

ТРАНСПОРТНОЕ НАУЧНО – ТЕХНИЧЕСКИЙ ЖУРНАЛ МАШИНОСТРОЕНИЕ

С 2004 г. по 2021 г. – журнал «Вестник Брянского
государственного технического университета»;
С 2022 г. – журнал «Транспортное машиностроение»

№ 8(44)
2025

ISSN: 2782-5957

DOI: 10.30987/2782-5957-2025-8

Журнал выходит ежемесячно

Председатель редакционного совета – Федонин О.Н., д-р техн. наук, проф.

Заместитель председателя редакционного совета – Нагоркин М.Н., д-р техн. наук, доц.

Редакционный совет:

Агеев Е.В., д-р техн. наук, проф., (Курск)

Агуреев И.Е., д-р техн. наук, проф., (Тула)

Албагачиев А.Ю., д-р техн. наук, проф., (Москва)

Антипин Д.Я., канд. техн. наук, доц., (Брянск)

Анцев В.Ю., д-р техн. наук, проф., (Тула)

Безъязычный В.Ф., д-р техн. наук, проф., (Рыбинск)

Бишутин С.Г., д-р техн. наук, проф., (Брянск)

Буяновский И.А., д-р техн. наук, (Москва)

Вайнер Л.Г., д-р техн. наук, проф., (Хабаровск)

Волохов Г.М., д-р техн. наук, проф., (Коломна)

Горленко А.О., д-р техн. наук, проф., (Брянск)

Дорохин С.В., д-р техн. наук, доц., (Воронеж)

Ивахненко А.Г., д-р техн. наук, проф., (Курск)

Киричек А.В., д-р техн. наук, проф., (Брянск)

Космодамианский А.С., д-р техн. наук, проф., (Москва)

Куц В.В., д-р техн. наук, проф., (Курск)

Макаренко К.В., д-р техн. наук, проф., (Брянск)

Макаров В.Ф., д-р техн. наук, проф., (Пермь)

Мокрицкий Б.Я., д-р техн. наук, проф., (Комсомольск-на-Амуре)

Петрешин Д.И., д-р техн. наук, доц., (Брянск)

Подмастерьев К.В., д-р техн. наук, проф., (Орел)

Пугачев А.А., д-р техн. наук, доц., (Брянск)

Рассоха В.И., д-р техн. наук, доц., (Оренбург)

Савин Л.А., д-р техн. наук, проф., (Орел)

Смоленцев В.П., д-р техн. наук, проф., (Воронеж)

Соловьев Д.Л., д-р техн. наук, проф., (Муром)

Степанов Ю.С., д-р техн. наук, проф., (Орел)

Суслов А.Г., д-р техн. наук, проф., (Брянск)

Трушников Д.Н., д-р техн. наук, (Пермь)

Туричин Г.А., д-р техн. наук, проф., (Санкт-Петербург)

Хейфец М.Л., д-р техн. наук, проф., (Минск, Беларусь)

Химухин С.Н., д-р техн. наук, проф., (Хабаровск)

Шалыгин М.Г., д-р техн. наук, доц., (Брянск)

Шантаренко С.Г., д-р техн. наук, доц., (Омск)

Янюшкин А.С., д-р техн. наук, проф., (Чебоксары)

Редколлегия:

Главный редактор – Хандожко А.В., д-р техн. наук, проф.

Зам. главного редактора – Антипин Д.Я., канд. техн. наук

Зам. главного редактора – Съянов С.Ю., канд. техн. наук

Отв. секретарь – Татаринцев В.А., канд. техн. наук

Редактор – Лакалина Н.Ю.

Ведущий инженер – Ерохина В.А.

Адрес редакции:

241035, г. Брянск, бульвар 50 лет Октября, 7

Телефон: +7 (4832) 58-82-77

Сайт: tu-bryansk.ru/info/zhurnaly

E-mail: trans-eng@tu-bryansk.ru

Журнал зарегистрирован в Федеральной службе по надзору в сфере связи, информационных технологий и массовых коммуникаций. Серия ПИ № ФС77-75522 от 12 апреля 2019 года

Журнал распространяется по подписке, которую можно оформить в любом почтовом отделении или непосредственно в редакции журнала. Подписной индекс по интернет-каталогу "Пресса по подписке": Э80859.

Журнал включен в специализированный библиографический сервис CrossRef

Журнал входит в Перечень рецензируемых научных изданий, в которых должны быть опубликованы основные научные результаты диссертаций на соискание ученых степеней кандидата и доктора наук (категория К2) по группам научных специальностей: 2.5. Машиностроение (2.5.2; 2.5.3; 2.5.5; 2.5.6; 2.5.8), 2.6. Химические технологии, науки о материалах, металлургия (2.6.1; 2.6.17), 2.9. Транспортные системы (2.9.1; 2.9.3; 2.9.5).

Перепечатка, все виды копирования и воспроизведения материалов, публикуемых в журнале «Транспортное машиностроение», допускаются со ссылкой на источник информации и только с разрешения редакции

© Брянский государственный технический университет, 2025

TRANSPORT SCIENTIFIC TECHNICAL JOURNAL ENGINEERING

From 2004 to 2021 - the journal "Bulletin of the Bryansk State Technical University";
Since 2022 - the journal "Transport engineering".

№ 8(44)
2025

ISSN: 2782-5957

DOI: 10.30987/2782-5957-2025-8

Journal is published monthly

Chairman of Editorial Council – **O.N. Fedonin**, *D.Eng., Prof.*

Vice-Chairman of Editorial Council – **M.N. Nagorkin**, *D.Eng., Prof.*

Editorial Council:

E.V. Ageev, *D.Eng., Prof., (Kursk)*

I.E. Agureev, *D.Eng., Prof., (Tula)*

A.Yu. Albagachiev, *D.Eng., Prof., (Moscow)*

D.Ya. Antipin, *Can.Eng., Ass. Prof., (Bryansk)*

V.Yu. Antsev, *D.Eng., Prof., (Tula)*

V.F. Bezyazychny, *D.Eng., Prof., (Rybinsk)*

S. G. Bishutin, *D.Eng., Prof., (Bryansk)*

I. A. Buyanovsky, *D.Eng., (Moscow)*

S.V. Dorokhin, *D.Eng., Ass. Prof., (Voronezh)*

A.O. Gorlenko, *D.Eng., Prof., (Bryansk)*

A.G. Ivakhnenko, *D.Eng., Prof., (Kursk)*

M.L. Kheifits, *D.Eng., Prof., (Minsk, Belarus)*

S.N. Khimukhin, *D.Eng., Prof., (Khabarovsk)*

A.V. Kirichek, *D.Eng., Prof., (Bryansk)*

A.S. Kosmodamianskiy, *D.Eng., Prof., (Moscow)*

V.V. Kuts, *D.Eng., Prof., (Kursk)*

K.V. Makarenko, *D.Eng., Prof., (Bryansk)*

V.F. Makarov, *D.Eng., Prof., (Perm)*

B.Ya. Mokritsky, *D.Eng., Prof., (Komsomolsk-upon Amur)*

D.I. Petreshin, *D.Eng., Ass. Prof., (Bryansk)*

K.V. Podmasteryev, *D.Eng., Prof., (Orel)*

A.A. Pugachev, *D.Eng., Ass. Prof., (Bryansk)*

V.I. Rassoha, *D.Eng., Ass. Prof., (Orenburg)*

L.A. Savin, *D.Eng., Prof., (Orel)*

M.G. Shalygin, *D.Eng., Ass. Prof., (Bryansk)*

S.G. Shantarenko, *D.Eng., Ass. Prof., (Omsk)*

V.P. Smolentsev, *D.Eng., Prof., (Voronezh)*

D.L. Solovyov, *D.Eng., Prof., (Murom)*

Yu.S. Stepanov, *D.Eng., Prof., (Orel)*

A.G. Suslov, *D.Eng., Prof., (Bryansk)*

D.N. Trushnikov, *D.Eng., (Perm)*

G.A. Turichin, *D.Eng., Prof., (St. Petersburg)*

L.G. Vainer, *D.Eng., Prof., (Khabarovsk)*

G.M. Volokhov, *D.Eng., Prof., (Kolomna)*

A.S. Yanyushkin, *D.Eng., Prof., (Cheboksary)*

Editorial Board:

Editor-in-Chief – **A.V. Khandozhko**, *D.Eng., Prof.*

Deputy Editor-in-Chief – **D.Ya. Antipin**, *Can. Eng*

Deputy Editor-in-Chief – **S.Yu. Syanov**, *Can. Eng*

Executive Secretary – **V.A. Tatarintsev**, *Can. Eng.*

Editor – **N.Yu. Lakalina**

Leading engineer – **V.A. Yerokhina**

Editorial Office Address:

7, 50 years of October Boulevard, Bryansk, 241035, Russia

Phone: +7 (4832) 58-82-77

Site: tu-bryansk.ru/info/zhurnaly

E-mail: trans-eng@tu-bryansk.ru

The journal is registered in the Federal Service for supervision of communications, information technologies and mass media. Series PI No. FS77 - 75522 of April 12, 2019

A journal is spread through a subscription which may be drawn up in any post-office or directly in the editorial office of the journal. Subscription index in the Internet-catalog "Press by Subscription": E80859.

