A_1(V_{01}, T_{01})$  (см. рис. 1). Отметим, что нарост имеет твердость, превышающую в 2,5...3 раза твердость обрабатываемого материала [6, с. 107], и расположен на передней поверхности резца в форме клина с передним положительным углом, боль-

шим, чем передний угол заточки инструмента [6, с. 112]. Нарост, по сути, выполняет роль нового инструмента с большим положительным передним углом. В зоне образования нароста, где его высота максимальна, коэффициент трения [6, с. 124], [8, с. 17], коэффициент усадки стружки, тангенциальная сила резания [6, с. 207] и максимальная стойкость инструмента [6, с. 263] минимальны.

При низких скоростях резания ( $V = 20...55$  м/мин) при увеличении подачи и глубины резания получаем примерно одну и ту же величину скорости резания  $V_{01}$  (см. рис. 1), при которой достигается максимальная стойкость инструмента [3, с. 215], [5, с. 150]. При средних и больших скоростях реза-

ния  $V > 80$  м/мин, наоборот, имеет место большая разбежка положения экстремума вдоль оси скорости резания [7], [12]. В случае обработки с низкими скоростями резания в зоне наростообразования при увеличении подачи увеличивается толщина срезаемого слоя металла и высота нароста, что сдвигает экстремум функции  $T = f(V)$  в сторону меньших скоростей резания. Одновременно с увеличением высоты нароста увеличивается фактический передний угол инструмента, что сдвигает экстремум функции в сторону больших скоростей резания [6, с. 112]. В результате действия двух факторов в противоположных направлениях экстремум функции  $T = f(V)$  практически может остаться при одной и той же скорости резания [2, с. 86], [5, с. 150]. Кроме того, нарост блокирует тепловые и деформационные процессы в зоне контакта стружки с передней поверхностью инструмента, что положительно отражается на его стойкости.

Нарост состоит из двух частей – верхней («шапки») и нижней («подошвы»). Верхняя часть нароста срывается и восстанавливается в 450...660 раз в секунду [9, с. 34]. При повышении скорости резания  $V > 40...50$  м/мин наблюдается повышение температуры резания от 300 до 600 °С. Нарост постепенно вырождается в слой параллельной передней поверхности инструмента, а затем исчезает вовсе. Продукты нароста, срываясь, проникают на заднюю поверхность резца, внедряются в контактные поверхности инструмента, царапают эти поверхности, действуя как микроскопические резцы, т. е. происходит абразивный износ лезвия. Наблюдаемые на задней поверхности инструмента канавки, перпендикулярные к режущей кромке, являются результатом абразивного воздействия отделяющихся частиц нароста [3, с. 196].

При исчезновении нароста с перед-

ней поверхности происходит его срыв с образованием углублений 2...5 мкм на передней поверхности инструмента в результате абразивно-адгезионного износа [9, с. 6]. Стойкость резца падает до момента (точка  $M(V_m, T_m)$ ) – начала образования тонкой и несплошной подстилки в виде окисной пленки, имеющей ячеистый вид и уменьшающей износ лезвия [15, с. 162].

При увеличении скорости резания  $V > V_m$  (см. рис. 1) повышается температура в зоне резания и пропорционально ей толщина окисной пленки, а абразивно-адгезионный износ постепенно уступает место абразивно-окислительному износу, где окисление является преобладающим. Если контактирующие твердые тела покрыты окисными пленками, то в адгезионное взаимодействие вступают пленки и защищают от схватывания и износа лежащие под ними тела. Стабилизация в зоне трения достигается при скорости резания  $V_0$  (см. рис. 1) (для углеродистой стали марки 45  $V_0 = 160...180$  м/мин), при которой имеет место оптимальная толщина 2...15 мкм окисной пленки [9, с. 17], покрывающей почти все зоны контакта инструмента с заготовкой и стружкой и тем самым уменьшающей интенсивность изнашивания, т. к. их предотвращает непосредственный контакт. При скорости резания  $V = V_0$  наблюдается окислительный и оптимальный износ лезвия и оптимальные условия трения (второй «горб» на кривой периода стойкости от скорости резания). Окислительным износом называют установившийся стационарный процесс динамического равновесия разрушения и восстановления окисных пленок, где окисление является преобладающим [9, с. 8].

При дальнейшем увеличении скорости резания  $V > V_0$  и росте температуры толщина окисной пленки увеличивается, а ее прочность уменьшается. Образование более толстых и рыхлых

пленок, имеющих микропоры, приводит к их разрушению, и пленки в таком случае выступают в роли абразивного материала, что резко увеличивает абразивно-окислительный износ инструмента [9, с. 8].

Абразивно-окислительный износ переходит в фазу диффузионного с резким уменьшением стойкости инструмента.

Под диффузионным износом понимают износ инструмента, происходящий при высоких температурах ( $\Theta \geq 1000$  °С) в результате взаимной диффузии материалов детали и инструмента [3, с. 199]. В результате диффузионных процессов в поверхностных слоях инструмента происходят структурные превращения, приводящие к охрупчиванию и разупрочнению поверхности инструмента [9, с. 7]. Сходящая стружка и поверхность резания обрабатываемого материала сносит разупрочненную поверхность инструмента. Согласно А. Я. Малкину, функция  $T_0 = f(V)$  в этом случае может быть выражена уравнением  $T = ce^{av}$  [4, с. 30].

Анализ источников технической литературы показывает, что на износостойкость лезвийного инструмента существенное влияние оказывают температура в зоне резания и температура на задней поверхности резца, которые зависят от скорости резания и толщины срезаемого слоя металла.

По представлению Б. Н. Костецкого, в зависимости от скорости и температуры в зоне резания износ инструмента связан с явлениями схватывания (сваривания) поверхностей контакта и окисления. Износ при трении со схватыванием при малых скоростях в сотни раз, а при увеличении скоростей в десятки раз больше, чем износ при окислении [4, с. 26]. Чередование износа инструмента со схватыванием и окисления, по теории Б. Н. Костецкого, приводит к обоснованию и «двугорбых» кривых периода стойкости от скорости резания. И. В. Крагельский и Е. М. Шев-

цова в своих исследованиях по износу пришли к выводу, что «в области малых скоростей скольжения искусственно нанесенные пленки могут значительно снизить интенсивность изнашивания, приводя к локализации деформации в поверхностном слое; при больших скоростях скольжения локализация может осуществляться при изменении механических свойств от температуры, развивающейся при работе трения» [4, с. 27].

«Максимум пройденного пути до затупления инструмента для различных толщин среза наблюдается примерно при одинаковых температурах резания, соответствующих минимальной интенсивности адгезионного износа» [3, с. 216]. При обработке стали марки 40Х резцом марки Т15К6 максимальный путь резания соответствует температуре 700...730 °С, а при обработке стали Х18Н9Т и ШХ15 резцом марки ВК8 – 560...600 °С.

При одинаковых температурах контакта на задней поверхности путь резания до затупления инструмента и его стойкость изменяются для разных толщин среза [3, с. 216]. Утверждается [3, с. 217], что максимальная площадь обработанной поверхности и оптимальные режимы обработки должны определяться с учетом толщины срезаемого слоя металла и построения кривых  $V\tau_a = f(V)$  для разных толщин среза. Влияние ширины среза на стойкость инструмента менее заметно.

На основании анализа источников литературы по износу и стойкости лезвийного инструмента можно сделать несколько выводов.

1. Целесообразно искусственно создавать условия для образования и стабилизации окисных пленок в диапазоне низких и средних скоростей резания, где имеет место абразивно-адгезионный износ со схватыванием. Это относится к диапазону скоростей резания в окрестностях точек  $M_1(V < V_{n3})$  и  $M(V_{n2} < V < V_{n1})$  (см. рис. 1).

2. Целесообразно искусственно создавать условия для образования и стабилизации окисных пленок при окислительно-диффузионном изнашивании, т. е. для диапазона скорости резания  $V > V_n$ .

3. Барьером для уменьшения или ликвидации адгезионного износа может служить искусственно созданный микрорельеф на рабочих поверхностях инструмента, способствующий образованию окисных пленок.

Для определения величины указанных скоростей резания и периодов стойкости инструмента воспользуемся методиками [7], [12]. Для установления пригодности этих методик для низких и средних скоростей резания используем экспериментальные результаты, полученные канд. техн. наук Л. С. Сенченко-вой при обработке стали 45 твердосплавным резцом Т15К6, представленными проф. Г. И. Грановским в [2, с. 86]. Таким образом, имеем [12]

$$V_n = C^{1,25} \left( \frac{u_0}{1000\delta_0 \cdot K_p} \right)^{0,25}; \quad (1)$$

$$C = \frac{C_v \cdot K_V}{t^x \cdot S^y}; \quad (2)$$

$$T_n = \frac{1000\delta_0 \cdot K_p}{V_n \cdot u_0}; \quad (3)$$

$$n_0 = \left( \frac{T_0 V \cdot u_0}{1000\delta_0 \cdot K_p} \right)^{1,67}, \quad (4)$$

где  $V_n, T_n$  – скорость резания, м/мин, и период стойкости, мин, инструмента в точке В перегиба кривой  $T_0 = f(V)$  (см. рис. 1);  $t$  – глубина резания, мм;  $S$  – подача, мм/об;  $\delta_0$  – оптимальная величина износа задней поверхности резца, мкм;  $K_p$  – коэффициент перевода линейного износа задней поверхности в

размерный,  $K_p \approx \text{tg } \alpha_3$  ( $\alpha_3$  – задний угол заточки резца);  $u_0$  – величина относительного размерного износа лезвия резца, мкм/км;  $n_0$  – показатель степени интенсивности изнашивания задней поверхности резца;  $C_v, K_V, x, y$  – коэффициенты и показатели степени, определяемые из [13, с. 269].

Предполагая идентичность изменения периода стойкости  $T_{01}$  инструмента от скорости резания  $T_{01} = f(V)$  в пределах участков кривой  $BA_0B_1$  [7] и  $B_2A_1B_3$  (см. рис. 1), можно записать

$$T_{01} = \frac{T_{n2} \cdot \sqrt{e}}{e^{\frac{1}{2} \left( \frac{V-V_{01}}{V_{n2}-V_{01}} \right)}}; \quad (5)$$

$$T_{n2} = \frac{T_{01}^{\max}}{\sqrt{e}}; \quad (6)$$

$$V_{n2} = \frac{T_n V_n \cdot u_0}{T_{n2} u_{02}}; \quad (7)$$

$$n_0 = \left[ \frac{T_{01} V \cdot u_{02}}{1000\delta_0 \cdot K_p} \right]^{1,67}, \quad (8)$$

где  $V_{n2}, T_{n2}$  – скорость резания, м/мин, и период стойкости, мин, резца в точке  $B_2$  перегиба  $n_0 = 1,0$  кривой  $T_{01} = f(V)$ ;  $u_{02}$  – величина относительного размерного износа лезвия резца на участке  $B_2A_1B_3$ , мкм/км;  $V_{01}, T_{01}^{\max}$  – скорость резания, м/мин, и соответствующий ей период стойкости, мин, на участке кривой  $B_2A_1B_3$ .

Пригодность зависимостей (5)–(8) проверялась (использовались экспериментальные данные (показаны в скобках) и данные [2, с. 86]) при обработке стали марки 45 резцом Т15К6 при глубине резания  $t = 1,0$  мм и подачах

$s = 0,12; 0,24; 0,46$  мм/об (табл. 1).  
 Принимая для подачи  $s = 0,12$  мм/об значения  $u_0 = u_{02} = 7$  мкм/км, получим  $V_n = 267$  м/мин,  $T_n = 47$  мин,  $V_0 = 214$  м/мин. Исходя из экспериментальных данных  $V_{01} = 40$  м/мин,  $T_{01}^{\max} = 308$  мин,  $V_{n2} = 67,5$  м/мин [2, с. 86], из (6)–(8) имеем  $T_{n2} = 67,2$  мин и  $n_0 = 1,0$  для точки перегиба  $B_2$ . Преобразуем зависимость (5) исходя из соотношения

$$\frac{V_{01}}{V_{n2}} = \frac{40}{67,5} = 0,593 \approx 0,6.$$

$$T_{01} = \frac{T_{n2} \sqrt{e}}{e^{\frac{1}{2} \left( 2,5 \frac{V}{V_{n2}} - 1,5 \right)^2}}. \quad (9)$$

Отметим, что при обработке различных материалов, при неизменной зависимости (5), соотношение  $V_{01}/V_{n2}$  может изменяться в широких пределах от 0,3 до 0,8. Это повлечет за собой и изменение зависимости (9).

В табл. 1 представлены результаты расчетов по формуле (9) и данные эксперимента [2, с. 86] – погрешность для выбранного диапазона скоростей не превышает 6 %.

Табл. 1. Значения периодов стойкости для низкого диапазона скоростей резания

$V$ , м/мин	30	40 ( $V_{01}$ )	50	53,6 ( $V_{p2}$ )	60	67,5 ( $V_{n2}$ )	70
$S = 0,12$ мм/об ( $u_{02} = 7$ мкм/км)							
$T_{01}^{рас.}$ , мин	286,5	308	285	271,8	234	187	166
$T_{01}^{экс.}$ , мин	277 (280)	308 (306)	288 (293)	265,2	230 (225)	187 (190)	173
$\varepsilon$ , %	3,4	0	1,0	2,4	1,7	0	4
$S = 0,24$ мм/об ( $u_{02} = 9$ мкм/км)							
$T_{01}^{рас.}$ , мин	228	244	227	215,3	183,4	148	128,6
$T_{01}^{экс.}$ , мин	218	244	226	211,3	180	148	131
$\varepsilon$ , %	4,6	0	0,4	1,86	1,9	0	1,8
$S = 0,46$ мм/об ( $u_{02} = 19$ мкм/км)							
$T_{01}^{рас.}$ , мин	110,6	117,5	107,6	103,6	85	71,3	58
$T_{01}^{экс.}$ , мин	104	117,5	108	102,5	82	71,3	61
$\varepsilon$ , %	5,96	0	0,37	1,0	3,5	0	4,9
Примечание – $T_{01}^{рас.}$ , $T_{01}^{экс.}$ – расчетное и экспериментальные значения периода стойкости; $\varepsilon$ – несовпадение расчетных и экспериментальных значений							

Период стойкости  $T_{n2}$  определяли по (6), исходя из экспериментального значения  $T_{01}^{\max}$  [2, с. 86], а скорость  $V_{n2}$  – по значению  $T_{n2}$ , исходя из двух близлежащих экспериментальных величин  $T_{01}$ . Затем рассчитывали относительный размерный износ  $u_{02}$  для точки перегиба  $B_2$ ,

в которой  $n_0 = 1,0$ , по зависимости

$$u_{02} = \frac{1000 \delta_0 \cdot K_p}{T_{n2} \cdot V_{n2}}. \quad (10)$$

Отметим, что с увеличением подачи растет и  $u_{02}$ , что согласуется с данными, приведенными в [16, с. 75].