Journal is included in a specialized bibliographical service CrossRef

Reprinting, all kinds of material copying and reproduction of materials published in the journal "Transport engineering" is allowed only with the Editorial Board's permission and a reference to the source of information

© Bryansk State Technical University, 2025

СОДЕРЖАНИЕ

CONTENTS

Машиностроение

- Вовкотруб В.В.** Структурный синтез восьмизвенных замкнутых кинематических цепей подвижных звеньев одиннадцатого подсемейства первого семейства четвертого вида 4
- Новоточинов А.П., Владимиров А.А.** Влияние тугоплавких компонентов на износостойкость наплавочного материала 12
- Целиков П.В., Губин Д.С., Кисель А.Г.** Влияние режимов на коэффициент трения в зоне резания при точении сплава ТН1 27
- Хандожко А.В., Щербаков А.Н., Федонина С.О., Лакалина Н.Ю.** Специфика использования подшипников качения в высокоскоростных шпиндельных узлах при ремонте 34

Транспортные системы

- Григорьев П.С., Кодиров Н.С.** Анализ типов неровностей при оценке динамической нагруженности маневровых локомотивов 45
- Комаровский Н.В., Отока А.Г., Гегедеш М.Г.** Усталостные испытания боковых рам и надрессорных балок тележек грузовых вагонов 55
- Горленко А.О., Ващишина А.П., Щец С.П., Осипов Т.И.** Износ пар трения шатунно-поршневой группы автомобиля в режиме масляного голодания 66

Mechanical engineering

- V.V. Vovkotrub.** Structural synthesis of eight-bar closed kinematic chains of the first family eleventh subfamily movable links of the fourth type
- A.P. Novotochinov, A.A. Vladimirov.** Effect of high-melting components on the wear resistance of the surfacing material
- P.V. Tselikov, D.S. Gubin, A.G. Kisel.** Effect of modes on friction coefficient in the cutting area when turning TN1 alloy
- A.V. Khandozhko, A.N. Shcherbakov, S.O. Fedonina, N.Yu. Lakalina.** Specific character of using rolling bearings in high-speed spindle assemblies during repair

Transport systems

- P.S. Grigoriev, N.S. Kodirov.** Analysis of irregularities types in assessing the dynamic load of shunting locomotives
- N.V. Komarovsky, A.G. Otoka, M.G. Gegedesh.** Fatigue tests of solebars and bolsters of freight car bogies
- A.O. Gorlenko, A.P. Vashchinina, S.P. Shets, T.I. Osipov.** Wear of the connecting rod-piston friction pairs of the car in oil starvation mode

Машиностроение Mechanical engineering

Научная статья

Статья в открытом доступе

УДК 621.01

doi: 10.30987/2782-5957-2025-8-4-11

СТРУКТУРНЫЙ СИНТЕЗ ВОСЬМИЗВЕННЫХ ЗАМКНУТЫХ КИНЕМАТИЧЕСКИХ ЦЕПЕЙ ПОДВИЖНЫХ ЗВЕНЬЕВ ОДИННАДЦАТОГО ПОДСЕМЕЙСТВА ПЕРВОГО СЕМЕЙСТВА ЧЕТВЕРТОГО ВИДА

Валерий Владимирович Вовкотруб✉

Краснодарское высшее военное авиационное училище летчиков имени Героя Советского Союза А.К. Серова Министерства обороны Российской Федерации, Краснодар, Россия
vovkotrubv@yandex.ru, <https://orcid.org/0009-0000-7674-5082>

Аннотация

Цель исследования: развитие метода структурного синтеза замкнутых кинематических цепей подвижных звеньев первого семейства (далее – ЗКЦ) на одиннадцатое подсемейство.

Задачи: на основе универсальной структурной системы (далее – УСС) ЗКЦ, определить состав восьмизвенных ЗКЦ одиннадцатого подсемейства четвертого вида и рассмотреть порядок применения полученных решений для синтеза структурных схем данных цепей.

Методы исследования: метод структурного синтеза ЗКЦ, теория множеств и комбинаторика, виртуализация, идентификация и кодирование, теория графов.

Новизна работы: раскрыты особенности применения УСС для определения состава восьмизвенных ЗКЦ одиннадцатого подсемейства четвертого вида, рассмотрен процесс формирования структурных схем данных цепей.

Результаты исследования: найдены сочетания кинематических пар и звеньев, позволяющие построить все возможные структурные схемы восьмизвенных ЗКЦ одиннадцатого подсемейства четвертого вида. Получена структурная схема восьмизвенной ЗКЦ одиннадцатого подсемейства четвертого вида.

Ключевые слова: система, цепь, звенья, схема, подвижность, кинематическая пара.

Ссылка для цитирования:

Вовкотруб В.В. Структурный синтез восьмизвенных замкнутых кинематических цепей подвижных звеньев одиннадцатого подсемейства первого семейства четвертого вида / В.В. Вовкотруб // Транспортное машиностроение. – 2025. - № 8. – С. 4-11. doi: 10.30987/2782-5957-2025-8-4-11.

Original article

Open Access Article

STRUCTURAL SYNTHESIS OF EIGHT-BAR CLOSED KINEMATIC CHAINS OF THE FIRST FAMILY ELEVENTH SUBFAMILY MOVABLE LINKS OF THE FOURTH TYPE

Valery Vladimirovich Vovkotrub✉

Krasnodar Higher Military Aviation School of Pilots named after A.K. Serov of the Defense Ministry of the Russian Federation, Krasnodar, Russia
vovkotrubv@yandex.ru, <https://orcid.org/0009-0000-7674-5082>

Abstract

The study objective is to develop a method for the structural synthesis of closed kinematic chains of

moving links of the first family (CKC) into the eleventh subfamily.

The tasks are the following: based on the universal structural system (USS) of CKC, determine the composition of eight-bar CKCs of the eleventh subfamily of the fourth type and consider the procedure for applying the solutions obtained for the synthesis of structural circuits of these chains.

Research methods: USS structural synthesis method, set theory and combinatorics, virtualization, identification and coding, graph theory.

The novelty of the work: the features of USS use for determining the composition of eight-bar CKCs

of the eleventh subfamily of the fourth type are considered, formation of structural schemes of these chains is discussed.

Research results: combinations of kinematic pairs and links are found that make it possible to construct all possible structural schemes of eight-bar CKCs of the eleventh subfamily of the fourth type. A diagram of eight-bar CKCs of the eleventh subfamily of the fourth type is obtained.

Keywords: system, chain, links, circuit, mobility, kinematic pair.

Reference for citing:

Vovkotrub VV. Structural synthesis of eight-bar closed kinematic chains of the first family eleventh subfamily movable links of the fourth type. *Transport Engineering*. 2025;8:4-11. doi: 10.30987/2782-5957-2025-8-4-11.

Введение

Метод формирования плоских шарнирных механизмов из замкнутых кинематических цепей подвижных звеньев был обоснован М. Грюблером в научной статье [1, 2], опубликованной им в 1883 г.

Несмотря на то, что метод разработан М. Грюблером достаточно давно, благодаря его очевидной практической применимости, он до настоящего времени широко используется (особенно в Европе) для создания плоских механизмов [3, 4, 5].

Основная часть

УСС ЗКЦ [6] для одиннадцатого подсемейства четвертого вида, при общем числе звеньев цепи $n_u = 8$, и числе звеньев, не добавляющих в цепь кинематических пар $n_0 = 1$, имеет вид:

$$\begin{cases} p_4 + p_2 = 10 + 2n_3 + n_2, \\ n_1 = 6 - n_3 - n_2, \\ 3p_4 + p_2 = 34, \end{cases} \quad (1)$$

где n_1, n_2, n_3 – число звеньев, добавляющих в цепь одну, две и три кинематических пар; p_4, p_2 – число кинематических пар четвертого и второго класса.

Решение системы (1) сводится к отысканию параметров p_4, p_2 и n_1, n_2, n_3 .

В [6] была показана возможность использования универсальной структурной системы (далее – УСС) [7, 8] для развития данного метода на замкнутые кинематические цепи первого семейства (далее – ЗКЦ). Приведена УСС ЗКЦ.

В настоящей статье, используя УСС ЗКЦ определим состав восьмизвенных ЗКЦ одиннадцатого подсемейства четвертого вида, а также рассмотрим процесс синтеза структурных схем данных цепей.

Для одиннадцатого подсемейства: $p_4 \neq 0, p_2 \neq 0$.

Решения системы уравнений (1) приведены в табл. 1.

В табл. 1 указано количество виртуальных звеньев, сложность которых отождествляется с числом пар, привносимых звеном в цепь [9, 10].

Для идентификации виртуальных звеньев ЗКЦ, используем выражение [11]:

$$2p = \sum_{j=2}^r jn_j \quad (2)$$

где p – общее число кинематических пар ЗКЦ; n_j – количество j – парных звеньев.

Результаты идентификации звеньев представлены в табл. 2.

Таблица 1

Решения, описывающие организацию восьмизвенных ЗКЦ
одиннадцатого подсемейства четвертого вида

Table 1

Solutions describing the arrangement of eight-bar CKCs of the eleventh subfamily of the fourth type

№ решения	Общее число кинематических пар, p	Состав ЗКЦ
1	12	$n_\tau = 1, n_0 = 1, n_1 = 4, n_2 = 2, n_3 = 0, p_4 = 11, p_2 = 1;$
2	12	$n_\tau = 1, n_0 = 1, n_1 = 5, n_2 = 0, n_3 = 1, p_4 = 11, p_2 = 1;$
3	14	$n_\tau = 1, n_0 = 1, n_1 = 2, n_2 = 4, n_3 = 0, p_4 = 10, p_2 = 4;$
4	14	$n_\tau = 1, n_0 = 1, n_1 = 3, n_2 = 2, n_3 = 1, p_4 = 10, p_2 = 4;$
5	14	$n_\tau = 1, n_0 = 1, n_1 = 4, n_2 = 0, n_3 = 2, p_4 = 10, p_2 = 4;$
6	16	$n_\tau = 1, n_0 = 1, n_1 = 1, n_2 = 4, n_3 = 1, p_4 = 9, p_2 = 7;$
7	16	$n_\tau = 1, n_0 = 1, n_1 = 2, n_2 = 2, n_3 = 2, p_4 = 9, p_2 = 7;$
8	16	$n_\tau = 1, n_0 = 1, n_1 = 3, n_2 = 0, n_3 = 3, p_4 = 9, p_2 = 7;$

Таблица 2

Состав звеньев восьмизвенных ЗКЦ одиннадцатого подсемейства четвертого вида

Table 2

Composition of the eight-bar CKCs of the eleventh subfamily of the fourth type

Общее число звеньев цепи, n_τ	Общее число кинематических пар цепи, p	Состав звеньев цепи		
		4-х парные	3-х парные	2-х парные
8	12	1	6	1
		2	4	2
		3	2	3
		4	0	4
8	14	4	4	0
		5	2	1
		6	0	2
8	16	8	0	0

Пример структурного синтеза восьмизвенных ЗКЦ одиннадцатого подсемейства четвертого вида

Рассмотрим на конкретном примере особенности построения структурных схем восьмизвенных ЗКЦ на основе данных приведенных в табл. 1 и 2.

Пусть требуется сформировать структурную схему восьмизвенной ЗКЦ одиннадцатого подсемейства по заданным параметрам:

$$\tau = 4, n_\tau = 8, p = 14.$$

Для такой ЗКЦ в табл. 1 имеются три решения под № 3, № 4 и № 5.

Выбираем решение № 3:

$$n_\tau = 1, n_0 = 1, n_1 = 2, n_2 = 4, n_3 = 0, p_4 = 10, p_2 = 4.$$

Состав реальных звеньев ЗКЦ по сложности, определяем из табл. 2.