Зависимость  $u_{02}$  определяется из формулы, которая получена на основании результатов экспериментальных данных [2, с. 86]:

$$u_{02} = 84,67S^2 - 13,8S + 7,5. \quad (11)$$

Скорость резания, соответствующая максимальному ресурсу работы инструмента на участке  $B_2A_1B_3$  (см. рис. 1), находим исходя из формулы ресурса работы инструмента [5, с. 152]

$$L = VT_{01} = V \frac{T_{n2} \sqrt{e}}{e^{\frac{1}{2} \left( 2,5 \frac{V}{V_{n2}} - 1,5 \right)^2}}. \quad (12)$$

Для определения экстремума функции (12) возьмем производную  $dL/dV$  и приравняем ее к нулю:

$$\frac{dL}{dV} = T_{n2} \sqrt{e} e^{-\frac{1}{2} \left( 2,5 \frac{V}{V_{n2}} - 1,5 \right)^2} \times \\ \times \left[ 1 - V \left( 2,5 \frac{V}{V_{n2}} - 1,5 \right) \frac{2,5}{V_{n2}} \right] = 0,$$

откуда получаем уравнение

$$V^2 - 0,6V_{n2}V - \frac{V_{n2}^2}{6,25} = 0. \quad (13)$$

Решая, имеем

$$V_{p2} = 0,8V_{n2}, \quad (14)$$

где  $V_{p2}$  – скорость резания, соответствующая максимальному ресурсу работы инструмента.

Скорость резания для точки  $M$  графика  $T_0 = f(V)$  (см. рис. 1) рассчитывалась как средняя величина скоро-

стей  $V_{n1} = 0,6V_n$  [12] и  $V_{n2}$ :

$$V_m = \frac{1}{2}(V_{n1} + V_{n2}). \quad (15)$$

Скорость резания  $V_{n3}$  для точки  $B_3$  (см. рис. 1) определялась по формуле (9) при  $T_{01} = T_{n2}$ , на основании этого получаем  $V_{n3} = 0,2V_{n2}$ . Величина указанных скоростей резания приведена в табл. 2.

Работа на скоростях резания  $V_{p2}$  и  $V_p = 0,847V_n$  [12] обеспечивает минимальный расход инструмента и наивысшую размерную стойкость.

Однако иногда оптимизацию технологического процесса обработки производят по себестоимости операции. «Проведенные для различных обрабатываемых материалов расчеты  $V_s$  (экономическая скорость резания) показывают, что величина  $V_s = (1,2 \dots 1,25)V_p$ , а для труднообрабатываемых материалов скорости  $V_s$  и  $V_p$  практически совпадают» [9, с. 93].

Таким образом, установлены диапазоны скоростей резания, при которых желательно уменьшить или исключить адгезионный износ лезвий инструмента, например, путем создания на его рабочих поверхностях микрорельефа, способствующего образованию тонкого слоя окисных пленок.

Установлены зависимости по определению периода стойкости и скорости резания, обеспечивающей максимальный ресурс работы инструмента, для низких и средних скоростей резания.

Табл. 2. Значения периодов стойкости для широкого диапазона скоростей резания

Подача $S$ , мм/об	Скорость резания $V$ , м/мин											
	$V_n$	$V_p$	$V_s$	$V_0$	$V_1$	$V_{n1}$	$V_m$	$V_{n2}$	$V_{s1}$	$V_{p2}$	$V_{01}$	$V_{n3}$
0,12	267	226	276	213,6	187	160	113,7	67,5	66	54	40	13,5
	Стойкость резца, мин											
	$T_n$	$T_p$	$T_s$	$T_0^{\max}$	$T_1$	$T_{n1}$	$T_m$	$T_{n2}$	$T_{s1}$	$T_{p2}$	$T_{01}$	$T_{n3}$
	47	75	39	77	68,4	47	13,4	187	196	271,8	308	187
0,24	225	190,6	223,5	180	157,5	135	100,75	66,5	65	53,2	40	13,3
	Стойкость резца, мин											
	$T_n$	$T_p$	$T_s$	$T_0^{\max}$	$T_1$	$T_{n1}$	$T_m$	$T_{n2}$	$T_{s1}$	$T_{p2}$	$T_{01}$	$T_{n3}$
	56	90	57,7	92	81,5	56	19,5	148	120,8	215,3	244	148
0,46	176	149	182,5	141	123	105,6	85,4	65,1	63,8	52,1	40	13,0
	Стойкость резца, мин											
	$T_n$	$T_p$	$T_s$	$T_0^{\max}$	$T_1$	$T_{n1}$	$T_m$	$T_{n2}$	$T_{s1}$	$T_{p2}$	$T_{01}$	$T_{n3}$
	71,4	114	58	117	104	71,4	34	71,3	89,6	103,6	117,5	71,3
Примечание – $V_s = 1,225V_p \approx 1,04V_n$ ; $V_{s1} = 1,225V_{p2} = 0,98V_{n2}$												

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Ящерицын, П. И. Теория резания. Физические и тепловые процессы в технологических системах / П. И. Ящерицын, М. Л. Еременко, Е. Э. Фельдштейн. – Минск : Выш. шк., 1990. – 512 с.
2. Грановский, Г. И. Обработка результатов экспериментальных исследований резания металлов / Г. И. Грановский. – М. : Машиностроение, 1982. – 112 с.
3. Развитие науки о резании металлов / В. Ф. Бобров [и др.]. – М. : Машиностроение, 1967. – 416 с.
4. Аваков, А. А. Физические основы теорий стойкости режущих инструментов / А. А. Аваков. – М. : Машгиз, 1960. – 308 с.
5. Грановский, Г. И. Резание металлов / Г. И. Грановский, В. Г. Грановский. – М. : Высш. шк., 1985. – 304 с.
6. Бобров, В. Ф. Основы теории резания металлов / В. Ф. Бобров. – М. : Машиностроение, 1958. – 357 с.
7. Шатуров, Д. Г. Технологические возможности управления режущей способностью лезвийного инструмента / Д. Г. Шатуров, Г. Ф. Шатуров // Вестн. Белорус.-Рос. ун-та. – 2016. – № 2. – С. 112–119.
8. Даниелян, А. М. Теплота и износ инструментов в процессе резания металлов / А. М. Даниелян. – М. : Машиностроение, 1954. – 276 с.
9. Макаров, А. Д. Оптимизация процессов резания / А. Д. Макаров. – М. : Машиностроение, 1976. – 279 с.
10. Лоладзе, Т. Н. Износ режущего инструмента / Т. Н. Лоладзе. – М. : Машиностроение, 1958. – 357 с.
11. Зорев, Н. Н. О процессе износа твердосплавного инструмента / Н. Н. Зорев, Д. Н. Клауч, В. А. Батырев // Вестн. Машиностроения. – 1971. – № 11. – С. 70–73.
12. Шатуров, Д. Г. Ресурс работы лезвийного инструмента при обработке / Д. Г. Шатуров, Г. Ф. Шатуров // Вестн. Белорус.-Рос. ун-та. – 2016. – № 4. – С. 90–98.
13. Справочник технолога машиностроителя : в 2 т. / Под ред. А. Г. Косиловой, Р. К. Мещерякова. – М. : Машиностроение, 1985. – Т. 2.
14. Мрочек, Ж. А. Использование явления самоорганизации процесса трения для повышения стойкости режущих инструментов / Ж. А. Мрочек, Г. Ф. Шатуров, Д. Г. Шатуров // Вестн. ГГТУ им. П. О. Сухого. – 2006. – № 4. – С. 29–32.

15. **Кожевников, Д. В.** Резание металлов : учебник для вузов / С. В. Кожевников. – 2-е изд., доп. – М. : Машиностроение, 2012. – 304 с.

16. **Соколовский, А. П.** Точность механической обработки и пути ее повышения / А. П. Соколовский. – М. : Машиностроение, 1951. – 487 с.

*Статья сдана в редакцию 4 января 2017 года*

**Денис Геннадьевич Шатуров**, канд. техн. наук, Белорусско-Российский университет. Тел.: +375-222-25-67-98.

**Геннадий Филиппович Шатуров**, д-р техн. наук, проф., Белорусско-Российский университет. Тел.: +375-222-25-67-98.

**Максим Владимирович Панков**, инженер, ОАО «Стандарт». Тел.: +375-222-25-67-98.

**Denis Gennadyevich Shaturov**, PhD (Engineering), Belarusian-Russian University. Phone: +375-222-25-67-98.

**Gennady Filippovich Shaturov**, DSc (Engineering), Prof., Belarusian-Russian University. Phone: +375-222-25-67-98.

**Maksim Vladimirovich Pankov**, engineer, «Standard» company. Phone: +375-222-25-67-98.

---

УДК 629.114.2

*Э. И. Ясюкович*

---

## ВИРТУАЛЬНЫЕ ИСПЫТАНИЯ КУРСОВОЙ УСТОЙЧИВОСТИ И УПРАВЛЯЕМОСТИ ЧЕТЫРЕХОСНЫХ КОЛЕСНЫХ МАШИН

---

UDC 629.114.2

*E. I. Yasyukovich*

---

## VIRTUAL TESTS OF COURSE-KEEPING ABILITY AND STEERABILITY OF EIGHT-WHEELED VEHICLES

---

### **Аннотация**

Рассматривается разработанная методика виртуальных испытаний курсовой устойчивости и управляемости четырехосных колесных машин со всеми управляемыми колесами, содержащая расчетную динамическую схему, схему курсового движения, математическую модель, программное обеспечение имитационного моделирования. Обсуждаются некоторые результаты расчетных исследований имитационного моделирования процессов управляемого курсового движения по различным траекториям.

### **Ключевые слова:**

четыреосная колесная машина, вертикальная динамика, микропрофиль опорной поверхности, курсовое движение, управление углами поворота управляемых колес, траектория движения, математическая модель, программное обеспечение, имитационное моделирование.

### **Abstract**

The technique is presented which was developed for virtual testing of course-keeping ability and steerability of eight-wheeled vehicles with all-wheel steering. It comprises the calculated dynamic scheme, the scheme of course motion, the mathematical model and the simulation modeling software. The paper discusses some results of computational studies on simulation modeling of processes of controlled course motion along different trajectories.

### **Key words:**

eight-wheeled vehicle, vertical dynamics, micro-profile of supporting surface, course motion, control of steering angles, motion pattern, mathematical model, software, simulation modeling.

---

### **Введение**

Рост транспортных скоростей движения колесных машин, особенно многоосных, требует повышения их маневренности и, как следствие, применения эффективных алгоритмов и электронных схем в системах управления курсовым движением. Развитие средств бортовой электроники, позволяющих создавать элементы искусственного интеллекта, привело к существенным изменениям технического уровня колесных машин, а также к созданию новых типов рулевых приводов, обеспе-

чивающих возможность управления каждым колесом машины по индивидуальному алгоритму [5]. Поэтому одним из направлений исследований в данной области встает задача применения в качестве управляемых, наряду с передними, задних колес, а также колес промежуточных осей. Однако это выдвигает новые требования к управляемости и курсовой устойчивости, особенно при выполнении маневров, которые являются важнейшими эксплуатационными составляющими активной безопасности движения [1–3].

Таким образом, новые технические возможности многоосных колесных машин выдвигают новые проблемы и ставят новые задачи перед их проектировщиками, т. к. рост средних эксплуатационных скоростей движения предъявляет повышенные требования к системам поддрессорования в плане обеспечения нормативных показателей вибронегативности экипажа и перевозимого груза, к устойчивости (курсовой, траекторной) от опрокидывания, а также к управляемости [4, 6, 7].

Повышение эффективности использования многоосных грузовых колесных машин, обладающих маневренностью, курсовой устойчивостью и управляемостью, требует рационального выбора конструктивных параметров их ходовой части, характеристик подвески и шин. Для этого необходима специальная методика оценки устойчивости движения названных машин, в качестве которой может выступать специальное программное средство имитационного моделирования их курсового движения по дорогам с ярко выраженным вероятностным характером неровностей.

Была поставлена задача разработки математического и программного обеспечений для виртуальных испытаний курсового движения грузовых четырехосных колесных машин и оценки влияния их основных параметров и упругодиссипативных характеристик подвески и шин на курсовую устойчивость и управляемость.

### **Расчетные схемы моделируемой системы**

Расчетная схема курсового движения четырехосной колесной машины представлена на рис. 1, а вертикальной динамики – на рис. 2. В обозначениях параметров указанных расчетных схем нечетные индексы относятся к левому

борту машины, четные – к правому.

На рис. 1 и 2 приняты следующие обозначения:

- независимые координаты:  $x_c$ ,  $y_c$ ,  $z_c$  – перемещения центра масс колесной машины по продольной  $OX$ , поперечной  $OY$  и вертикальной  $OZ$  осям;  $z_1...z_8$  – вертикальные перемещения центров неподрессоренных масс;  $\varphi$ ,  $\psi$ ,  $\Phi$  – курсовой угол, углы бокового крена и тангажа остова;  $\delta_1... \delta_8$  – углы увода шин колес машины;

- массогеометрические параметры:  $l_1, l_2, l_3, l_4, l_{mc}$  – расстояния от центра масс колесной машины до центров ее передней, второй, третьей и задней осей и до точки проекции нормали из точки  $O$  с продольной осью автомобиля;  $\Theta_1... \Theta_8$  – углы поворота управляемых колес вокруг вертикальных осей;  $d_{k1}...d_{k8}$  – левая и правая половины ширины колеи передней, второй, третьей и задней осей;

- упругие и диссипативные характеристики шин:  $C_1...C_8$  – коэффициенты нормальной жесткости шин;  $C_{t1}...C_{t8}$  – коэффициенты тангенциальной жесткости шин;  $C_{p1}...C_{p8}$  – коэффициенты жесткости элементов подвески;  $k_1...k_8$  – коэффициенты нормального демпфирования шин;  $k_{t1}...k_{t8}$  – коэффициенты тангенциального демпфирования шин;  $k_{p1}...k_{p8}$  – коэффициенты демпфирования элементов подвески;

- другие параметры:  $x_1...x_8$  – проекции точек центров колес на продольную ось  $OX$ ;  $y_1...y_8$  – проекции точек центров колес на ось  $OY$ ;  $v_1...v_8$  – абсолютные скорости перемещения центров колес;  $\dot{x}_1... \dot{x}_8$  – проекции линейных скоростей точек центров колес на продольную ось  $OX$ ;  $\dot{y}_1... \dot{y}_8$  – проекции линейных скоростей точек центров колес на поперечную ось  $OY$ .

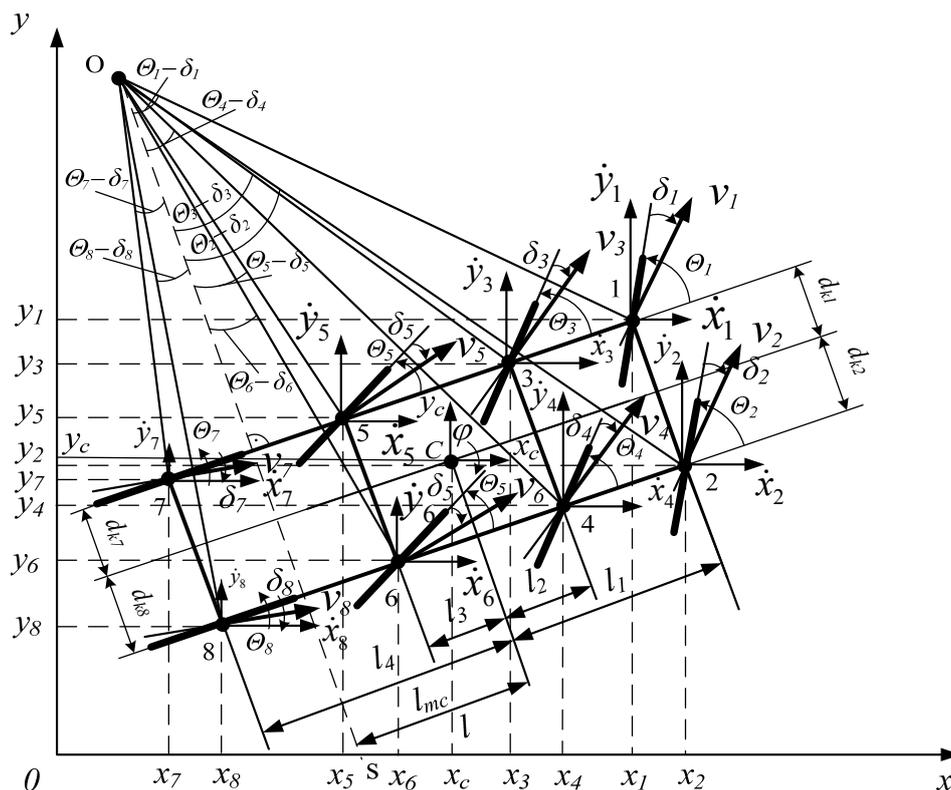


Рис. 1. Расчетная схема курсового движения четырехосной колесной машины

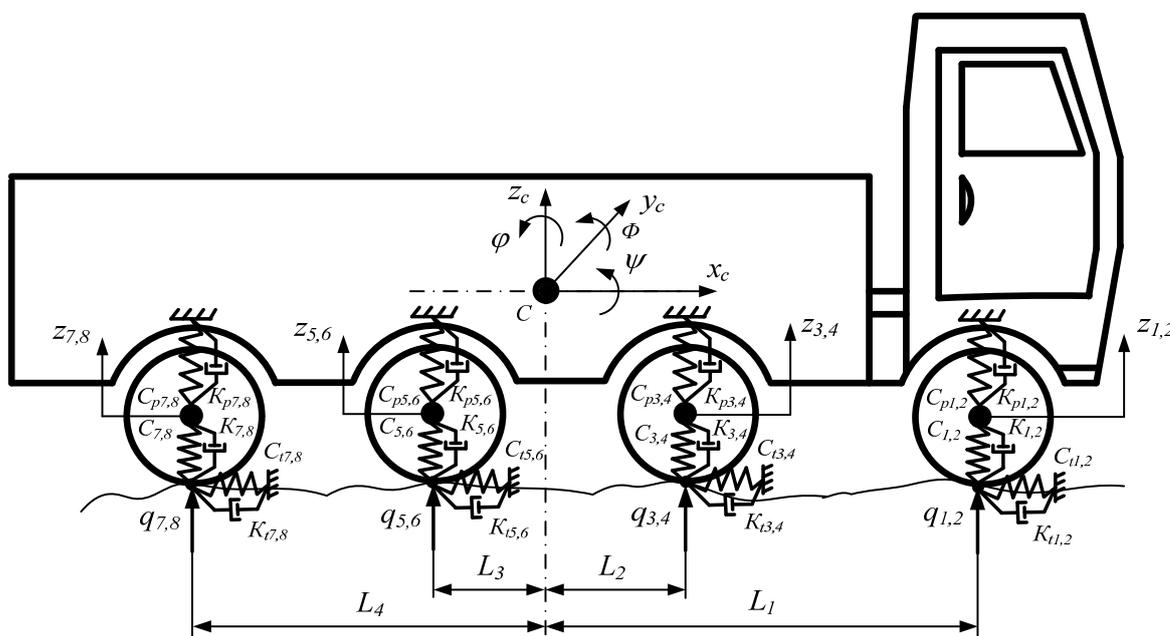


Рис. 2. Расчетная схема вертикальной динамики четырехосной колесной машины

**Математическая модель  
и алгоритм задачи**

Математическая модель задачи представлена в виде системы обыкновенных дифференциальных уравнений (1), которая объединяет: динамические уравнения курсового движения – первое-третье уравнения; уравнения вертикальной динамики – четвертое и пятое уравнения; динамические уравнения продольно- и поперечно-угловых колебаний подрессоренной массы авто-

мобиля – шестое и седьмое уравнения; уравнения кинематических связей колес машины с опорной поверхностью – последнее уравнение системы (1). Уравнения системы (1) разработаны на основе математической схемы Лагранжа второго рода, а уравнения кинематических связей движителей колесной машины с опорной поверхностью – на основе теории увода Рокара. Технология разработки таких математических моделей подробно рассмотрена в [8, 9].

$$\begin{aligned}
 \ddot{x}_c &= \left\{ -\sum_{i=1}^4 \{Y_i \sin(\varphi + \Theta_i - \delta_i) + (P_{ki} - P_{ti}) \cos(\varphi + \Theta_i - \delta_i)\} - \right. \\
 &\quad \left. - \sum_{i=5}^8 \{Y_i \sin(\varphi - \Theta_i + \delta_i) + (P_{ki} - P_{ti}) \cos(\varphi - \Theta_i + \delta_i)\} \right\} / m; \\
 \ddot{y}_c &= \left\{ \sum_{i=1}^4 \{Y_i \cos(\varphi + \Theta_i - \delta_i) + (P_{ki} - P_{ti}) \sin(\varphi + \Theta_i - \delta_i)\} + \right. \\
 &\quad \left. + \sum_{i=5}^8 \{Y_i \cos(\varphi - \Theta_i + \delta_i) + (P_{ki} - P_{ti}) \sin(\varphi - \Theta_i + \delta_i)\} \right\} / m; \\
 \ddot{\varphi} &= \sum_{j=1}^4 \sum_{i=1}^2 \{Y_i [l_1 \cos(\Theta_i - \delta_i) \mp d_i \sin(\Theta_i - \delta_i)] + \\
 &\quad + (P_{ki} + P_{ti}) [L_j^* \sin(\Theta_i - \delta_i) \pm d_i \cos(\Theta_i - \delta_i)] \} / J_z; \\
 \ddot{z}_c &= \sum_{i=1}^8 P_{ni} / m; \quad \ddot{z}_i = (P_i - P_{ni}) / m_i, \quad i = 1 \dots 8; \\
 \ddot{\psi} &= \left[ \sum_{i=1}^8 \mp P_i d_i - F_c h_c \right] / j_x; \quad \ddot{\Phi} = \sum_{i=1}^3 (P_{i1} l_i + P_{i2} l_2) / J_y; \\
 \dot{\delta}_i \{ \dot{x}_c \cos(\varphi + \Theta_i - \delta_i) + \dot{y}_c \sin(\varphi + \Theta_i - \delta_i) + \dot{\varphi} [L_i^{**} \sin(\Theta_i - \delta_i) \mp \\
 &\quad \pm d_i \cos(\Theta_i - \delta_i)] \} = \ddot{x}_c \sin(\varphi + \Theta_i - \delta_i) - \ddot{y}_c \cos(\varphi + \Theta_i - \delta_i) - \\
 &\quad - \ddot{\varphi} [l_1 \cos(\Theta_i - \delta_i) \pm d_i \sin(\Theta_i - \delta_i)] - \dot{\varphi}^2 [L_i^{**} \sin(\Theta_i - \delta_i) \mp \\
 &\quad \mp d_i \cos(\Theta_i - \delta_i)] + (\dot{\varphi} + \dot{\Theta}_i) [\dot{x}_c \cos(\varphi + \Theta_i - \delta_i) + \dot{y}_c \sin(\varphi + \Theta_i - \delta_i) + \\
 &\quad + \dot{\varphi} [l_1 \sin(\Theta_i - \delta_i) \mp d_i \cos(\Theta_i - \delta_i)]], \quad i = 1 \dots 8.
 \end{aligned} \tag{1}$$

Здесь  $L_j^*$  принимает значения:  $L_1^* = l_1$ ,  $L_2^* = l_2$ ,  $L_3^* = l_3$ ,  $L_4^* = l_4$ ;  $L_j^{**}$  – значения:  $L_1^{**} = L_2^{**} = l_1$ ,  $L_3^{**} = L_4^{**} = l_2$ ,

$L_5^{**} = L_6^{**} = l_3$ ,  $L_7^{**} = L_8^{**} = l_4$ .

Центробежная сила, действующая относительно продольной оси, проходящей через центр масс автомобиля,

$$F_c = mv_c^2 / r_{tr},$$

где  $v_c$ ,  $r_{tr}$  – продольная скорость и радиус криволинейной траектории движения автомобиля.

Боковые реакции  $Y_i$  опорной поверхности, действующие в пятнах контактов колес движителей с опорной поверхностью и определяющие характер курсового движения колесной машины, вычислялись по формуле

$$Y_i = ku_i \delta_i, \quad i = 1 \dots 8, \quad (2)$$

где  $ku_i$  – коэффициент сопротивления боковому уводу шины  $i$ -го колеса.

Коэффициенты  $ku_i$  изменяются в зависимости от приложенных к колесам нормальных и тангенциальных сил, давления воздуха в шинах, характеристик дорожной поверхности по условиям сцепления и т. д. [1, 8]. Поэтому при моделировании курсового движения колесной машины на протяжении длительного маршрута значение коэффициентов  $ku_i$  необходимо уточнять в каждой момент времени в процессе интегрирования уравнений движения.

Математическая модель (1) разработана для случая отсутствия бокового скольжения ее колес при движении по криволинейной траектории, который требует, чтобы нормали к проекциям средних линий шин каждого колеса на опорную поверхность пересекались в одной точке  $O$  (см. рис. 1). Это условие определяется следующими уравнениями:

$$\Theta_i = \arctg \left( \frac{l_{(i+1)/2} \operatorname{tg} \Theta_1}{l_1} \right);$$

$$\dot{\Theta}_i = \frac{\pm l_1 l_{(i+1)/2} \dot{\Theta}_1}{l_1^2 \cos^2 \Theta_1 + l_{(i+1)/2}^2 \sin^2 \Theta_1},$$

$$i = 3, 5, 7; \quad (3)$$

$$\Theta_i = \arctg \left( \frac{l_{i/2} \operatorname{tg} \Theta_{i-1}}{l_{i/2} + d \operatorname{tg} \Theta_{i-1}} \right);$$

$$\dot{\Theta}_i = (l_{i/2}^2 \dot{\Theta}_{i-1}) / [(l_{i/2} + d \operatorname{tg} \Theta_{i-1})^2 \times \cos^2 \Theta_{i-1} + l_{i/2}^2 \sin^2 \Theta_{i-1}],$$

$$i = 2, 4, 6, 8. \quad (4)$$

Алгоритм решения задачи сводится к численному интегрированию уравнений движения (1) и предусматривает: ввод исходных данных и начальных условий интегрирования; считывание и привязку к реальным условиям движения ординат неровностей микропрофиля дороги и их скоростей; считывание параметров управления курсовым движением автомобиля в виде заданного закона поворота управляемых колес; формирование файла результатов моделирования.

Каждая строка файла результатов моделирования содержит следующие параметры: моменты времени, значения обобщенных координат модели и их скорости, ординаты неровностей микропрофиля дороги и их скорости, значения углов увода каждого колеса и некоторые другие параметры.

Алгоритм предусматривает управление продольной скоростью движения машины при выполнении различных маневров, а также фиксацию момента начала бокового скольжения ее колес.

Управление курсовым движением машины производилось в соответствии с программой курсового движения, которая задавалась в виде специальной таблицы. В первой строке таблицы указывались моменты времени, в которые к переднему левому управляемому колесу сообщались управляющие воздействия оператора в виде скорости его поворота. В процессе интегрирования уравнений движения по этой скорости определялся угол поворота данного, а также всех остальных колес в соответствии с кинематикой поворота машины, заданной уравнениями (3) и (4).

### **Исходные данные и результаты расчетных исследований**

В качестве исходных данных при проведении расчетных экспериментов, кроме ранее перечисленных параметров колесной машины, использовались параметры закона изменения угла поворота ее левого управляемого колеса, который задавался с помощью специальной таблицы. В первой строке таблицы указывались моменты времени начала действия заданных во второй строке скоростей изменения углов поворота левого управляемого колеса, в третьей – предельный угол поворота, а в четвертой – предельно допустимая скорость маневра автомобиля для моделируемого режима курсового движения.

На основе вышеприведенных данных по выражениям (2) и (3) вычислялись углы и угловые скорости поворота каждого управляемого колеса в соответствии с геометрией поворота многоосной машины. Это позволило организовать моделирование различных режимов движения, таких как движение по круговой траектории, смена полосы движения, движение по извилистой дороге, обгон и другие.

Расчетные эксперименты проводились на интервале времени 250 с и более по дорогам с различными параметрами микропрофиля.

Результаты моделирования выводились построчно в файл на жесткий диск компьютера в виде численных значений моментов времени, обобщенных координат, их скоростей, боковых реакций опорной поверхности на движители машины, углов увода шин. По результатам расчета программа формировала графики изменения во времени параметров движения машины. Один из вариантов имитационного моделирования курсового движения четырехосной машины на скорости 90 км/ч по горизонтальной дороге со случайным микропрофилем по траектории «выход на ре-

жим движения по кругу» на интервале времени от 0 до 80 с приведен на рис. 3.

Из рисунка видно, что за 80 с машина совершила два с половиной оборота (рис. 3, линия 3) и при этом четко выдерживала заданную круговую траекторию движения (рис. 4). Каждый оборот совершался за 30,5 с, через которые значение обобщенной координаты  $\varphi$  обнулялось. Координаты центра масс автомобиля  $x_c$  и  $y_c$  описывали окружности с периодом 5,9 с. Углы поворота управляемых колес (линии 4...11) изменялись в соответствии с принятыми законами, определяемыми выражениями (3) и (4). Углы увода шин управляемых колес после входа в режим движения по кругу с постоянным радиусом, с момента времени 5,9 с, стабилизировались (линии 12...19).

На рис. 4 представлена диаграмма движения колесной машины в координатах  $XOY$  по траектории «Круговое движение», сформированная на скорости движения 25 м/с. При этом скорость изменения угла поворота управляемых колес была задана равной 0,175 рад/с, которая действовала после первой секунды движения в течение 0,5 с, а линия мгновенных центров поворота проходила через проекцию точки центра масс на опорной поверхности. Таким образом, движение происходило с постоянным углом поворота управляемых колес, равным для левого и правого колес соответственно:

- передней оси – 0,0875 рад (5,0159 град); 0,0858 рад (4,917 град);
- второй оси – 0,0543 рад (3,110 град); 0,0532 рад (3,049 град);
- третьей оси – -0,0626 рад (-3,587 град); -0,0639 рад (-3,661 град);
- четвертой оси – -0,0875 рад (-5,016 град); -0,0893 рад (-5,118 град).