Для нашего случая наиболее подходит сочетание: четыре 4-х парных и четыре 3-х парных звена.

Синтез структуры ЗКЦ проводим в следующем порядке:

Вначале формируем матрицу структуры восьмизвенной ЗКЦ четвертого вида.

На данном этапе используем символическое представление восьмизвенной ЗКЦ в виде квадратной матрицы M размером 8×8 . Номер строки (i) как и номер столбца (j) матрицы M совпадают с порядковым номером звеньев ЗКЦ.

Формирование матрицы осуществляется по такому принципу: если звено i образует виртуальную кинематическую пару со звеном j , то элементу ij матрицы M присваивается значение «1» в противном случае «0». Матрица M отображает все свойства структуры ЗКЦ с виртуальными кинематическими парами: число звеньев, число виртуальных пар, сложность звеньев цепи.

Нумерация звеньев ЗКЦ в матрице осуществляется с учетом сложности виртуальных звеньев и показывает порядок сборки цепи.

На рис. 1 показана матрица M структуры восьмизвенной кинематической цепи четвертого вида с виртуальными кинематическими парами, сформированная по заданным параметрам.

$$M = \begin{array}{c|cccccccc} & 1 & 2 & 3 & 4 & 5 & 6 & 7 & 8 \\ \hline 1 & 0 & 1 & 1 & 0 & 0 & 1 & 1 & 0 \\ 2 & 1 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 1 \\ 3 & 1 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 1 \\ 4 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 1 & 1 & 0 \\ 5 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 1 & 1 & 0 \\ 6 & 1 & 0 & 0 & 1 & 1 & 0 & 0 & 1 \\ 7 & 1 & 0 & 0 & 1 & 1 & 0 & 0 & 1 \\ 8 & 0 & 1 & 1 & 0 & 0 & 1 & 1 & 0 \end{array}$$

Рис. 1. Матрица M структуры восьмизвенной ЗКЦ четвертого вида с виртуальными кинематическими парами

Fig. 1. Matrix of M structure of the eight-bar CKC of the fourth type with virtual kinematic pairs

Матрица M является символьным представлением синтезируемой ЗКЦ. Она однозначно определяет её структуру. Поэтому на её основе достаточно просто построить графическое изображение структуры ЗКЦ, так как все необходимые для построения сведения приведены в данной матрице.

На рис. 2 показана структурная схема ЗКЦ с виртуальными парами (в виде квадратов с порядковыми номерами), построенная на основе матрицы M .

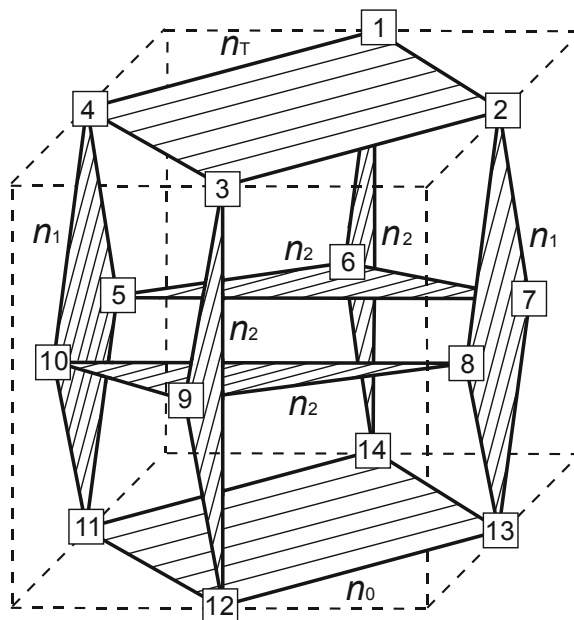


Рис. 2. Структурная схема ЗКЦ с виртуальными парами
Fig. 2. Diagram of a CKC with virtual pairs

На следующем этапе, производим замену в схеме, изображенной на рис. 2, виртуальных пар на пары четвертого и

второго класса в количествах $p_4 = 10$, $p_2 = 4$.

В результате получим общее количество вариантов размещения кинематических пар на местах расположения виртуальных $R = 1001$, что совпадает с количеством вариантов, определяемых по известной из комбинаторики формуле [12]

$$R = \frac{p!}{p_2! \times p_4!} \quad (3)$$

В табл. 3, показаны первые 120 вариантов размещения, каждый вариант имеет свой номер и код из 14 цифр, цифра «1» кода соответствует кинематической паре второго класса, а цифра «0» четвертого класса.

На рис. 3 показана структурная схема ЗКЦ полученная в соответствии с вариантом размещения № 1 табл. 3.

Таблица 3

Варианты размещения пар P_2 и P_4 на схемах

Table 3

Types of the arrangement of P_2 and P_4 in diagrams

№	Код	№	Код	№	Код
1	11110000000000	41	11000010010000	81	10101000010000
2	11101000000000	42	11000010001000	82	10101000001000
3	11100100000000	43	11000010000100	83	10101000000100
4	11100010000000	44	11000010000010	84	10101000000010
5	11100001000000	45	11000010000001	85	10101000000001
6	11100000100000	46	11000001100000	86	10100110000000
7	11100000010000	47	11000001010000	87	10100101000000
8	11100000001000	48	11000001001000	88	10100100100000
9	11100000000100	49	11000001000100	89	10100100010000
10	11100000000010	50	11000001000010	90	10100100001000
11	11100000000001	51	11000001000001	91	10100100000100
12	11011000000000	52	11000000110000	92	10100100000010
13	11010100000000	53	11000000101000	93	10100100000001
14	11010010000000	54	11000000100100	94	10100011000000
15	11010001000000	55	11000000100010	95	10100010100000
16	11010000100000	56	11000000100001	96	10100010010000
17	11010000010000	57	11000000011000	97	10100010001000
18	11010000001000	58	11000000010100	98	10100010000100
19	11010000000100	59	11000000010010	99	10100010000010
20	11010000000010	60	11000000010001	100	10100010000001
21	11010000000001	61	11000000001100	101	10100001100000
22	11001100000000	62	11000000001010	102	10100001010000
23	11001010000000	63	11000000001001	103	10100001001000
24	11001001000000	64	11000000000110	104	10100001000100
25	11001000100000	65	11000000000101	105	10100001000010
26	11001000010000	66	11000000000011	106	10100001000001
27	11001000001000	67	10111000000000	107	10100000110000
28	11001000000100	68	10110100000000	108	10100000101000
29	11001000000010	69	10110010000000	109	10100000100100
30	11001000000001	70	10110001000000	110	10100000100010
31	11000110000000	71	10110000100000	111	10100000100001
32	11000101000000	72	10110000010000	112	10100000011000
33	11000100100000	73	10110000001000	113	10100000010100
34	11000100010000	74	10110000000100	114	10100000010010
37	11000100001000	75	10110000000010	115	10100000010001
36	11000100000100	76	10110000000001	116	10100000001100
37	11000100000010	77	10101100000000	117	10100000001010
38	11000100000001	78	10101010000000	118	10100000001001
39	11000011000000	79	10101001000000	119	10100000000110
40	11000010100000	80	10101000100000	120	10100000000101

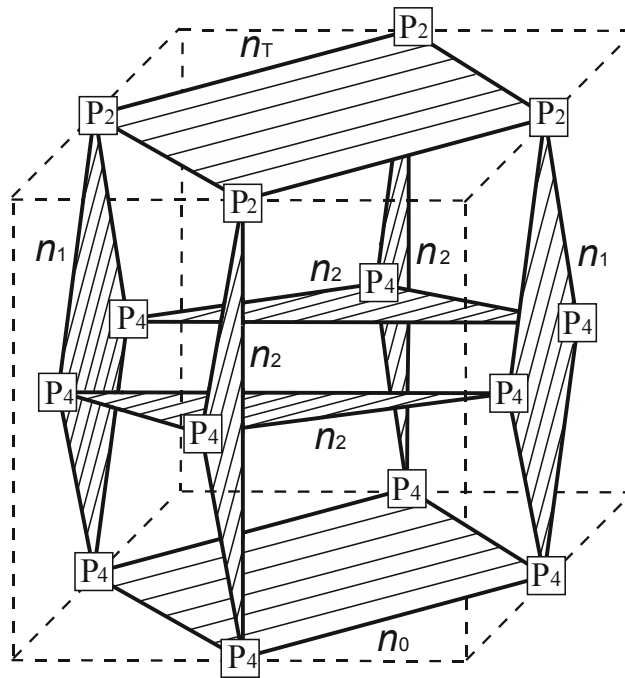


Рис. 3. Структурная схема восьмизвенной ЗКЦ одиннадцатого подсемейства четвертого вида с условными классами кинематических пар
 Fig. 3. Diagram of the eight-bar CKC of the eleventh subfamily of the fourth type with conditional classes kinematic pairs

На заключительном этапе заменяем в схеме ЗКЦ, изображенной на рис. 3, условные классы пар на виды технически реализуемых, и получаем структурную

схему восьмизвенной ЗКЦ одиннадцатого подсемейства четвертого вида, представленную на рис. 4.

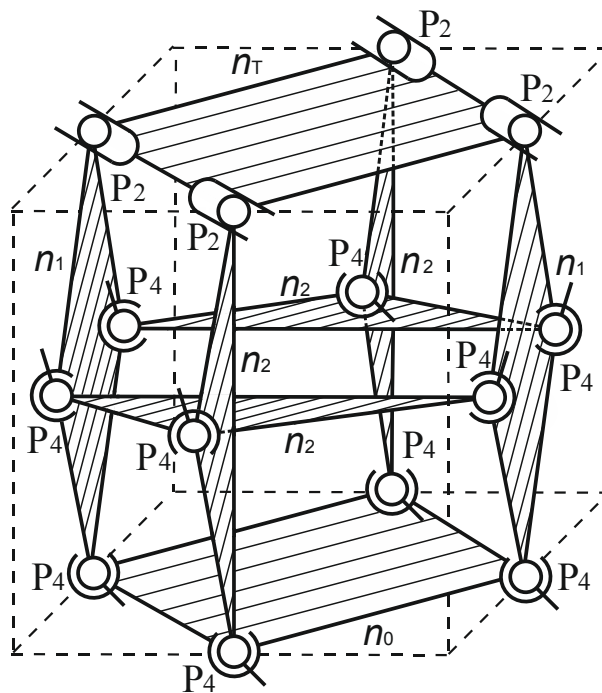


Рис. 4. Структурная схема восьмизвенной ЗКЦ одиннадцатого подсемейства четвертого вида
 Fig. 4. Diagram of the eight-bar CKC of the eleventh subfamily of the fourth type

Заключение

В данной статье, при использовании УСС ЗКЦ первого семейства определен состав восьмизвенных ЗКЦ одиннадцатого подсемейства четвертого вида, рассмотрен

процесс синтеза структурных схем данных ЗКЦ, а также приведена структурная схема восьмизвенной ЗКЦ одиннадцатого подсемейства четвертого вида.