Моделирование последнего варианта производилось на интервале времени от нуля до 200 с по опорной поверхности с асфальтовым покрытием.

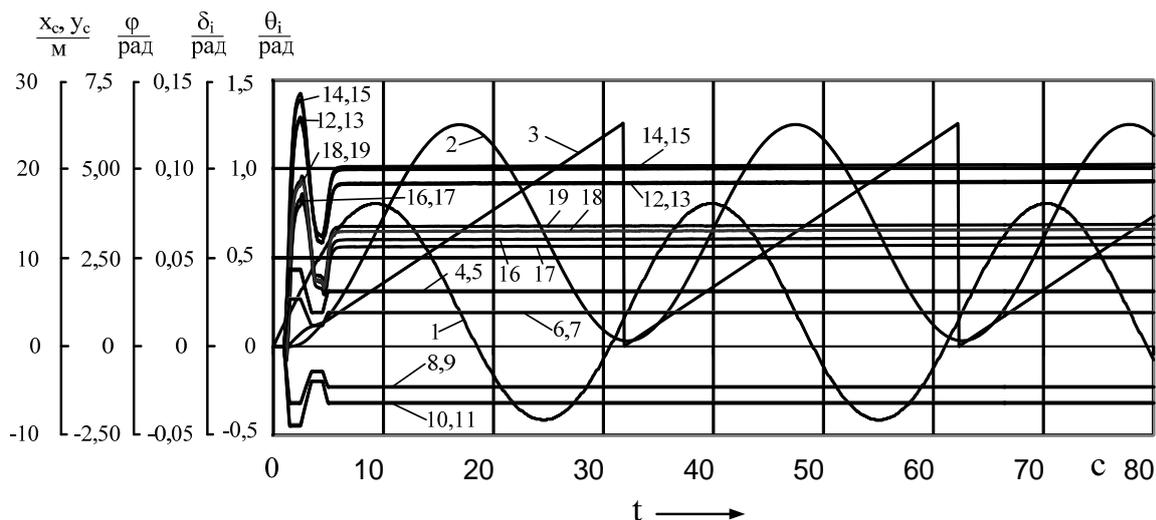


Рис. 3. Результаты имитационного моделирования курсового движения четырехосной колесной машины по круговой траектории на скорости 90 км/ч: 1, 2 – перемещение центра масс машины по осям  $OX$  и  $OY$ ; 3 – курсовой угол; 4...11 – углы поворота управляемых колес; 12...19 – углы увода шин

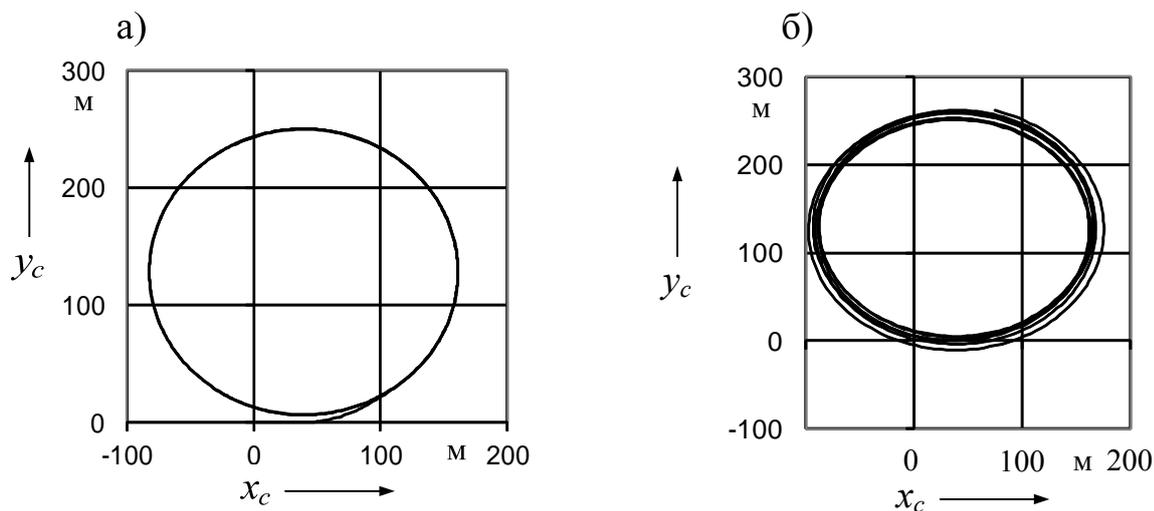


Рис. 4. Фазовая траектория движения центра масс колесной машины в координатах  $XOY$ : а – время моделирования 80 с; б – время моделирования 250 с

Результаты имитационного моделирования вертикальной динамики отображены на рис. 5. Из рисунка видно, что колеса правого борта при входе машины в поворот против часовой стрелки нагружаются (линии 3 и 7), левого – разгружаются (линии 2, 4, 5, 6). При этом центр масс машины совершает вертикальные колебания относительно своего положения статического равновесия (линия 1), а остов наклонился на некоторый угол по часовой стрелке (линия 8).

Машиностроение

Один из фрагментов имитационного моделирования курсового движения четырехосной машины со всеми управляемыми колесами по траектории «Переставка» со скоростью 25 м/с (90 км/ч) по асфальтовой дороге на интервале времени от 0 до 16 с представлен на рис. 6. В данном варианте маневр начинался через 1 с после начала отсчета времени путем подачи управляющего воздействия на левое управляемое колесо со скоростью 0,05 рад/с.

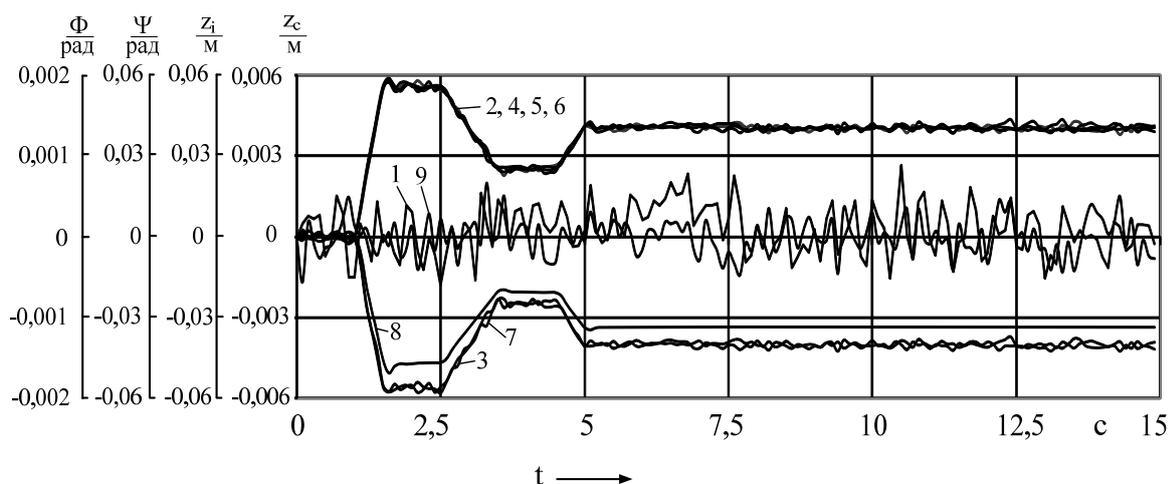


Рис. 5. Результаты имитационного моделирования вертикальной динамики движения четырехосной колесной машины по круговой траектории на скорости 90 км/ч по дороге со случайным микропрофилем: 1 – вертикальные перемещения центра масс; 2, 4...6 – вертикальные перемещения колес левого борта; 3, 7 – вертикальные перемещения колес правого борта; 8, 9 – поперечно- и продольно-угловые перемещения поддресоренной массы

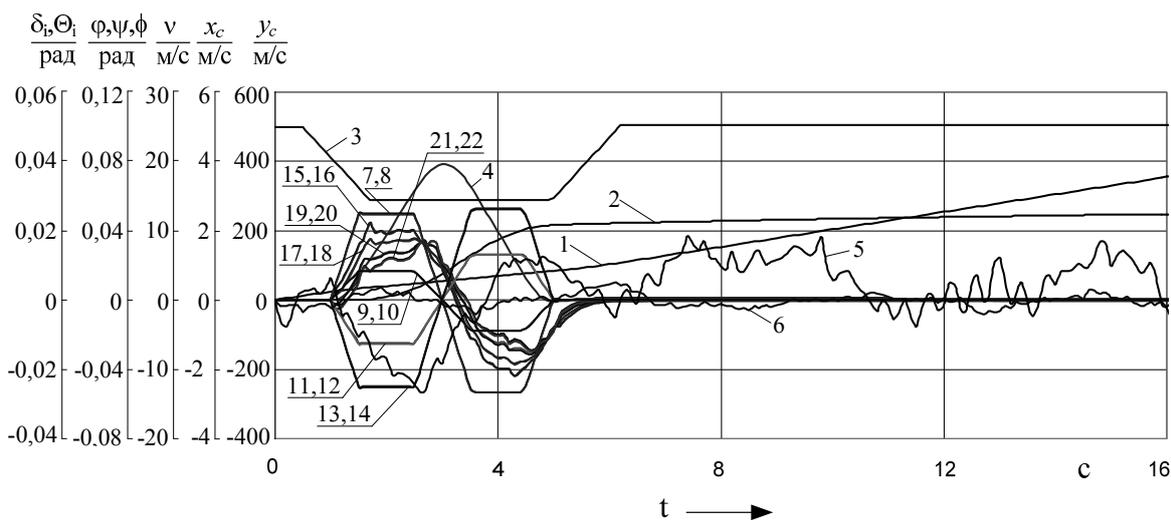


Рис. 6. Фрагмент варианта имитационного моделирования движения четырехосной колесной машины с управляемыми колесами на всех осях по траектории «Переставка»: 1 – перемещение центра масс по оси  $Ox$ ; 2 – перемещение центра масс по оси  $Oy$ ; 3 – абсолютная линейная скорость перемещения центра масс; 4 – курсовой угол; 5, 6 – углы поперечного и продольного крена остова; 7...14 – углы поворота левого и правого управляемых колес передней, второй, третьей и четвертой осей; 15...22 – углы увода шин левого и правого колес передней, второй, третьей и четвертой осей

Приведенные на рис. 2–6 результаты моделирования подтверждают работоспособность разработанных математической модели и программного обеспечения, которое позволяет моделировать движение четырехосной колесной машины по любым траекториям и категориям дорог.

### Выводы

По результатам проведенных расчетных исследований можно сделать следующие выводы.

1. Разработаны математическая модель и программное обеспечение, позволяющие провести виртуальные испытания вертикальной динамики и

курсового движения четырехосной колесной машины со всеми управляемыми колесами по дорогам с моделируемым микропрофилем

2. Предложенное программное обеспечение позволяет оценить влияние массогеометрических параметров и упругодиссипативных характеристик подвески и шин на показатели вертикальной динамики, а также курсовой

устойчивости и управляемости четырехосных колесных машин со всеми управляемыми колесами.

3. Методом имитационного моделирования показана работоспособность предложенной математической модели в различных режимах курсового движения колесной машины по опорным поверхностям с микропрофилем.

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Антонов, А. А.** Теория устойчивости движения многоосных автомобилей / А. А. Антонов. – М. : Машиностроение, 1979. – 216 с. : ил.
2. **Вонг, Дж.** Теория наземных транспортных средств : пер. с англ. / Дж. Вонг. – М. : Машиностроение, 1982. – 284 с. : ил.
3. **Гладов, Г. И.** Специальные транспортные средства. Проектирование и конструирование : учебник для вузов / Г. И. Гладов, А. М. Петренко ; под ред. Г. И. Гладова. – М. : Академкнига, 2004. – 320 с. : ил.
4. **Гладов, Г. И.** Расположение осей и маневренные свойства четырехосных АТС / Г. И. Гладов, П. И. Саркисов // Автомобильная промышленность. – 2010. – № 8. – С. 15–19.
5. **Жилейкин, М. М.** Теоретические основы повышения показателей устойчивости и управляемости колесных машин на базе методов нечеткой логики / М. М. Жилейкин. – М. : МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2016. – 238 с. : ил.
6. **Литвинов, А. С.** Управляемость и устойчивость автомобиля / А. С. Литвинов. – М. : Машиностроение, 1971. – 416 с. : ил.
7. Динамика колесных машин : монография / И. С. Сазонов [и др.]. – Могилев : Белорус.-Рос. ун-т, 2006. – 462 с. : ил.
8. **Ясюкович, Э. И.** Имитационное моделирование курсового движения трехосного автомобиля со всеми управляемыми колесами / Э. И. Ясюкович // Вестн. Белорус.-Рос. ун-та. – 2009. – № 4. – С. 60–67.
9. **Ясюкович, Э. И.** Разработка методики виртуальных испытаний курсовой устойчивости трехосных автомобилей / Э. И. Ясюкович // Вестн. Белорус.-Рос. ун-та. – 2010. – № 2. – С. 59–69.

*Статья сдана в редакцию 9 января 2017 года*

**Эдвард Игнатъевич Ясюкович**, канд. техн. наук, Белорусско-Российский университет. E-mail: ed50@tut.by.

**Eduard Ignatyevich Yasyukovich**, PhD (Engineering), Belarusian-Russian University. E-mail: ed50@tut.by.

## ПРИБОРОСТРОЕНИЕ

УДК 534.86

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

### СТРУКТУРА АКУСТИЧЕСКОГО ПОЛЯ ИЗЛУЧЕНИЯ ФОКУСИРУЮЩИХ ПЬЕЗОПРЕОБРАЗОВАТЕЛЕЙ

UDC534.86

*V. I. Borisov, S. S. Sergeev, E. N. Prokopenko, S. A. Prokopenko*

### STRUCTURE OF THE ACOUSTIC FIELD OF RADIATION FROM FOCUSED PIEZOELECTRIC TRANSDUCERS

#### **Аннотация**

Методом численного анализа рассчитано акустическое поле излучения фокусирующих акустических преобразователей на основе сферических пьезопластин и плоских пьезопластин с линзами. Показано, что в дальней зоне как на оси пьезопластины, так и вне оси поле носит неоднородный характер.

#### **Ключевые слова:**

пьезопреобразователь, акустическое поле, активный концентратор, пьезопластины, резонансная частота, линза, акустическая задержка, давление.

#### **Abstract**

An acoustic field of radiation from focused acoustic transducers is calculated by the method of numerical analysis by using spherical piezoelectric plates and flat piezoelectric plates with lenses. It is shown that in the far zone the field has a non-uniform nature both on the axis of a piezoelectric plate and outside its axis.

#### **Key words:**

piezoelectric transducer, acoustic field, active concentrator, piezoelectric plates, resonant frequency, lens, acoustical delay, pressure.

Фокусирующие пьезопреобразователи (ПЭП) применяются для повышения чувствительности и разрешающей способности неразрушающего акустического контроля. Так как акустическое поле ПЭП формируется в результате интерференции когерентных акустических волн, то, кроме основных максимумов, оно содержит ряд дополнительных максимумов, которые могут влиять на эффективность работы ПЭП.

Аналитическое решение при расчете акустического поля фокусирующих ПЭП удастся получить лишь для точек,

расположенных на акустической оси пьезопластины в виде участка сферической поверхности (активного концентратора) [1, 2]. В [3, 4] численным методом проанализированы особенности акустического поля излучения прямоугольных и круглых плоских пьезопластин.

Приведены результаты анализа акустического поля излучения сферических пьезопластин для непрерывного возбуждения акустических волн. Расчет акустического поля проводился способом, изложенным в [3].

Расчетная схема ПЭП в виде круглой сферической пластины площадью  $S$

и с радиусом кривизны  $BD = R_0$  отображена на рис. 1.

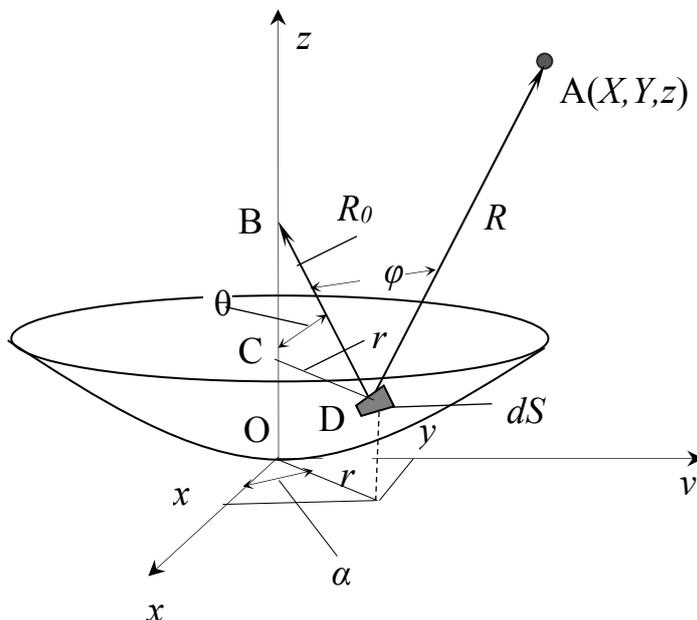


Рис. 1. Схема для расчета акустического поля сферического ПЭП

Результирующая величина давления в точке  $A$  с координатами  $X, Y, z$  будет пропорциональна следующему интегралу:

$$P(X, Y, z) = \int_S \frac{P_0}{R} \cos \varphi (\cos(\omega t - kR)) dS = \int_S \frac{P_0}{R} \cos \varphi \left( \cos \left( \omega t - \frac{2\pi}{\lambda} R \right) \right) dS, \quad (1)$$

где  $R$  – расстояние от точечного излучателя площадью  $dS$ , расположенного в точке с координатами  $x, y, z_0$ , до точки  $A$ ;  $k$  – модуль волнового вектора (волновое число),  $k = \frac{2\pi}{\lambda}$ ;  $\lambda$  – длина волны в материале среды, где распространяется акустическая волна.

В выражении (1) считаем, что от элементарного излучателя площадью  $dS$  излучается сферическая акустическая волна, что соответствует физической действительности, если размер площадки значительно меньше расстояния от

площадки до рассматриваемой точки. Для более реального представления вклада волны, излучаемой элементарным излучателем в рассматриваемой точке пространства  $A$ , вводится коэффициент  $\cos \varphi$ , который учитывает наклон элементарной площадки к направлению на рассматриваемую точку [2]. Этот коэффициент можно рассчитать по формуле для косинуса угла между двумя векторами  $\vec{R}_0$  и  $\vec{R}$  [5].

В соответствии с рис. 1 данные векторы в декартовой системе координат выражаются следующим образом:

$$\vec{R}_0 = -x\vec{i} - y\vec{j} + \sqrt{R_0^2 - (x^2 + y^2)}\vec{k}; \quad (2)$$

$$\vec{R} = (X - x)\vec{i} + (Y - y)\vec{j} + \left( z - R_0 + \sqrt{R_0^2 - (x^2 + y^2)} \right) \vec{k}. \quad (3)$$

Тогда

$$\cos \varphi = \frac{-(X-x)x - (Y-y)y + \sqrt{R_0^2 - (x^2 + y^2)} \cdot \left( z - R_0 + \sqrt{R_0^2 - (x^2 + y^2)} \right)}{R_0 \sqrt{(X-x)^2 + (Y-y)^2 + \left( z - R_0 + \sqrt{R_0^2 - (x^2 + y^2)} \right)^2}}; \quad (4)$$

$$R = \sqrt{(X-x)^2 + (Y-y)^2 + \left( z - R_0 + \sqrt{R_0^2 - (x^2 + y^2)} \right)^2}. \quad (5)$$

Расчет интеграла (1) будем проводить путем численного интегрирования, заменяя интеграл суммой:

$$P(X, Y, z) = \int_S \frac{P_0}{R} \cos \varphi \left( \cos \left( \omega t - \frac{2\pi}{\lambda} R \right) \right) dS = \\ = \sum_S \frac{P_0}{R} \cos \varphi \left( \cos \left( \omega t - \frac{2\pi}{\lambda} R \right) \right) \Delta S. \quad (6)$$

Так как излучатель представляет собой участок сферы радиусом  $R_0$ , то для вычисления суммы удобно применять сферическую систему координат. В этой системе координат площадь элементарной площадки на поверхности излучателя

$$\Delta S = R_0^2 \sin \theta d\theta d\alpha,$$

где  $\theta$  – полярный угол, отсчитываемый от оси  $Oz$  до направления на рассматриваемую точку;  $\alpha$  – азимутальный угол, отсчитываемый от оси  $Ox$  до проекции отрезка  $CD$  на плоскость  $хоу$ . Вычисление суммы проводится следующим образом. Вся поверхность пьезопластины разбивается на  $N$  элементарных площадок площадью  $\Delta S = R_0^2 \sin \theta d\theta d\alpha$ . Число элементарных площадок выбирается так, чтобы расстояние от соседних площадок до рассматриваемой точки  $A$  было значительно меньше длины акустической волны в материале среды, в которой она распространяется.

После разделения временных и пространственных координат, в соответствии с [3], для искомой суммы имеем выражение

$$P(X, Y, z) = P_0 R_0^2 \Delta \theta \Delta \alpha \times \\ \times \sqrt{\left( \sum_0^N \frac{\sin \theta}{R} \cos \varphi \cos \frac{2\pi}{\lambda} R \right)^2 + \\ + \left( \sum_0^N \frac{\sin \theta}{R} \cos \varphi \sin \frac{2\pi}{\lambda} R \right)^2}, \quad (7)$$

которое пропорционально величине акустического давления в точке  $A$ .

$$\sin \theta = \frac{\sqrt{x^2 + y^2}}{R_0}. \quad (8)$$

Полученное выражение (7) позволяет определить амплитуду давления  $P$  (в произвольных единицах) акустической волны, генерируемой пьезопластиной в любой точке полупространства.

На рис. 2 отображено распределение давления  $P$  на разном расстоянии на оси круглой пьезопластины диаметром 10 мм и с радиусом кривизны 20 мм, нагруженной на воду, работающей в непрерывном режиме на резонансной частоте 5 МГц. На вставках рисунка приведен трехмерный вид акустического поля на разных расстояниях, отмеченных линиями.

Из рис. 2 видно, что наибольший максимум акустического поля наблюдается на фокусном расстоянии, немного меньшем, чем радиус кривизны пьезопластины, а размер ближней зоны не согласуется с рассчитанным значением 83 мм для круглой плоской пьезопластины [1].

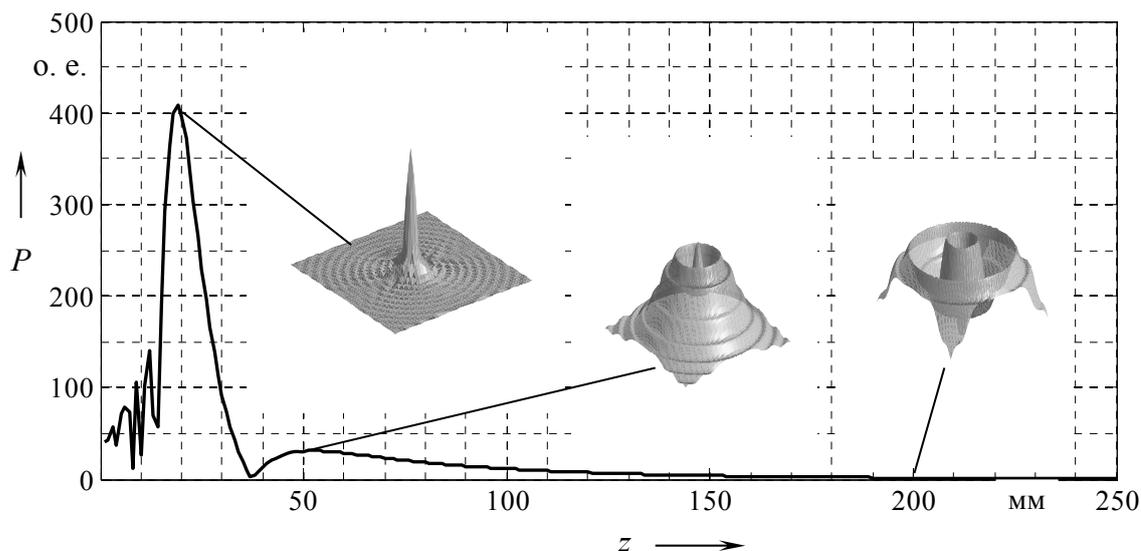


Рис. 2. Распределение давления акустической волны вдоль оси сферической пьезопластины диаметром 10 мм и с радиусом кривизны 20 мм

Анализ показывает, что акустическое поле носит круглосимметричный характер с осью симметрии, совпадающей с осью пьезопластины как в ближней, так и в дальней зоне. Характерной особенностью акустического поля излучения активного концентратора является то, что акустическое давление вдоль оси пьезопластины не испытывает монотонного уменьшения в дальней зоне по мере удаления от пластины, что следует из трехмерного вида акустического поля на расстоянии 200 мм от пластины (см. рис. 2). Такая неоднородность поля более отчетливо наблюдается при увеличении диаметра пьезопластин, что видно из рис. 3, на котором отображено распределение давления акустических волн вдоль оси сферической пьезопластины диаметром 20 мм и с радиусом кривизны 20 мм. На вставках этого рисунка приведены диаметрально поперечные распределения акустического поля на разных расстояниях от пьезопластины, которые отмечены соответствующими линиями. Расстояния на горизонтальной оси вставок указаны в миллиметрах (нулевое значение соответствует оси пьезопластины), а давления – в относительных единицах.

Из рис. 3 видно, что акустическое поле на расстояниях, превышающих фокусное, носит неоднородный характер как в направлении вдоль оси пьезопластины, так и в сечениях, перпендикулярных к оси. Вдоль оси пьезопластины наблюдается ряд локальных максимумов, амплитуда которых уменьшается по мере удаления от пьезопластины, а расстояние между минимумами увеличивается.

Проведенный анализ показал, что при увеличении радиуса кривизны сферических пьезопластин акустическое поле таких ПЭП приближается к полю круглых плоских пьезопластин тем больше, чем больше отношение радиуса кривизны пьезопластины к ее диаметру. На рис. 4 отображено распределение акустического давления вдоль оси сферической пьезопластины диаметром 10 мм и с радиусом кривизны 50 мм. Из рисунка видно, что отношение величины акустического давления в фокусе к величине давления в ближайшем максимуме в ближней зоне равно 2, в то время как для сферической пьезопластины такого же диаметра, но с радиусом кривизны 20 мм это отношение составляет 2,9.

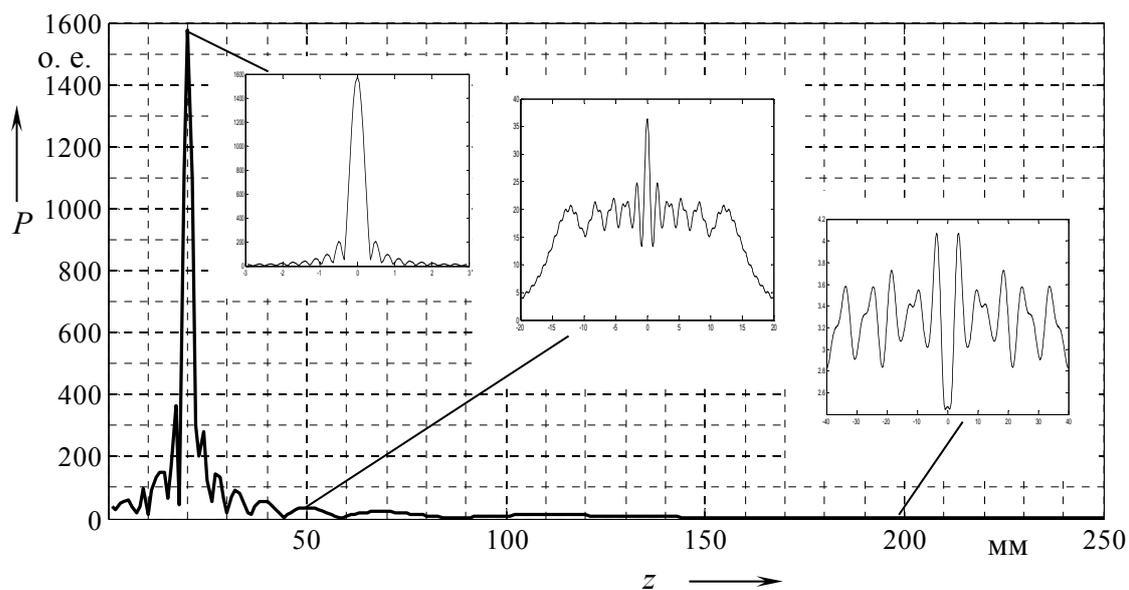


Рис. 3. Распределение давления акустической волны вдоль оси сферической пьезопластины диаметром 20 мм и с радиусом кривизны 20 мм

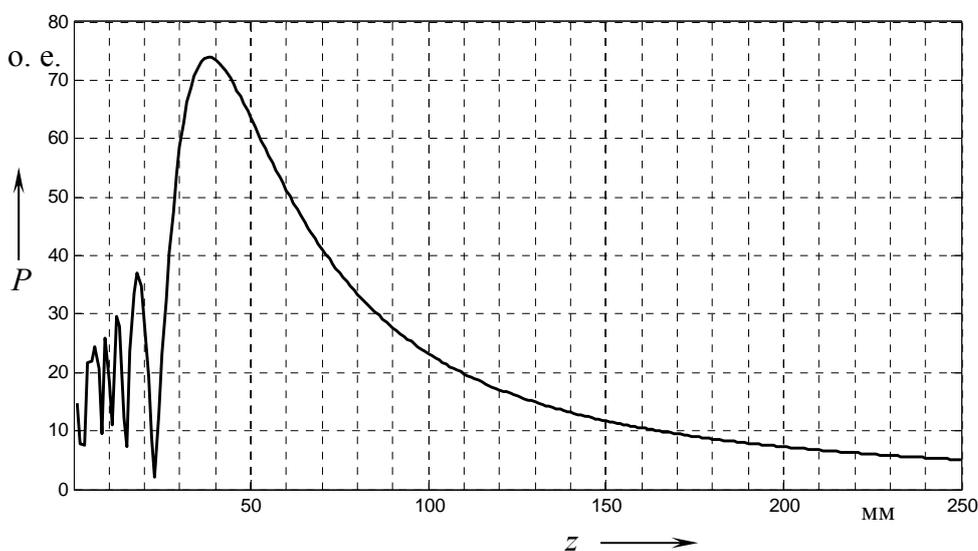


Рис. 4. Распределение давления акустических волн вдоль оси сферической пьезопластины диаметром 10 мм и с радиусом кривизны 50 мм

Анализ акустического поля в дальней зоне показывает монотонное уменьшение давления вдоль оси, что свидетельствует о том, что акустическое поле в этой области сосредоточено в одном максимуме, направленном вдоль

оси пьезопластины, величина которого во много раз превышает дополнительные максимумы.