СПИСОК ИСТОЧНИКОВ

1. Grubler M. Allgemeine Eigenschaften der zwanglaufügen ebenen kinematischen Ketten // *Civilingenieur*. Leipzig. 1883. № 29. P. 167-200.
2. Дворников Л.Т., Жуковский Н.С. Адаптированный перевод с немецкого языка статьи: Martin Grübler «Allgemeine Eigenschaften der zwanglaufügen ebenen kinematischen Ketten», изданной в Лейпциге в 1883 г. // Материалы девятой научной-практической конференции по проблемам механики и машиностроения. - Новокузнецк, 2009. С.73-95.
3. Пейсах Э.Е. Проблема изоморфизма структур и идентификационный структурный код для замкнутых кинематических цепей // *Вестник Санкт-Петербургского государственного университета технологии и дизайна*. СПб, 2008. № 15. С. 40-46.
4. Butcher E.A., Hartman C. Efficient enumeration and hierarchical classification of planar simple-jointed kinematic chains: Application to 12-and 14-bar single degree-of-freedom chains. -*Mechanism and Machine Theory*, Volume 40, No. 9, September 2005, p. 1030-1050.
5. Федоров А.И., Дворников Л.Т. К вопросу о полном составе восьмизвенных плоских цепей Грюблера // *Машиностроение*. – Новокузнецк, 2010. № 20. С. 45-51.

6. Вовкотруб В.В. Развитие методов структурного синтеза механизмов первого семейства из замкнутых кинематических цепей подвижных звеньев // *Транспортное, горное и строительное машиностроение: наука и производство*. СПб: НИЦ МС, 2023. № 18. С. 27-35.
7. Дворников Л.Т. Начала теории структуры механизмов: Учебное пособие. Новокузнецк: СибГГМА, 1994. 102 с.
8. Дворников Л.Т. Универсальная структурная классификация механизмов / Л.Т. Дворников. Новокузнецк: Машиностроение, 2011. № 21. С. 4-37.
9. Степанов А.В. Виртуализация в задачах компьютерного синтеза структур механизмов // *Вестник КузГТУ*. 2007. № 3(61). С. 47-50.
10. Степанов А.В. Развитие алгоритмов расчета состава кинематических цепей // *Вестник КузГТУ*. 2014. № 4(104). С. 57-60.
11. Вовкотруб В.В. Структурный синтез восьмизвенных замкнутых кинематических цепей подвижных звеньев четвертого подсемейства первого семейства // *Транспортное машиностроение*. 2024. №6.С. 31-40.
12. Андерсон Д.А. Дискретная математика и комбинаторика. Пер. с англ. Москва: Вильямс, 2004. 960 с.

REFERENCES

1. Grubler M. Allgemeine Eigenschaften der zwanglaufügen ebenen kinematischen Ketten. *Civilingenieur*. Leipzig. 1883;29:167-200.
2. Dvornikov LT, Zhukovsky NS. Allgemeine Eigenschaften der zwanglaufügen ebenen kinematischen Ketten. *Proceedings of the 19th Scientific and Practical Conference on Problems of Mechanics and Machine Building*. Novokuznetsk; 2009. p.73-95.
3. Peisakh EE. The problem of isomorphism of structures and the identification structural code for closed kinematic circuits. *Vestnik of St. Petersburg State University of Technology and Design*. 2008;15:40-46.
4. Butcher EA, Hartman C. Efficient enumeration and hierarchical classification of planar simple-jointed kinematic chains: Application to 12-and 14-bar single degree-of-freedom chains. *Mechanism and Machine Theory*. 2005 September;40(9):1030-1050.
5. Fedorov AI, Dvornikov LT. On the issue of the complete composition of eight-link flat Grubler chains. *Mashinostroenie*. 2010;20:45-51.
6. Vovkotrub VV. Development of methods for the structural synthesis of the first family mechanisms

- of closed kinematic chains of movable links. *Transport, Mining and Construction Engineering: Science and Production*. 2023;18:27-35.
7. Dvornikov LT. The beginnings of the theory of mechanisms structure: textbook. Novokuznetsk: SibGGMA; 1994.
8. Dvornikov LT. Universal structural classification of mechanisms. *Mashinostroenie*. 2011;21:4-37.
9. Stepanov AV. Virtualization in the tasks of computer synthesis of mechanisms structures. *Bulletin of the Kuzbass State Technical University*. 2007;3(61):47-50.
10. Stepanov AV. Development of algorithms for calculating the composition of kinematic circuits. *Bulletin of the Kuzbass State Technical University*. 2014;4(104):57-60.
11. Vovkotrub VV. Structural synthesis of eight-bar closed kinematic chains of the fourth subfamily moving links of the first family. *Transport Engineering*. 2024;6:31-40.
12. Anderson DA. *Discrete mathematics and combinatorics*. Moscow: Williams; 2004.

Информация об авторе:

Вовкотруб Валерий Владимирович – кандидат технических наук, доцент, доцент 105 кафедры механики, тел. 89183822068.

Vovkotrub Valery Vladimirovich – Candidate of Technical Sciences, Associate Professor, Associate Professor of the 105th Department of Mechanics; phone: 89183822068.

**Статья опубликована в режиме Open Access.
Article published in Open Access mode.**

Статья поступила в редакцию 30.05.2025; одобрена после рецензирования 09.07.2025; принята к публикации 28.07.2025. Рецензент – Толстошеев А.К., кандидат технических наук, доцент кафедры «Дизайн и проектирование в машиностроении» «Брянского государственного аграрного университета».

The article was submitted to the editorial office on 30.05.2025; approved after review on 09.07.2025; accepted for publication on 28.07.2025. The reviewer is Tolstosheev A.K., Candidate of Technical Sciences, Associate Professor of the Department of Design in Mechanical Engineering at Bryansk State Agrarian University.

Научная статья

Статья в открытом доступе

УДК 621.791.927.5

doi: 10.30987/2782-5957-2025-8-12-26

ВЛИЯНИЕ ТУГОПЛАВКИХ КОМПОНЕНТОВ НА ИЗНОСОСТОЙКОСТЬ НАПЛАВОЧНОГО МАТЕРИАЛА

Александр Петрович Новоточинов^{1✉}, Александр Андреевич Владимиров²

^{1,2} Старооскольский технологический институт им. А.А. Угарова (филиал) НИТУ МИСИС, Россия, Старый Оскол

¹ alexander.nowotochinov@yandex.ru

² vladimirov.al.an@yandex.ru, <https://orcid.org/0000-0001-7992-1694>

Аннотация

Цель работы заключается в исследовании износостойкости наплавочных материалов.

Задача, решению которой посвящена статья, состоит в том, чтобы увеличить межремонтный период эксплуатации роликов рольгангов, работающих в тяжелых условиях.

Представлен метод восстановления изношенных деталей методом электродуговой наплавки порошковой проволокой с тугоплавкими компонентами под слоем флюса. Известно, что при добавлении в состав шихты тугоплавких компонентов таких как вольфрам (W), карбид вольфрама (WC) и нитрид бора (BNr) повышается твердость и износостойкость восстановленных поверхностей. Для наплавки экспериментальных образцов использовались подложки из стали марки 30ХГСА ГОСТ 4543-2016 диаметром 80 мм и толщиной 20 мм. Образцы наплавлялись в лаборатории восстановления и упрочнения деталей горного и металлургического оборудования СТИ НИТУ «МИСИС». Наплавка осуществлялась под слоем флюса керамакс марки UF-02. Для снятия внутренних напряжений образцов проводилась термическая обработка. Вырезка образцов осуществлялась на многофункциональном отрезном станке. Далее образцы

подвергались истиранию на абразивный износ и истиранию в условиях трения скольжения на специальных лабораторных установках. Описана методика проведения испытаний на абразивный износ и истирание в условиях трения скольжения.

Новизна работы заключается в исследовании износостойкости экспериментальных наплавочных материалов при истирании в условиях трения скольжения и абразивном износе, и их сопоставлении с твердостью.

Представлены результаты экспериментальных исследований абразивного износа и истирания в условиях трения скольжения наплавочных материалов. Сформулированы выводы по каждому испытываемому материалу.

Выводы: по результатам испытаний сформулированы дальнейшие направления по исследованию наплавочных материалов на обрабатываемость резанием с последующим определением рационального соотношения тугоплавких компонентов порошковой проволоки.

Ключевые слова: проволока, износ, нитрид бора гексагональный, карбид вольфрама, электродуговая наплавка, трение скольжения.

Ссылка для цитирования:

Новоточинов А.П. Влияние тугоплавких компонентов на износостойкость наплавочного материала / А.П. Новоточинов, А.А. Владимиров // Транспортное машиностроение. – 2025. – № 8. – С. 12-26. doi: 10.30987/2782-5957-2025-8-12-26.

Original article

Open Access Article

EFFECT OF HIGH-MELTING COMPONENTS ON THE WEAR RESISTANCE OF THE SURFACING MATERIAL

Aleksandr Petrovich Novotochinov^{1✉}, Aleksandr Andreevich Vladimirov²

^{1,2} A.A. Ugarov Stary Oskol Technological College (branch) of NUST MISIS, Stary Oskol, Russia

¹ alexander.nowotochinov@yandex.ru

² vladimirov.al.an@yandex.ru, <https://orcid.org/0000-0001-7992-1694>

Abstract

The study objective is to study the wear resistance of surfacing materials.

The task to which the paper is devoted is to increase the inter-repair operation period of gravity roll carrier elements operating in harsh conditions.

A method is presented for restoring worn parts by electrode surfacing with flux cored wire with high-melting components under a layer of flux. It is known that when high-melting components such as tungsten (W), tungsten carbide (WC) and boron nitride (BN_g) are added to the charge, the hardness and wear resistance of the restored surfaces increase. For surfacing the experimental samples, substrates made of steel grade 30ХГСА GOST 4543-2016 with a diameter of 80 mm and a thickness of 20 mm are used. The samples are deposited in the laboratory for the restoration and hardening of mining and metallurgical equipment parts at NUST MISIS. The surfacing is carried out under a layer of keramax UF-02 grade flux. Thermal treatment is performed to relieve the internal stresses of the samples. The samples are cut on a multifunctional

cutting machine. Further, the samples are subjected to abrasion by abrasive wear and abrasion under sliding friction conditions on special laboratory installations. The method of testing for abrasive wear and abrasion under sliding friction conditions is described.