Акустическое поле активного концентратора со стороны выпуклой поверхности пьезопластины носит так-

же неоднородный характер. На рис. 5 отображено распределение давления акустической волны вдоль оси выпук-

лой сферической пьезопластины диаметром 10 мм и с радиусом кривизны 20 мм.

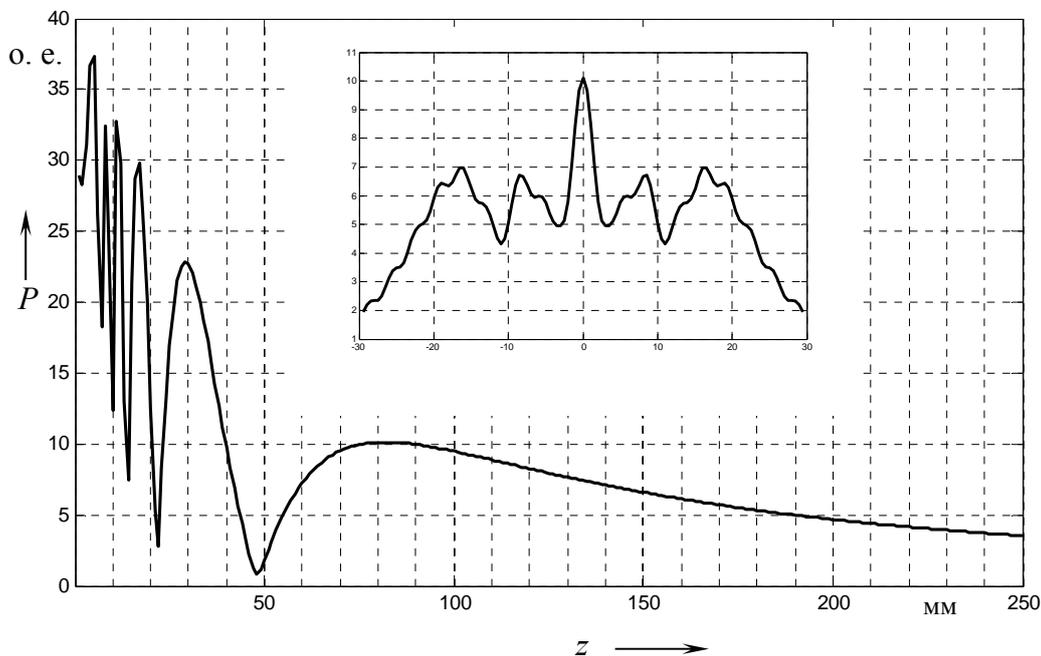


Рис. 5. Распределение акустического давления вдоль оси выпуклой сферической пьезопластины диаметром 10 мм и с радиусом кривизны 20 мм

На вставке на этом рисунке приведено диаметрально распределение акустического давления в плоскости, перпендикулярной оси пластины, на расстоянии 80 мм от пьезопластины (в области последнего максимума). Расстояние на горизонтальной оси вставки указано в миллиметрах (нулевое значение соответствует оси пьезопластины), а давления – в относительных единицах.

Из рис. 5 видно, что величина акустического давления на оси пьезопластины монотонно убывает после последнего максимума.

Фокусирующие ПЭП на основе вогнутых пьезопластин, ввиду сложности их изготовления, не находят широкого применения в практике неразрушающего акустического контроля. Более удобны плоские пьезопластины, поэтому приведены результаты численного анализа акустического поля излу-

чения фокусирующих ПЭП на основе плоских пьезопластин, контактирующих с плоско-вогнутыми линзами. Схема такого ПЭП изображена на рис. 6.

Расчетная схема ПЭП в виде плоской пьезопластины 1, которая находится в акустическом контакте с плоской поверхностью плоско-вогнутой линзы 2, вогнутая поверхность которой представляет собой участок сферы площадью  $S$  и с радиусом кривизны  $BD = R_0$ , дана на рис. 6. Декартова система координат выбрана таким образом, что ее начало совпадает с вершиной вогнутой поверхности линзы. Минимальная толщина линзы (задержка) –  $d$ .

Считается, что пьезопластина генерирует плоскую акустическую волну, распространяющуюся в направлении сферической вогнутой поверхности линзы. Эта поверхность становится источником акустических волн, которые

распространяются дальше в направлении оси  $z$ . В то же время каждая точка вогнутой поверхности линзы является источником сферической акустической волны, начальная фаза которой зависит

от местоположения этой точки на поверхности линзы. Другими словами, вогнутая поверхность линзы представляет некий аналог фазированной акустической решетки.

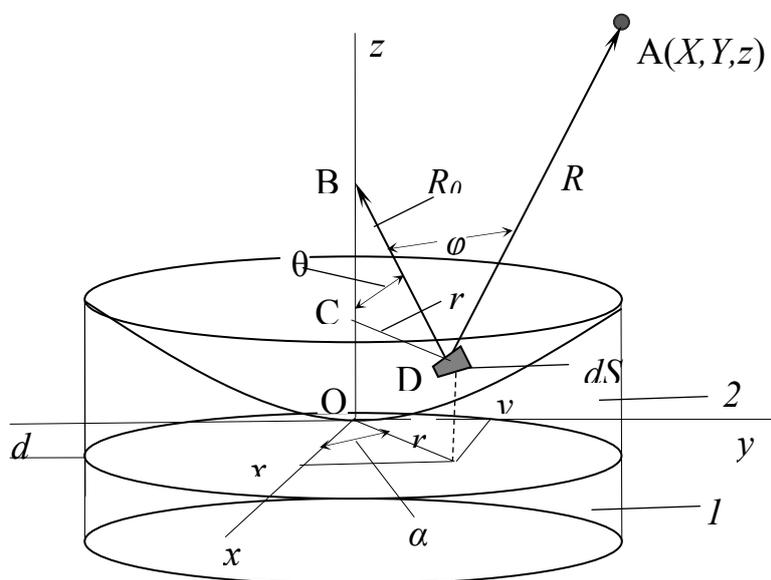


Рис. 6. Схема для расчета акустического поля фокусирующего преобразователя на основе плоской пьезопластины с плоско-вогнутой линзой: 1 – пьезопластина; 2 – плоско-вогнутая линза

Расчет давления в точке  $A$  с координатами  $X, Y, z$  проводился по способу, описанному ранее для активного концентратора. В конечном итоге результирующая величина давления в относительных единицах в точке  $A$  определяется суммой:

$$P(X, Y, z) = P_0 R_0^2 \Delta \theta \Delta \alpha \times \sqrt{\left( \sum_0^N \frac{\sin \theta}{R} \cos \varphi \cos \left( \frac{2\pi}{\lambda} R + \varphi_0 \right) \right)^2 + \left( \sum_0^N \frac{\sin \theta}{R} \cos \varphi \sin \left( \frac{2\pi}{\lambda} R + \varphi_0 \right) \right)^2}, \quad (9)$$

где  $R$  – расстояние от точечного излучателя площадью  $dS$ , расположенного в точке с координатами  $x, y, z_0$ , до точки  $A$ ,

$$R = \sqrt{(X-x)^2 + (Y-y)^2 + \left( z - R_0 + \sqrt{R_0^2 - (x^2 + y^2)} \right)^2}; \quad (10)$$

$k$  – модуль волнового вектора (волновое число),  $k = \frac{2\pi}{\lambda}$ ;  $\lambda$  – длина волны в материале среды, где распространяется акустическая волна;  $\varphi_0(x, y, z_0)$  – начальная фаза акустической волны на вогнутой поверхности линзы,

$$\varphi_0(x, y, z_0) = \frac{2\pi}{\lambda_1} \times \left( d + R_0 - \sqrt{R_0^2 - x^2 - y^2} \right). \quad (11)$$

$$\cos \varphi = \frac{-(X-x)x - (Y-y)y + \sqrt{R_0^2 - (x^2 + y^2)} \left( z - R_0 + \sqrt{R_0^2 - (x^2 + y^2)} \right)}{R_0 \sqrt{(X-x)^2 + (Y-y)^2 + \left( z - R_0 + \sqrt{R_0^2 - (x^2 + y^2)} \right)^2}}. \quad (12)$$

Расчеты проводились для непрерывного режима работы круглой пьезопластины диаметром 10 мм, находящейся в акустическом контакте с плоско-вогнутой линзой из оргстекла, кварца и сапфира толщиной 5 мм, нагруженной

на воду, работающей на резонансной частоте 5 МГц.

На рис. 7 приведено распределение давления  $P$  вдоль акустической оси пьезопластины.

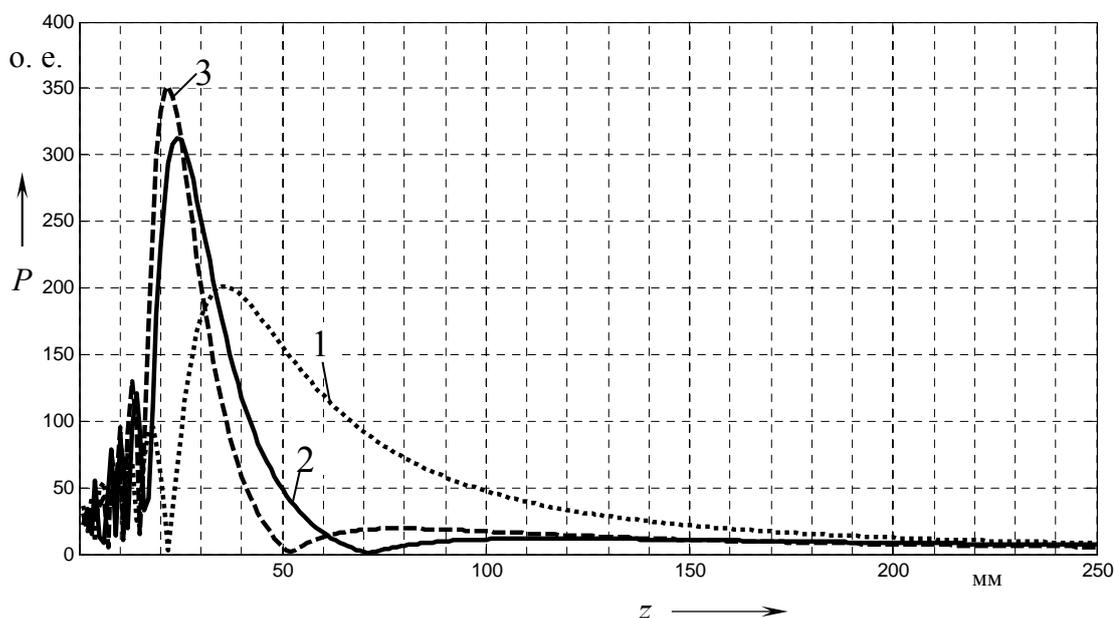


Рис. 7. Распределение давления акустической волны вдоль оси ПЭП с плоско-вогнутой линзой из оргстекла 1, кварца 2 и сапфира 3 диаметром 10 мм и с радиусом кривизны вогнутой поверхности 20 мм

Анализ поперечного сечения давления в фокусе линз из оргстекла, плавленного кварца и сапфира показал, что по уровню половинной амплитуды давления диаметр фокального пятна составляет 1,75; 1,07 и 0,93 мм соответственно. Размер фокального пятна для линзы из оргстекла равен 3,24 длины акустической волны в оргстекле, для линзы из плавленного кварца – 0,9 длины волны в плавленном кварце и 0,465 длины волны в сапфире.

Таким образом, проведенные исследования фокусирующих ПЭП на основе сферических пьезопластин и плоских пьезопластин с плоско-вогнутыми линзами позволили выявить закономерности формирования акустических полей в исследуемых средах, что выступает базой для разработки эффективных способов и средств ультразвукового неразрушающего контроля различных объектов.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Ермолов, И. Н.** Неразрушающий контроль : в 5 кн. Кн. 2 : Акустические методы контроля : практ. пособие / И. Н. Ермолов, Н. П. Алешин, А. И. Потапов ; под ред. В. В. Сухорукова. – М. : Высш. шк., 1991. – 283 с.
2. Ультразвуковые пьезопреобразователи для неразрушающего контроля / Под ред. И. Н. Ермолова. – М. : Машиностроение, 1986. – 280 с.
3. **Борисов, В. И.** Тонкая структура акустического поля излучения прямоугольных пьезопластин / В. И. Борисов, С. С. Сергеев, А. С. Никитин // Вестн. Белорус.-Рос. ун-та. – 2014. – № 2. – С. 105–113.
4. **Борисов, В. И.** Тонкая структура акустического поля излучения пьезопреобразователей на основе круглых пьезопластин / В. И. Борисов, С. С. Сергеев, А. С. Никитин // Вестн. Белорус.-Рос. ун-та. – 2015. – № 4. – С. 102–108.
5. **Воднев, В. Т.** Основные математические формулы : справочник / В. Т. Воднев, А. Ф. Наумович, Н. Ф. Наумович. – Минск : Высш. шк., 1988. – 69 с.

*Статья сдана в редакцию 23 ноября 2016 года*

**Василий Иванович Борисов**, д-р физ.-мат. наук, проф., Белорусско-Российский университет. Тел.: +375-299-73-56-21.

**Сергей Сергеевич Сергеев**, канд. техн. наук, доц., Белорусско-Российский университет. Тел.: +375-222-22-52-12.

**Елена Николаевна Прокопенко**, ст. преподаватель, Белорусско-Российский университет.

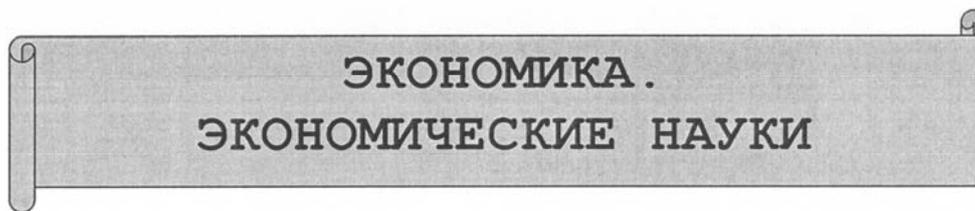
**Сергей Александрович Прокопенко**, студент, Белорусско-Российский университет.