The novelty of the work is in the study of the wear resistance of experimental surfacing materials when worn under conditions of sliding friction and abrasive wear, and their comparison with hardness.

The results of experimental studies of abrasive wear and abrasion under sliding friction conditions of deposited materials are presented. Conclusions are given for each studied material.

Conclusions: based on the test results, further directions have been formulated for the study of surfacing materials for machinability by cutting, with the subsequent determination of the rational ratio of high-melting components of flux cored wire.

Keywords: wire, wear, hexagonal boron nitride, tungsten carbide, electric arc welding, sliding friction.

Reference for citing:

Novotchinov AP, Vladimirov AA. Effect of high-melting components on the wear resistance of the surfacing material. *Transport Engineering*. 2025;8: 12-26. doi: 10.30987/2782-5957-2025-8-12-26.

Введение

Детали металлургического оборудования подвергаются повышенному контактному давлению, ударным нагрузкам, высокотемпературному воздействию от контакта с транспортируемой заготовкой, механическому износу в виде абразивного изнашивания и трению скольжения при

высоких скоростях [1, 2]. Эксплуатация деталей в таких условиях влечет за собой частые остановки оборудования в следствии интенсивного изнашивания, в частности таких как ролики рольгангов прокатных цехов (рис. 1) [3, 4].



а)



б)

Рис. 1. Износ рабочих поверхностей роликов рольгангов: а – ролик 1, б – ролик 2

Fig. 1. Wear of the working surfaces of the roller conveyors a – roller 1, b – roller 2

Одним из способов борьбы с износом деталей, работающих в таких условиях, является восстановительно-упрочняющая электродуговая наплавка под слоем флюса. В металлургической промышленности достаточно широко применяется метод восстановительно-упрочняющей наплавки по-

рошковой проволокой с тугоплавкими компонентами [5, 6]. Добавление в состав шихты порошковой проволоки тугоплавких компонентов позволяет повысить как износостойкость, так и твердость наплавленной поверхности.

Одновременно с повышением износостойкости и твердости поверхности, ухудшается обрабатываемость наплавленного материала, что в свою очередь будет вызывать дополнительные трудности при механической обработке после наплавки [7, 8].

Для разработки рационального состава тугоплавких компонентов, обеспечи-

вающего повышение износостойкости и удовлетворительную обрабатываемость наплавленного материала, необходимо произвести комплексные исследования [9]. Целью данной работы является определение наплавочного материала с высокими показателями износостойкости при абразивном изнашивании и в условиях трения скольжения на высоких скоростях.

Материалы, эксперименты и методы

Для изготовления экспериментальных составов порошковых проволок для наплавки образцов, в качестве базовой бы-

ла выбрана проволока, химический состав оболочки которой представлен в табл. 1 [10].

Таблица 1

Химический состав оболочки порошковой проволоки в %

Table 1

Chemical composition of the powder wire shell in %

Fe	C	Mn	Si	Cr	Ni	Mo	V
Осн.	0,3	1,3	0,6	14,0	0,4	1,2	0,2

Модификация химического состава шихты порошковой проволоки осуществлялась за счет внедрения тугоплавких ком-

понентов, наименование и количество которых представлено в табл. 2.

Таблица 2

Количество тугоплавких компонентов в порошковой проволоке в %

Table 2

Number of high-melting components in the powder wire in %

Наименование компонента	Номер экспериментального состава				
	1	2	3	4	5
W	-	-	5,0	4,5	-
WC	6	10	4,3	2,5	6*
BNr	0,3	0,4	0,3	0,3	0,3

*Порошок WC нанодисперсный

В качестве модифицирующих тугоплавких компонентов применяли порошок: – вольфрама W в чистом виде; – карбида вольфрама WC; – гексагонального нитрида бора марки А, BNr [10].

Испытуемые образцы были наплавлены на установке автоматической наплавки под слоем флюса модели УСН 60-550/1400 SAW. Для защиты сварочной ванны применялся флюс керамакс марки UF-02. Для наплавки экспериментальных образцов использовались подложки из стали марки 30ХГСА ГОСТ 4543-2016 диаметром 80 мм и толщиной 20 мм. Образцы

наплавлялись в лаборатории восстановления и упрочнения деталей горного и металлургического оборудования СТИ НИТУ «МИСИС». Для снятия внутренних напряжений образцов проводилась термическая обработка. Вырезка образцов осуществлялась на многофункциональном отрезном станке модели LC-250. Далее образцы были испытаны на специальных лабораторных установках в условиях, имитирующих промышленные, и были подвержены следующим видам воздействия: абразивному изнашиванию и истиранию в условиях трения скольжения на высоких скоростях [10].

Абразивное изнашивание

Испытание на абразивное изнашивание осуществляли на экспериментальной

установке по схеме Бринелля-Ховарта (рис. 2, 3).



Рис. 2. Внешний вид установки для испытаний на абразивный износ по схеме Бринелля-Ховарта
Fig. 2. Appearance of a Brinell-Haworth abrasive wear test rig

Подготовленный образец размерами 20х20х30 мм фиксировали в держателе (поз. 3) и устанавливали рычаг (поз. 5) в исходное положение. На конец рычага че-

рез специальную проушину навешивали груз (поз. 6) массой 0,5 кг. Время испытания между взвешиваниями составляло 5 мин, полный цикл испытания, в количестве 200 шт., составил 1000 мин.

В качестве абразивного материала использовали гранатовый песок mesh 80 Standart с зернистостью 0,177...0,178 мм. Окружная скорость колеса составляла 28 м/мин. Сила, прикладываемая на испытуемый образец через нагрузочный рычаг, составляла 0,08 кН. Смазочная среда отсутствовала.

Износостойкость наплавленного материала оценивалась потерей массы образца после каждого цикла испытания. Убыль массы с образца оценивалась по среднему значению из трех измерений. Измерения выполнялись на весах модели ВК-300 [11].

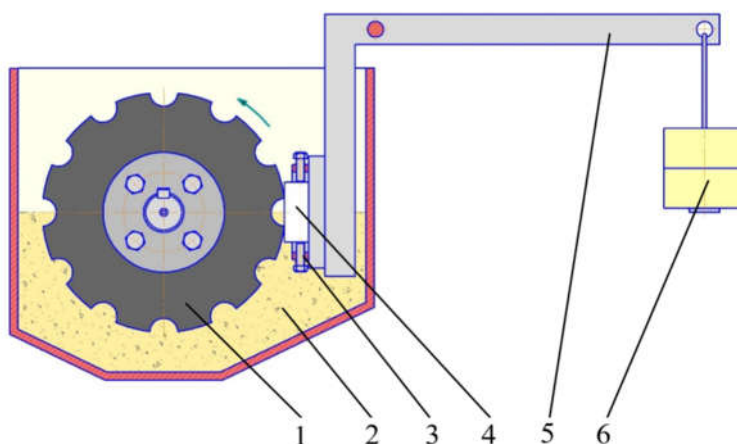


Рис. 3. Схема установки для испытаний на абразивный износ по схеме Бринелля-Ховарта:
 1 – резиновое колесо; 2 – абразив; 3 – держатель; 4 – исследуемый образец; 5 – рычаг; 6 – груз
Fig. 3. Scheme of the installation for testing for abrasive wear according to the Brinell-Howarth scheme
 1 – rubber wheel; 2 – abrasive; 3 – sample attachment; 4 – test sample; 5 – lever; 6 – load

Истирание в условиях трения скольжения

Испытание на истирание в условиях трения скольжения осуществляли на экспериментальной установке (рис. 4), которая монтировалась на токарно-винторезный станок JET модели GHB-1340A [12].

Схема экспериментальной установки представлена на рис. 4. Подготовленный образец размером 20×20×30 мм фиксировали в держателе и устанавливали рычаг в

исходное положение. На конец рычага через специальную проушину навешивали груз массой 3 кг. Время испытания между взвешиваниями составляло 20 мин, полный цикл испытаний, в количестве 10 шт., составил 200 мин.

В качестве контртела (рис. 4, поз. 2), использовалась сталь ШХ15 с твердостью 60...65 HRC, шероховатость поверхности скольжения составляла не более Ra 1,25.

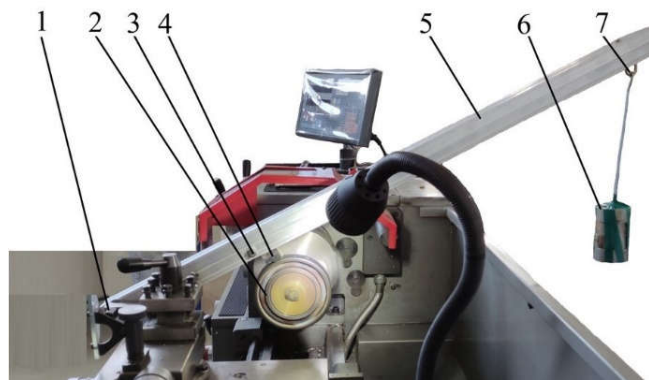


Рис. 4. Установка для испытаний на истирание в условиях трения скольжения:
1 – шарнирное соединение; 2 – контртело; 3 – держатель; 4 – исследуемый образец;
5 – рычаг; 6 – груз; 7 – петля

*Fig. 4. Abrasion Test Apparatus for Sliding Friction: 1 – articulated joint;
2 – counterbody; 3 – holder; 4 – test sample; 5 – lever; 6 – load; 7 – loop*

Шероховатость наплавленных образцов после подготовки соответствовала

значению по параметру R_a в диапазоне от 1,6 до 6,3 мкм.