**Vasily Ivanovich Borisov**, DSc (Physics and Mathematics), Prof., Belarusian-Russian University. Phone: +375-299-73-56-21.

**Sergey Sergeyevich Sergeev**, PhD (Engineering), Associate Prof., Belarusian-Russian University. Phone: +375-222-22-52-12.

**Elena Nikolayevna Prokopenko**, senior lecturer, Belarusian-Russian University.

**Sergey Aleksandrovich Prokopenko**, student, Belarusian-Russian University.



УДК 338.534

*Т. М. Лобанова, О. В. Боровикова*

## СИСТЕМА СКИДОК КАК ИНСТРУМЕНТ ГИБКОЙ ЦЕНОВОЙ ПОЛИТИКИ В УСЛОВИЯХ ДЕФИЦИТА ОБОРОТНЫХ СРЕДСТВ

UDC 338.534

*T. M. Lobanova, O. V. Borovikova*

## DISCOUNT SYSTEM AS A TOOL OF FLEXIBLE PRICE POLICY UNDER CONDITIONS OF CURRENT ASSETS DEFICIT

### **Аннотация**

Представлена методика формирования системы скидок в условиях острого дефицита оборотных средств. Реализованный в MS Excel алгоритм позволил создать многовариантную таблицу скидок, используя которую можно разрабатывать гибкую ценовую политику.

### **Ключевые слова:**

дефицит оборотных средств, система скидок, ценообразование, финансовое состояние.

### **Abstract**

The paper presents the technique for forming the system of discounts under conditions of an acute shortage of current assets. The algorithm realized in MS Excel allowed creating a multivariate table of discounts by means of which a flexible price policy can be developed.

### **Key words:**

deficit of current assets, discount system, pricing, financial condition.

Любое предприятие в процессе своей деятельности использует оборотные средства. Они представлены в виде запасов сырья и материалов, незавершенного производства, готовой продукции, дебиторской задолженности и др. Основная задача оборотных средств – обеспечивать процесс производства и реализации продукции и оказания услуг. От наличия достаточного количества оборотных средств напрямую зависит возможность предприятия функционировать и в конечном счете получать прибыль. Однако движение оборотных

средств может замедляться в связи с замораживанием их части в том или ином виде. Чаще всего существенная часть оборотных средств предприятия замораживается в виде запасов готовой продукции на складе. Проблема затоваривания складов не теряет своей актуальности в Республике Беларусь на протяжении последних 5...10 лет и вряд ли произойдут изменения в той или иной степени в ближайшее время.

Причин затоваривания складов может быть много, но преимущественно это вызвано не востребованностью продукции

на рынке из-за высоких цен или низкого качества, а в некоторых случаях – того и другого одновременно. Основное следствие затоваривания складов – увеличение издержек, связанных с хранением продукции, в том числе и за счет ее морального и физического износа, что значительно ухудшает результаты хозяйственной деятельности.

Действенным инструментом борьбы с проблемой затоваривания может стать гибкая ценовая политика. Ее грамотное использование может в короткие сроки повысить спрос на продукцию, подняв конкурентоспособность. Это особенно актуально в условиях острой нехватки оборотных средств, когда речь идет о выживании предприятия на рынке.

Как правило, когда стоит вопрос разгрузки складов, для стимулирования спроса используются различные системы скидок, в первую очередь скидки за количество. Большинство разработанных в литературе подходов к формированию систем скидок базируются на варьировании нормы прибыли. Но в условиях острой нехватки оборотных средств главная цель – не получение прибыли как таковой, а возмещение достаточного объема оборотных средств для продолжения функционирования предприятия. Поэтому необходима система, основанная на издержках и направленная на получение целевой выручки, которая пойдет на текущее поддержание процесса производства. Рассмотрим такую систему и возможные результаты ее применения на конкретном предприятии.

При разработке системы скидок в первую очередь определяются предельные значения процента уменьшения цены, а также то, какие затраты при этом новая цена будет покрывать.

Для учета целей «выживающего» предприятия были выделены два уровня скидок:

1) нулевая рентабельность от реализации продукции, т. е. предприятие

жертвует прибылью;

2) нулевая рентабельность по маржинальной прибыли, т. е. покрываются прямые переменные затраты на производство. В этом случае удастся покрыть материальные затраты, оплату труда основных производственных рабочих и частично амортизацию.

В общем виде процесс ценообразования выглядит следующим образом:

$$\text{Цена} = (Z_{\text{пер}} + Z_{\text{пост}}) + N_{\text{косв}} + \Pi, \quad (1)$$

где  $Z_{\text{пер}}$  – переменные затраты;  $Z_{\text{пост}}$  – постоянные затраты;  $N_{\text{косв}}$  – косвенные налоги;  $\Pi$  – прибыль.

Первый уровень скидки будет означать нулевую прибыль. В этом случае выручка от реализации покрывает все затраты. Для предприятия в состоянии нехватки оборотных средств данный вариант самый лучший, т. к. дает возможность рассчитаться по своим обязательствам и продолжить производство. Процент скидки  $C_1$  равен норме рентабельности  $P$ :

$$C_1 = P. \quad (2)$$

Вторая граница будет означать отказ предприятия от маржинальной прибыли, т. е. будут покрыты только переменные затраты на производства (основное сырье и материалы, топливо, полуфабрикаты, электроэнергия, зарплата основных рабочих с отчислениями и т. п.).

Маржинальная прибыль с единицы продукции рассчитывается по формуле

$$\Pi^1_{\text{марж}} = \text{Ц} - Z^1_{\text{пер}}, \quad (3)$$

где  $\text{Ц}$  – цена за одну единицу продукции;  $Z^1_{\text{пер}}$  – переменные затраты на единицу.

В качестве критерия оптимальности при выборе той или иной стратегии скидок был взят коэффициент обеспеченности предприятия собственными

оборотными средствами, который показывает достаточность у организации собственных средств для финансирования текущей деятельности. Лучше всего понятие иллюстрируется формулой [1, 2]

$$K_{OC} = (СК + ДО - ДА)/КА, \quad (4)$$

где СК – собственный капитал предприятия; ДО – долгосрочные обязательства предприятия; ДА – долгосрочные активы; КА – краткосрочные активы.

Поступившие средства от продажи продукции со скидками прежде всего будут направляться на погашение просроченных и первоочередных краткосрочных обязательств. Это будет приводить к улучшению структуры капитала (уменьшению доли заемных средств). В формуле коэффициент обеспеченности собственными оборотными средствами учесть можно следующим образом:

$$K_{OC} = (СК + B_2 + ДО - ДА)/(КА - B_1), \quad (5)$$

где  $B_1$  – часть выручки, которая идет на погашение краткосрочных обязательств;  $B_2$  – часть выручки, свободная от просроченных обязательств.

Распределение выручки от реализации продукции определяется исходя из очередности погашения предприятием своих обязательств.

Анализ возможных вариантов скидок удобно проводить, используя Excel [3].

Чтобы подобрать оптимальные значения, от которых зависит результат вычислений, создается таблица данных в Excel в виде матрицы.

Для этого строятся две модели:

1) модель объемов продаж и скидок (рис. 1);

2) схема исходных данных (рис. 2). Столбцы должны содержать количественные граничные значения для скидок, которые определяются исходя из объемов имеющихся запасов товаров, а также ожидаемых размеров продаж. Например, если на складе имеется 650 единиц товаров, то в таблице можно использовать числа от 50 до 650, кратные 50-ти. Процентные скидки располагаются по строкам, интервал устанавливается исходя из среднего принятого на предприятии объема скидки и маржинальной рентабельности.

	А	В
	<b>вагон-хоппер 19-9774</b>	
1		
2	<b>Объем продаж</b>	200 шт
3	<b>Цена единицы, долл.</b>	52 000,00
4	<b>Цена единицы, млн р.</b>	1 040,00
5	<b>Скидка, %</b>	3,0%
6	<b>Рентабельность производства</b>	5,71%
7	<b>Маржинальная рентабельность</b>	15,05%
8	<b>Выручка, млн.р.</b>	201 760,00
9	<b>Кoeffициент обеспеченности СОС</b>	-0,05
10		

Рис. 1. Вид таблицы с данными по выручке от реализации и коэффициента оборачиваемости

	D	E	F	G	H	I	J	K	L	M	N	O	P	Q	R
	Таблица данных для поиска оптимальных скидок														
	0,05	50 шт	100 шт	150 шт	200 шт	250 шт	300 шт	350 шт	400 шт	450 шт	500 шт	550 шт	600 шт	650 шт	
	3,00%														
	4,00%														
	5,00%														
	6,00%														
	7,00%														
	8,00%														
	9,00%														
	10,00%														
	11,00%														
	12,00%														
	13,00%														
	14,00%														
	15,00%														
	16,00%														
	17,00%														

Рис. 2. Макет таблицы для формирования системы скидок

Для быстрого расчета коэффициента обеспеченности собственными оборотными средствами при различных значениях объема и скидки удобно использовать опцию «Таблица данных».

Для этого сначала в ячейку пересечения D2 вводится формула (5) для расчета коэффициента обеспеченности собственными оборотными средствами.

Затем выделяется диапазон ячеек D2:Q17. Чтобы создать таблицу данных, следует выбрать закладку «Данные», раздел инструментов «Работа с данными» инструмент «Анализ «что-если», опцию «Таблица данных» (рис. 3).

Появится диалоговое окно для введения параметров (рис. 4).

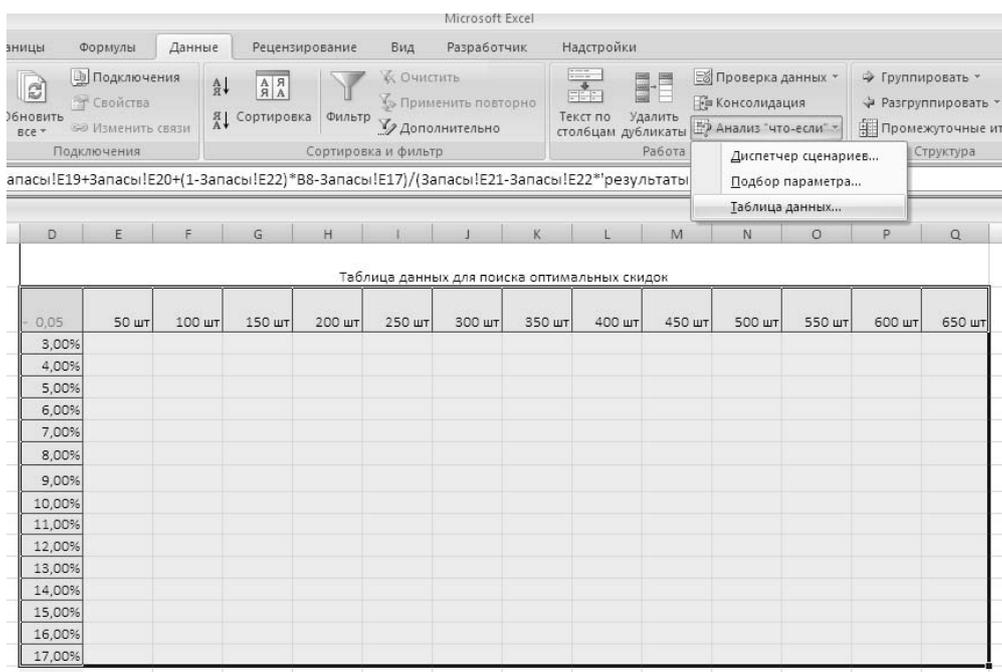


Рис. 3. Анализ «что-если»

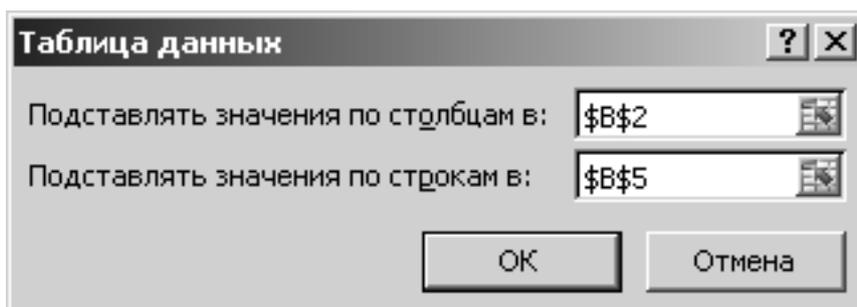


Рис. 4. Ввод параметров для анализа «что-если»

Верхнее поле заполняется абсолютной ссылкой на ячейку с объемами продаж \$B\$2. В нижнем поле указыва-

ется ссылка на значение ячейки с размером скидки \$B\$5 (рис. 5).

5,00%	10 шт	15 шт	20 шт	25 шт	30 шт	35 шт	40 шт	45 шт	50 шт
3,00%	1,70%	1,74%	1,74%	1,79%	2,00%	2,20%	2,20%	2,94%	3,25%
3,50%	1,61%	1,66%	1,66%	1,73%	1,96%	2,20%	2,20%	2,94%	3,25%
4,00%	1,53%	1,58%	1,58%	1,66%	1,93%	2,20%	2,20%	2,94%	3,25%
4,50%	1,44%	1,50%	1,50%	1,59%	1,90%	2,20%	2,20%	2,94%	3,25%
5,00%	1,36%	1,43%	1,43%	1,52%	1,86%	2,20%	2,20%	2,94%	3,25%
5,50%	1,28%	1,35%	1,35%	1,46%	1,83%	2,20%	2,20%	2,94%	3,25%
6,00%	1,19%	1,27%	1,27%	1,39%	1,80%	2,20%	2,20%	2,94%	3,25%
6,50%	1,11%	1,20%	1,20%	1,32%	1,76%	2,20%	2,20%	2,94%	3,25%
7,00%	1,03%	1,12%	1,12%	1,25%	1,73%	2,20%	2,20%	2,94%	3,25%
7,50%	0,94%	1,04%	1,04%	1,19%	1,70%	2,20%	2,20%	2,94%	3,25%
8,00%	0,86%	0,96%	0,96%	1,12%	1,66%	2,20%	2,20%	2,94%	3,25%
8,50%	0,77%	0,89%	0,89%	1,05%	1,63%	2,20%	2,20%	2,94%	3,25%
9,00%	0,69%	0,81%	0,81%	0,98%	1,60%	2,20%	2,20%	2,94%	3,25%
9,50%	0,61%	0,73%	0,73%	0,92%	1,56%	2,20%	2,20%	2,94%	3,25%
10,00%	0,52%	0,66%	0,66%	0,85%	1,53%	2,20%	2,20%	2,94%	3,25%

Рис. 5. Формирование итоговой таблицы анализа «что-если»

Для анализа с помощью визуализации данных добавляется условное форматирование:

- выделяем полученные результаты – диапазон ячеек E3:Q17;
- выбираем инструмент: «Главная»–«Условное форматирование»–«Правила выделения ячеек»–«Больше» и назначаем два правила:

а) все, что больше 0, выделим светло-серым;

б) все, что при этом будет больше 0,1, – темно-серым [3].