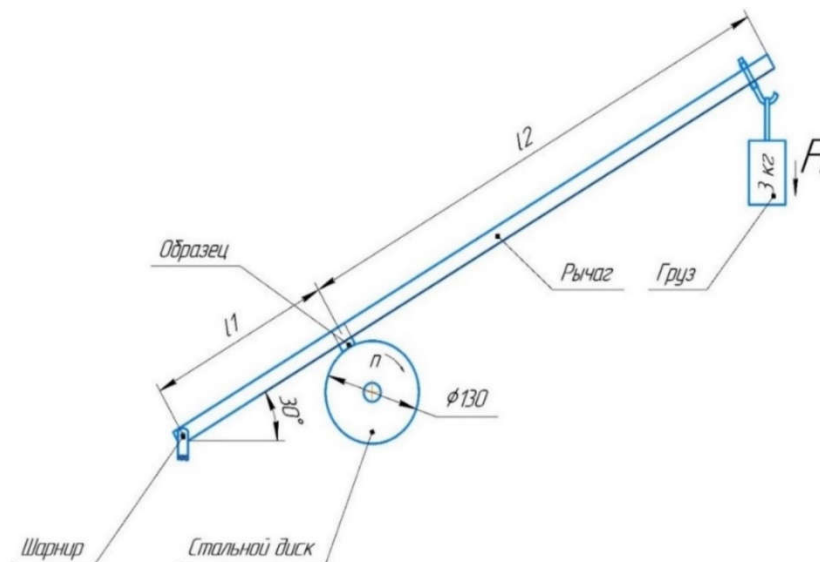


Рис. 5. Схема специальной установки

Fig. 5. Diagram of a special installation

Износостойкость наплавленного материала оценивалась потерей массы образца после каждого цикла испытания. Убыль

массы с образца оценивалась по среднему значению из трех измерений. Измерения выполнялись на весах модели ВК-300 [12].

Результаты

Результаты испытаний на абразивный износ и размеры образцов с геометрическими характеристиками лунок износа, представлены в табл. 3 и 4, соответственно.

Анализ значений, представленных в табл. 3, показал, что за 1000 мин испыта-

ний на абразивный износ наплавленного материала, большее значение потери массы соответствует составу под номером 1, а меньшее – составу под номером 4. Что касается средней убыли массы за цикл испытания, то при округлении до сотых, значения будут равны.

Таблица 3

Результаты испытаний на абразивный износ

Table 3

Results of abrasive wear tests

Номер состава	Начальная масса образца $m_{\text{нач.}}$, г	Конечная масса образца $m_{\text{кон.}}$, г	Убыль массы $m_{\text{изн.}}$, г	Средняя убыль массы за цикл $m_{\text{ср. изн.}}$, г
1	214,915	209,93	4,985	0,02493
2	203,1	198,878	4,222	0,02111
3	247,863	244,247	3,616	0,01808
4	224,442	220,957	3,485	0,01743
5	208,532	203,782	4,75	0,02375

Таблица 4

Размеры образцов для абразивного изнашивания

Table 4

Dimensions of samples for abrasive wear

Номер состава	Площадь образца, мм^2	Площадь лунки износа, мм^2	Глубина лунки, мм	Соотношение глубины к площади лунки
1	822,41	655,38	1,48	$2,26 \cdot 10^{-3}$
2	812,53	662,78	1,54	$2,32 \cdot 10^{-3}$
3	1010,51	692,88	1,59	$2,29 \cdot 10^{-3}$
4	861,43	628,13	1,6	$2,55 \cdot 10^{-3}$
5	641,30	474,77	1,28	$2,7 \cdot 10^{-3}$

Из анализа значений соотношения глубины к площади лунки, полученной при абразивном изнашивании, очевидно, что процесс изнашивания наплавленных образцов происходил пропорционально и в одинаковых условиях.

При этом износ в процессе истирания происходил примерно одинаково для всех составов, что очевидно из графика зависи-

мости абразивного износа, которые представленного на рис. 6. Фото образцов после испытаний представлены на рис. 7.

При этом стоит отметить, что изменение массы после каждого цикла испытания экспериментальных наплавленных материалов происходило нестабильно, о чем свидетельствуют графики, представленные на рис. 8-12.

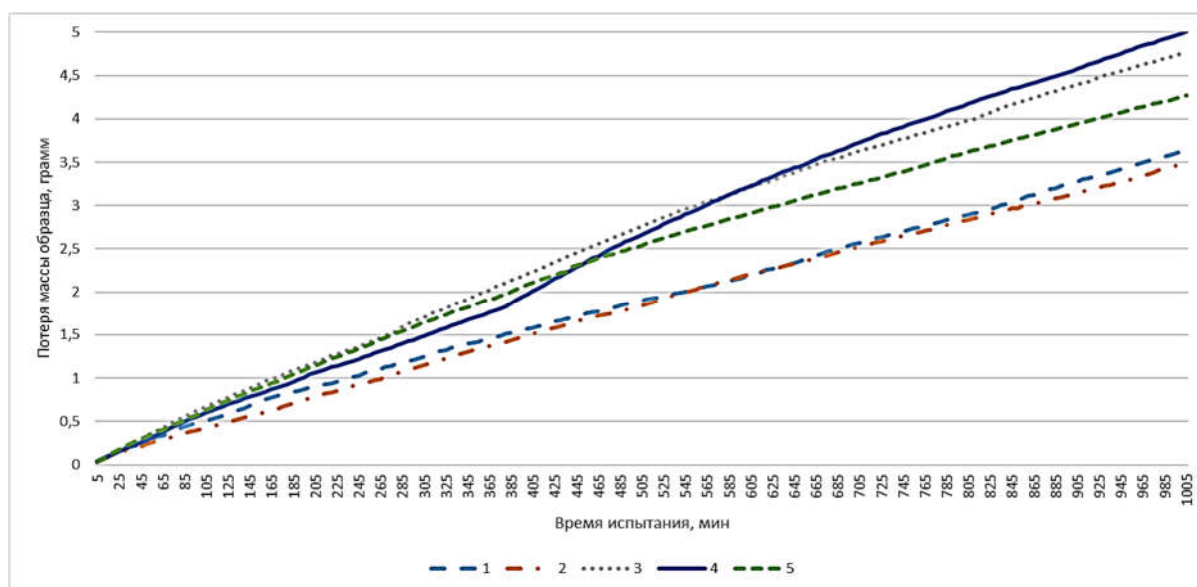


Рис. 6. График зависимости абразивного износа образца от времени, г/мин

Fig. 6. Graph of the dependence of abrasive wear of the sample on time, g/min



Рис. 7. Фото образцов после абразивного износа (нумерация составов слева направо)
 Fig. 7. Photos of samples after abrasive wear (composition numbers from left to right)

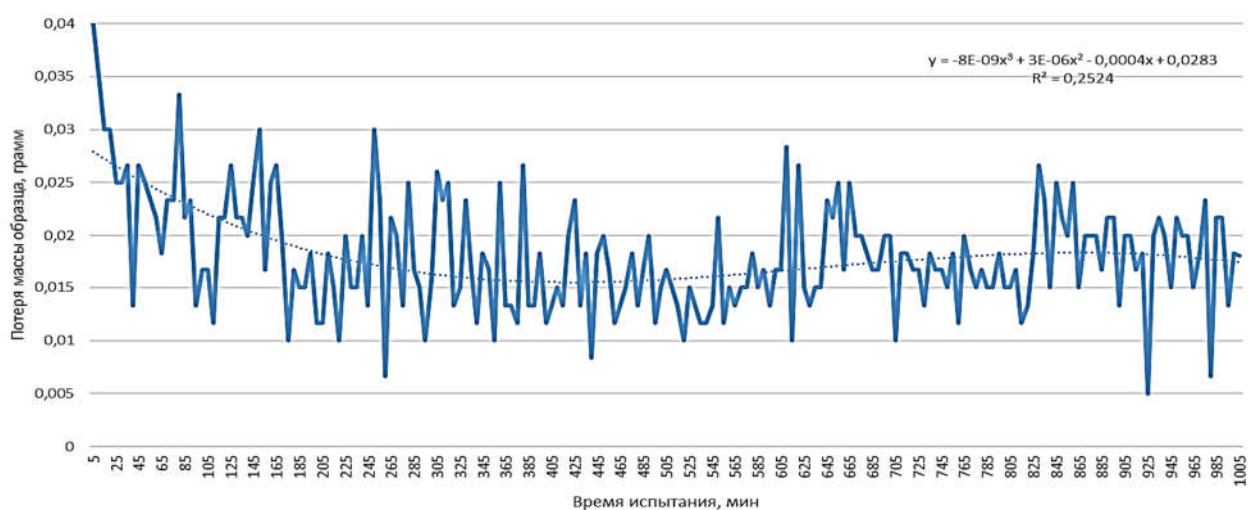


Рис. 8. График изменения массы образца 1 после каждого цикла испытания при абразивном изнашивании, г/мин
 Fig. 8. Graph of the change in mass of sample 1 after each abrasive wear test cycle, g/min

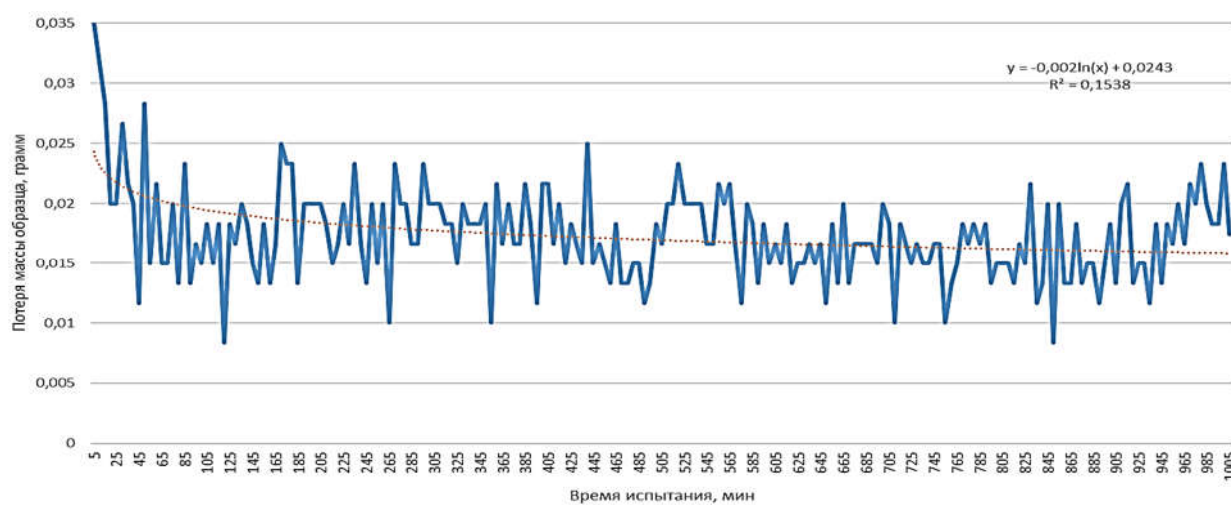


Рис. 9. График изменения массы образца 2 после каждого цикла испытания при абразивном изнашивании, г/мин
 Fig. 9. Graph of the change in mass of sample 2 after each abrasive wear test cycle, g/min