Результат представлен на рис. 6.

Таким образом, таблица разбивается на три зоны: отсутствие собственных оборотных средств, незначительное их количество и наиболее оптимистический вариант.

Данная методика была опробована на СЗАО «Могилевский вагоностроительный завод» (СЗАО «МВЗ»). Предприятие было образовано в 2005 г., а основными видами его деятельности являются производство железнодорожного подвижного состава и неспециализированного подвижного состава.

зированной оптовая торговля непродовольственными товарами.

Последние годы СЗАО «МВЗ» испытывает трудности с продажей продукции. Вагоны не выдерживают конкуренции с российскими аналогами по цене, так как сырье для них надо завозить из-за границы. Кроме того, россий-

ский рынок, на который в первую очередь ориентирована продукция завода, переполнен своими вагонами. Специалисты отмечают, что ведется поиск новых рынков сбыта.

Основные показатели работы предприятия приведены в табл. 1.

D	E	F	G	H	I	J	K	L	M	N	O	P	Q
Таблица данных для поиска оптимальных скидок													
- 0,05	50 шт	100 шт	150 шт	200 шт	250 шт	300 шт	350 шт	400 шт	450 шт	500 шт	550 шт	600 шт	650 шт
3,00%	- 0,12	- 0,10	- 0,07	- 0,05	- 0,02	0,00	0,03	0,06	0,09	0,12	0,16	0,19	0,23
4,00%	- 0,12	- 0,10	- 0,07	- 0,05	- 0,02	0,00	0,03	0,06	0,09	0,12	0,15	0,19	0,22
5,00%	- 0,12	- 0,10	- 0,07	- 0,05	- 0,02	0,00	0,03	0,06	0,09	0,12	0,15	0,18	0,22
6,00%	- 0,12	- 0,10	- 0,07	- 0,05	- 0,03	- 0,00	0,03	0,05	0,08	0,11	0,15	0,18	0,21
7,00%	- 0,12	- 0,10	- 0,07	- 0,05	- 0,03	- 0,00	0,02	0,05	0,08	0,11	0,14	0,17	0,21
8,00%	- 0,12	- 0,10	- 0,08	- 0,05	- 0,03	- 0,00	0,02	0,05	0,08	0,11	0,14	0,17	0,20
9,00%	- 0,12	- 0,10	- 0,08	- 0,05	- 0,03	- 0,01	0,02	0,05	0,07	0,10	0,13	0,17	0,20
10,00%	- 0,12	- 0,10	- 0,08	- 0,05	- 0,03	- 0,01	0,02	0,04	0,07	0,10	0,13	0,16	0,19
11,00%	- 0,12	- 0,10	- 0,08	- 0,06	- 0,03	- 0,01	0,02	0,04	0,07	0,10	0,13	0,16	0,19
12,00%	- 0,12	- 0,10	- 0,08	- 0,06	- 0,03	- 0,01	0,01	0,04	0,07	0,09	0,12	0,15	0,18
13,00%	- 0,12	- 0,10	- 0,08	- 0,06	- 0,04	- 0,01	0,01	0,04	0,06	0,09	0,12	0,15	0,18
14,00%	- 0,12	- 0,10	- 0,08	- 0,06	- 0,04	- 0,01	0,01	0,03	0,06	0,09	0,12	0,14	0,18
15,00%	- 0,12	- 0,10	- 0,08	- 0,06	- 0,04	- 0,02	0,01	0,03	0,06	0,08	0,11	0,14	0,17
16,00%	- 0,12	- 0,10	- 0,08	- 0,06	- 0,04	- 0,02	0,01	0,03	0,06	0,08	0,11	0,14	0,17
17,00%	- 0,12	- 0,10	- 0,08	- 0,06	- 0,04	- 0,02	0,00	0,03	0,05	0,08	0,10	0,13	0,16

Рис. 6. Таблица результатов анализа с условным форматированием

Табл. 1. Основные производственно-финансовые показатели

Показатель	2012 г.	2013 г.	2014 г.
Объем производства товарной продукции, млн р.	2 211 397	1 882 501	582 619
Выручка от реализации продукции (товаров, работ, услуг), млн р.	1 632 477	1 350 178	284 485
Прибыль от реализации продукции, млн р.	64 472	16 295	7 407
Чистая прибыль, млн р.	29 160	5 753	-20 714
Себестоимость реализованной продукции, товаров, млн р.	1 544 959	1 305 091	238 754
Коэффициент текущей ликвидности (норма $\geq 1,3$ )	1	0,976	0,859
Коэффициент обеспеченности собственными средствами (норма $\geq 0,2$ )	-0,001	-0,025	-0,164

С 1 января 2015 г. производство временно было приостановлено, поэтому в целях сопоставимости условий функционирования объекта анализировались показатели только до 2014 г.

Объем производства продукции в действующих ценах в 2014 г. значительно снизился по сравнению с 2012 и 2013 гг.: на 1 628 778 и 1 299 882 млн р. соответственно. Данная ситуация связа-

на с резким падением спроса и дефицитом собственных оборотных средств, о чем свидетельствует коэффициент обеспеченности собственными оборотными средствами, принимающий отрицательное значение на протяжении трех лет, и то, что все оборотные средства пред-

приятия сформированы за счет заемных источников.

О проблеме затоваренности складов и ее негативных последствиях свидетельствует состояние запасов и финансов, отраженное в табл. 2.

Табл. 2. Данные для анализа влияния товарных запасов на финансовое состояние

В миллионах рублей

Показатель	На конец 2011 г.	На конец 2012 г.	На конец 2013 г.	На конец 2014 г.
Запасы готовой продукции	6 499	876	128 367	490 000
Запасы готовой продукции, % от объема выпуска	0,50	0,04	6,82	84,10
Дебиторская задолженность	57 415	450 739	495 074	186 497
Краткосрочные обязательства, в т. ч. краткосрочная КЗ	230 930 167 162	800 054 424 574	1 034 065 569 627	1 162 876 738 821
Доля краткосрочных обязательств в общей сумме средств завода, %	56	75	76	85
Собственный капитал	170 144	262 389	312 974	193 418
Общие активы	413 993	1 067 941	1 355 929	1 364 515
Коэффициент финансовой независимости (доля собственных средств)	0,41	0,25	0,23	0,14
Коэффициент оборачиваемости запасов	118,59	1863,56	10,518	0,58

Из таблицы видно, что объем запасов постоянно растет. Особенно резкий скачок отмечается в 2014 г. по сравнению с 2013 г. (темп роста составил 308,5 %). Хроническая нехватка собственных оборотных средств, вызванная их замораживанием в товарных запасах, привела к тому, что у предприятия увеличивалась кредиторская задолженность, в том числе перед поставщиками материалов. Так, доля краткосрочных обязательств в общей сумме средств завода выросла с 56 % на конец 2011 г. до 85 % в конце 2014 г. При этом коэффициент финансовой независимости предприятия снижался и в 2014 г. составил всего 14 %. Коэффициент оборачиваемости запасов готовой продукции в 2014 г. резко упал и составил всего 0,58. При сохранении ситуации со сбытом потребуется около двух лет, чтобы продать уже изготовленные вагоны, при условии, что не будут производиться новые. Это означает

полную остановку производства.

Рассмотрим возможность применения системы скидок для смягчения возникшей ситуации. В табл. 3 приведены данные для расчета уровней скидок.

В 2015 г. рентабельность производства составила 5,71 %, в то время как маржинальная прибыль – всего 15 %. Для данного показателя это довольно низкий уровень, что сильно ограничивает предприятие в возможности снижать цену.

С помощью модели, описанной ранее, разработаем систему скидок на вагоны. Нижнюю границу скидок установим на два процентных пункта ниже рентабельности производства, верхнюю – на два процентных пункта выше маржинальной рентабельности. Доля выручки, направляемая на погашение краткосрочных обязательств, была взята равной 0,45.

Результат представлен на рис. 7.

Табл. 3. Анализ затрат и маржинального дохода

Показатель	В миллионах рублей		
	2013 г.	2014 г.	2015 г.
Объем производства валовой продукции в фактических ценах	1 619 495	613 374	789 562
Затраты на производство продукции, в т. ч.:	1 530 662	594 441	744 498
условно-переменные издержки	1 444 749	522 637,0	670 748
условно-постоянные издержки	85 913	71 804,0	73 750
Прибыль производства	88 833	18 933	45 064
Рентабельность производства, %	5,49	3,09	5,71
Маржинальная прибыль	174 746	90 737	118 814
Маржинальная рентабельность, %	10,8	14,8	15,0

	D	E	F	G	H	I	J	K	L	M	N	O	P	Q
	0,05	50 шт	100 шт	150 шт	200 шт	250 шт	300 шт	350 шт	400 шт	450 шт	500 шт	550 шт	600 шт	650 шт
3	3,00%	- 0,12	- 0,10	- 0,07	- 0,05	- 0,02	0,00	0,03	0,06	0,09	0,12	0,16	0,19	0,23
4	4,00%	- 0,12	- 0,10	- 0,07	- 0,05	- 0,02	0,00	0,03	0,06	0,09	0,12	0,15	0,19	0,22
5	5,00%	- 0,12	- 0,10	- 0,07	- 0,05	- 0,02	0,00	0,03	0,06	0,09	0,12	0,15	0,18	0,22
6	6,00%	- 0,12	- 0,10	- 0,07	- 0,05	- 0,03	- 0,00	0,03	0,05	0,08	0,11	0,15	0,18	0,21
7	7,00%	- 0,12	- 0,10	- 0,07	- 0,05	- 0,03	- 0,00	0,02	0,05	0,08	0,11	0,14	0,17	0,21
8	8,00%	- 0,12	- 0,10	- 0,08	- 0,05	- 0,03	- 0,00	0,02	0,05	0,08	0,11	0,14	0,17	0,20
9	9,00%	- 0,12	- 0,10	- 0,08	- 0,05	- 0,03	- 0,01	0,02	0,05	0,07	0,10	0,13	0,17	0,20
10	10,00%	- 0,12	- 0,10	- 0,08	- 0,05	- 0,03	- 0,01	0,02	0,04	0,07	0,10	0,13	0,16	0,19
11	11,00%	- 0,12	- 0,10	- 0,08	- 0,06	- 0,03	- 0,01	0,02	0,04	0,07	0,10	0,13	0,16	0,19
12	12,00%	- 0,12	- 0,10	- 0,08	- 0,06	- 0,03	- 0,01	0,01	0,04	0,07	0,09	0,12	0,15	0,18
13	13,00%	- 0,12	- 0,10	- 0,08	- 0,06	- 0,04	- 0,01	0,01	0,04	0,06	0,09	0,12	0,15	0,18
14	14,00%	- 0,12	- 0,10	- 0,08	- 0,06	- 0,04	- 0,01	0,01	0,03	0,06	0,09	0,12	0,14	0,18
15	15,00%	- 0,12	- 0,10	- 0,08	- 0,06	- 0,04	- 0,02	0,01	0,03	0,06	0,08	0,11	0,14	0,17
16	16,00%	- 0,12	- 0,10	- 0,08	- 0,06	- 0,04	- 0,02	0,01	0,03	0,06	0,08	0,11	0,14	0,17
17	17,00%	- 0,12	- 0,10	- 0,08	- 0,06	- 0,04	- 0,02	0,00	0,03	0,05	0,08	0,10	0,13	0,16

Рис. 7. Влияние скидок и объемов продаж на коэффициент оборачиваемости

Как видно из рисунка, при продажах более 350 единиц у предприятия начинают появляться собственные оборотные средства. Но чтобы коэффициент обеспеченности собственными средствами стал хотя бы больше 0,1, заводу нужно продать не менее 500 вагонов при снижении цены не более чем на 10 %.

В идеале предприятие должно стремиться в правый верхний угол данной таблицы.

При этом зона J3:Q5 будет означать рентабельность выше 0, т. е. завод получит прибыль. Однако поскольку вагон-хоппер МВЗ и так неконкуренто-

способен по цене, то вероятность такой сделки довольно мала.

Диапазон K16:Q17 означает, что предприятие не сможет покрыть даже переменные расходы. Поэтому опускать цену более чем на 15 % можно будет только в том случае, если от дальнейшего простаивания вагонов будутждаться гораздо большие потери, чем прямые затраты на их производство.

Таким образом, представленный инструмент позволяет создать многовариантную таблицу скидок, используя которую руководители завода могут разрабатывать гибкую ценовую политику.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Об определении критериев оценки платежеспособности субъектов хозяйствования [Электронный ресурс] : Постановление Совета Министров Респ. Беларусь, 12 дек. 2011 г., № 1672 (с изм. и доп. в соответствии с Постановлением Совета Министров Респ. Беларусь от 30 апр. 2013 г. № 338) // Нац. центр правовой информ. Респ. Беларусь. – 2013. – Режим доступа : [http : // www.pravo.by/pdf/2011-140/2011-140\(036-048\).pdf](http://www.pravo.by/pdf/2011-140/2011-140(036-048).pdf). – Дата доступа: 20.05.2016.

2. Об утверждении Инструкции о порядке расчета коэффициентов платежеспособности и проведения анализа финансового состояния и платежеспособности субъектов хозяйствования : Постановление М-ва финансов Респ. Беларусь от 27 дек. 2011 г. № 140/206, М-ва экономики Респ. Беларусь от 27 дек. 2011 г. № 140/206 // Рэспубліка. – 2012. – 15 лютага. – С. 3.

3. Как сделать таблицу данных в Excel для расчета скидок [Электронный ресурс]. – 2016. – Режим доступа: [http : // exceltable.com/master-klass/kak-sdelat-tablicu-dannyh-excel](http://exceltable.com/master-klass/kak-sdelat-tablicu-dannyh-excel). – Дата доступа: 17.10.2016.

*Статья сдана в редакцию 10 ноября 2016 года*

**Татьяна Михайловна Лобанова**, ст. преподаватель, Белорусско-Российский университет.  
E-mail: [yatm@rambler.ru](mailto:yatm@rambler.ru).

**Ольга Валерьевна Боровикова**, ст. преподаватель, Белорусско-Российский университет.  
E-mail: [peklina.olga@gmail.com](mailto:peklina.olga@gmail.com).

**Tatiana Mikhailovna Lobanova**, senior lecturer, Belarusian-Russian University. E-mail: [yatm@rambler.ru](mailto:yatm@rambler.ru).

**Olga Valeryevna Borovikova**, senior lecturer, Belarusian-Russian University.  
E-mail: [peklina.olga@gmail.com](mailto:peklina.olga@gmail.com).

# ВЕСТНИК БЕЛОРУССКО-РОССИЙСКОГО УНИВЕРСИТЕТА

№ 1(54) 2017

Ответственный за выпуск	В. И. Кошелева
Оформление обложки	Е. С. Лустенкова
Дизайн и компьютерная верстка	Н. П. Полевничая

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

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

Подписано в печать 10.03.2017. Формат 60×84/8. Бумага офсетная. Печать офсетная. Гарнитура Таймс. Усл. печ. л. 16,04. Уч.-изд. л. 16,0. Тираж 100 экз. Заказ 1707.

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