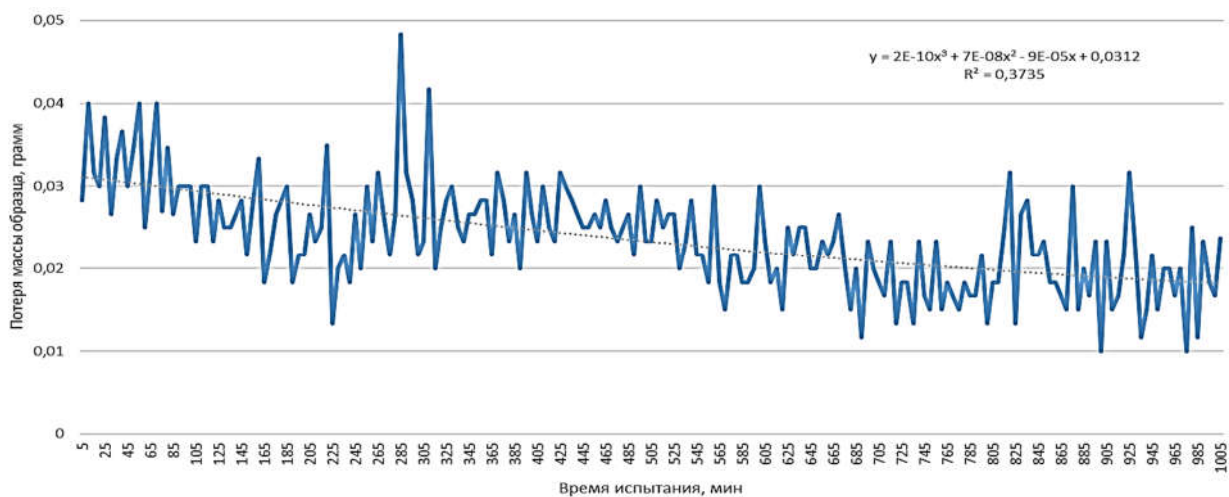


Рис. 10. График изменения массы образца 3 после каждого цикла испытания при абразивном изнашивании, г/мин

Fig. 10. Graph of the change in mass of sample 3 after each abrasive wear test cycle, g/min

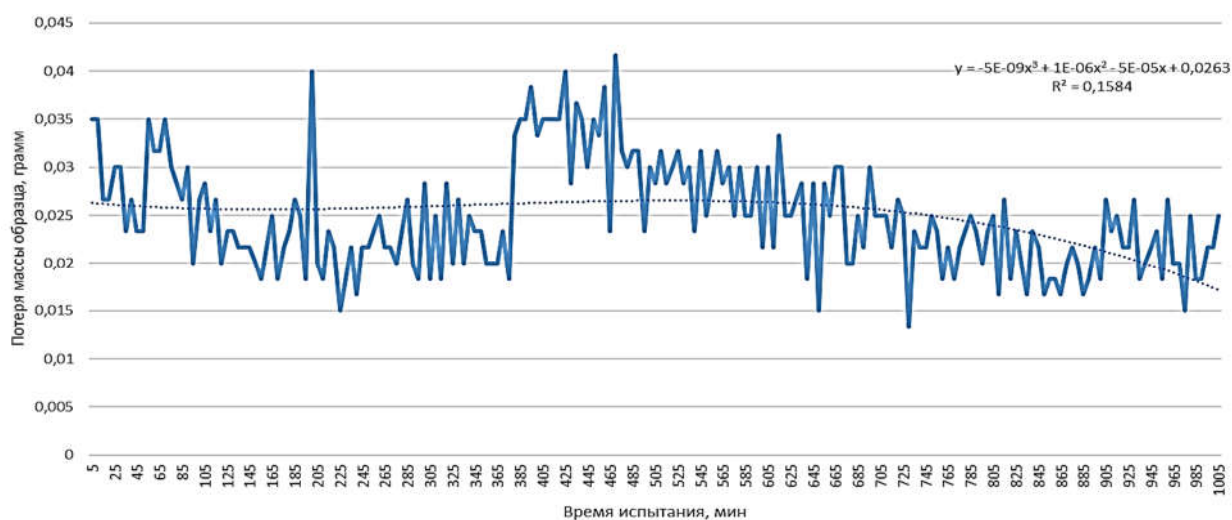


Рис. 11. График изменения массы образца 4 после каждого цикла испытания при абразивном изнашивании, г/мин

Fig. 11. Graph of the change in mass of sample 4 after each abrasive wear test cycle, g/min

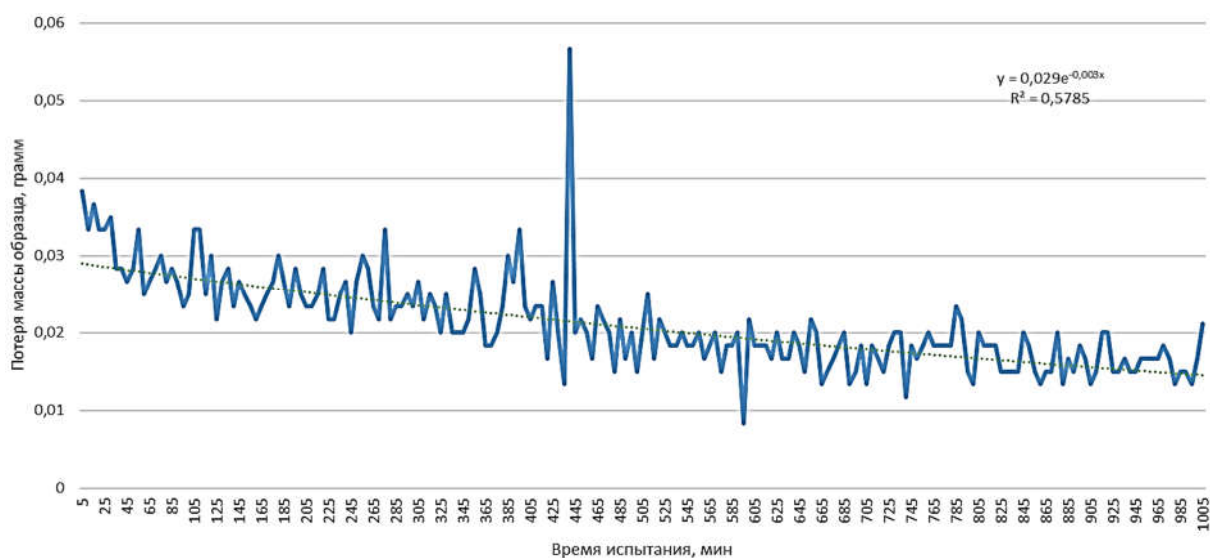


Рис. 12. График изменения массы образца 5 после каждого цикла испытания при абразивном изнашивании, г/мин

Fig. 12. Graph of the change in mass of sample 5 after each abrasive wear test cycle, g/min

Такой характер изменения массы может быть связан с различными причинами, например, неравномерность распределения тугоплавких элементов в наплавленном слое, нестабильный процесс наплавки, неравномерное перемешивание абразивного материала в процессе истирания и т.д. Определение причин нестабильного изнашивания на каждом цикле испытания требует отдельной подготовки образцов и дополнительного изучения.

При этом, коэффициент достоверности аппроксимации уравнений регрессии, так же свидетельствует о низком соответствии уравнений регрессии с действительным процессом абразивного изнашивания.

При этом для каждого наплавочного материала уравнение регрессии основано на различных математических функциях, что также свидетельствует о различиях в свойствах наплавочных материалов. Такое явление, возможно, связано с тем, что количество тугоплавких компонентов в каждом экспериментальном материале отличается, и, соответственно, по-разному сказывается на абразивной износостойкости.

Результаты испытаний на истирание в условиях трения скольжения и размеры образцов с геометрическими характеристиками лунок износа представлены в табл. 5 и 6, соответственно.

Таблица 5

Экспериментальные результаты истирания в условиях трения скольжения

Table 5

Experimental results of abrasion under sliding friction conditions

Номер состава	Начальная масса образца $m_{\text{нач.}}$, Г	Конечная масса образца $m_{\text{кон.}}$, Г	Масса износа $m_{\text{изн.}}$, Г	Средняя масса износа за цикл $m_{\text{ср. изн.}}$, Г
1	217,41	214,517	2,893	0,2893
2	245,94	244,698	1,242	0,1242
3	242,745	241,557	1,188	0,1188
4	201,645	200,778	0,867	0,0867
5	170,91	169,432	1,478	0,1478

Анализ значений, представленных в табл. 5, показал, что за 200 мин испытаний на истирание в условиях трения скольжения наплавленного материала, так же показал, что большее значение потери массы соответствует составу под номером 1, а меньшее – составу под номером 4.

Касательно средней убыли массы за цикл испытания, можно отметить, что в

отличие от испытаний на абразивное изнашивание, при истирании в условиях трения скольжения имеет различия. Таким образом, большая величина средней потери массы за цикл испытания соответствует составу под номером 1, а меньшая – составу под номером 4.

Таблица 6

Размеры образцов для испытаний в условиях трения скольжения

Table 6

Dimensions of samples for testing under sliding friction conditions

Номер состава	Площадь образца, мм ²	Площадь лунки износа, мм ²	Глубина лунки, мм	Соотношение глубины к площади лунки
1	823,97	550,77	1,8	$3,27 \cdot 10^{-3}$
2	998,46	373,67	1,74	$4,66 \cdot 10^{-3}$
3	939,41	359,97	1,42	$3,94 \cdot 10^{-3}$
4	846,43	331,58	1,37	$4,13 \cdot 10^{-3}$
5	536,06	321,44	1,31	$4,41 \cdot 10^{-3}$

Из анализа значений соотношения глубины к площади лунки, полученной при изнашивании в условиях трения скольжения, очевидно, что процесс изнашивания наплавленных образцов происходил также пропорционально и в одинаковых условиях.

При этом стоит отметить, что соотношение глубины к площади лунки износа имеет значительные отличия в зависимо-

сти от испытываемого наплавочного материала.

При истирании в условиях трения скольжения имеются некоторые отличия от процесса абразивного изнашивания. Графики зависимости износа представлены на рис. 13. Фото образцов после испытаний в условиях трения скольжения представлены на рис. 14.

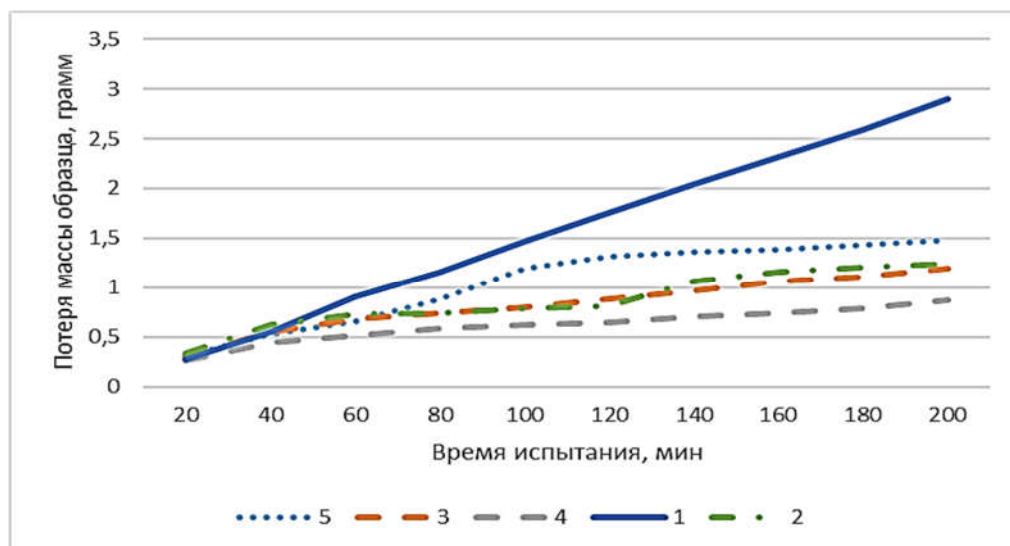


Рис. 13. График зависимости истирания в условиях трения скольжения образца от времени, г/мин
 Fig. 13. Graph of the dependence of abrasion under sliding friction conditions on time, g/min



Рис. 14. Фото образцов после истирания в условиях трения скольжения (нумерация составов слева направо)
 Fig. 14. Photos of samples after abrasion under sliding friction conditions (composition numbers from left to right)

При истирании в условиях трения скольжения изменение массы после каждого цикла испытания экспериментальных наплавочных материалов происходило также нестабильно. При этом стоит отметить, что характер не такой хаотичный, как при абразивном изнашивании, о чем свидетельствуют графики, представлены на рис. 15-19.

При изнашивании в условиях трения скольжения характер изменения массы так же связан с соотношением и количеством тугоплавких компонентов.

При этом, коэффициент достоверности аппроксимации уравнений регрессии, свидетельствует о достаточном соответствии уравнений регрессии с действительным процессом изнашивания в условиях трения скольжения.

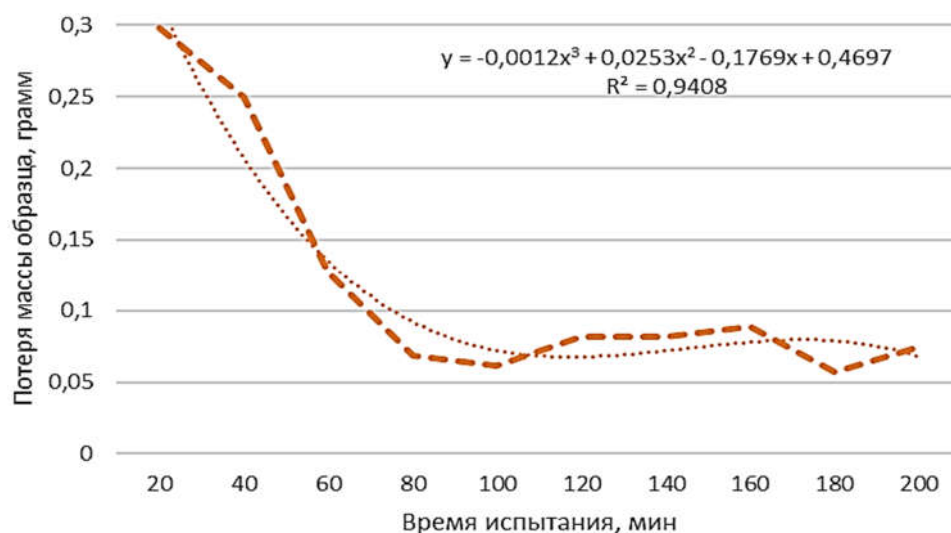


Рис. 15. График изменения массы образца 1 после каждого цикла в условиях трения скольжения образца, г/мин
 Fig. 15. Graph of the change in sample 1 mass after each cycle under sliding friction conditions, g/min

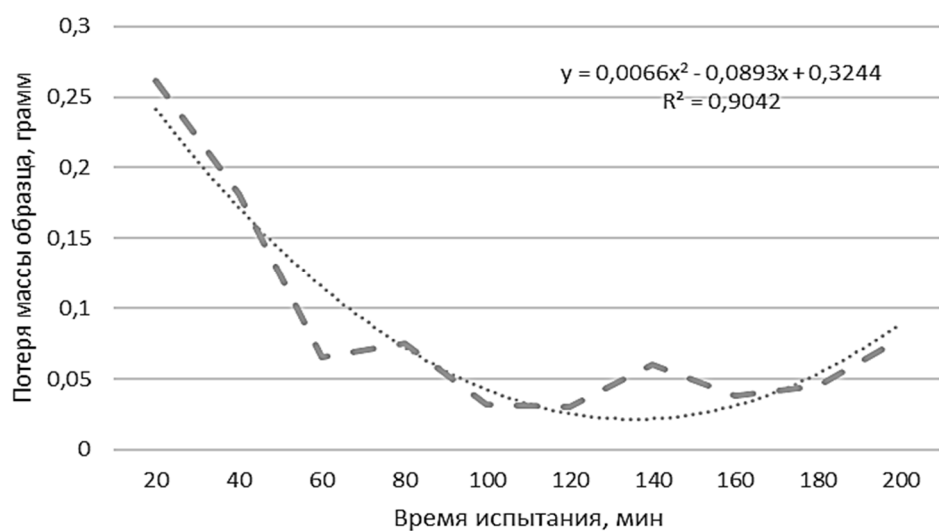


Рис. 16. График изменения массы образца 2 после каждого цикла в условиях трения скольжения образца, г/мин
 Fig. 16. Graph of the change in sample 2 mass after each cycle under sliding friction conditions, g/min

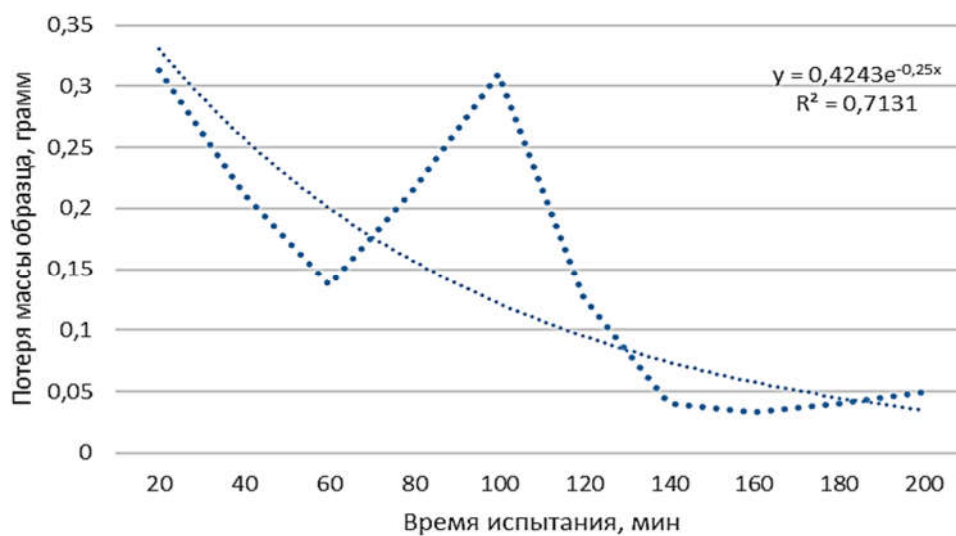


Рис. 17. График изменения массы образца 3 после каждого цикла в условиях трения скольжения образца, г/мин
 Fig. 17. Graph of the change in sample 3 mass after each cycle under sliding friction conditions, g/min

Так же, как и при абразивном изнашивании для каждого наплавочного материала уравнение регрессии основано на

различных математических функциях, что тоже свидетельствует о различиях в свойствах наплавочных материалов.

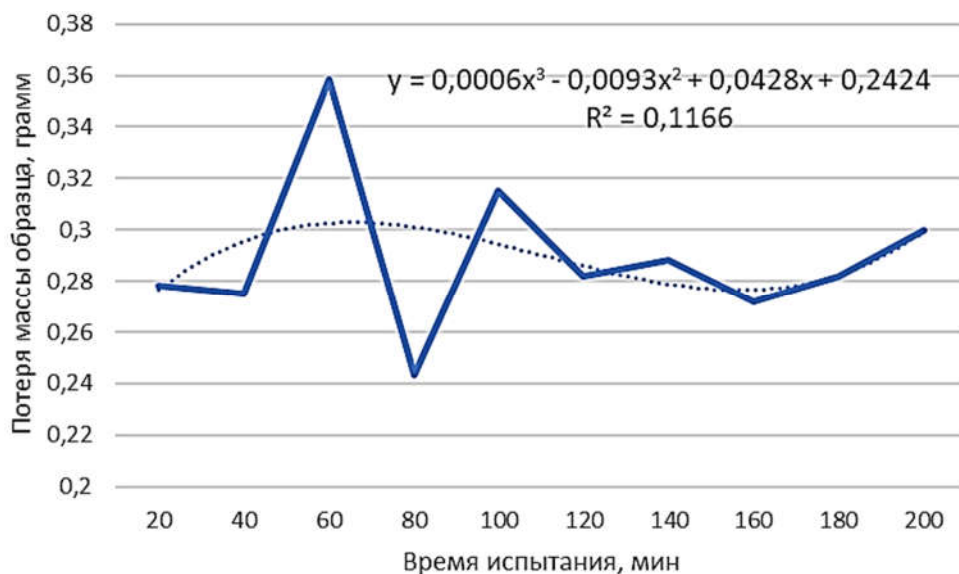


Рис. 18. График изменения массы образца 4 после каждого цикла в условиях трения скольжения образца, г/мин
 Fig. 18. Graph of the change in sample 4 mass after each cycle under sliding friction conditions, g/min

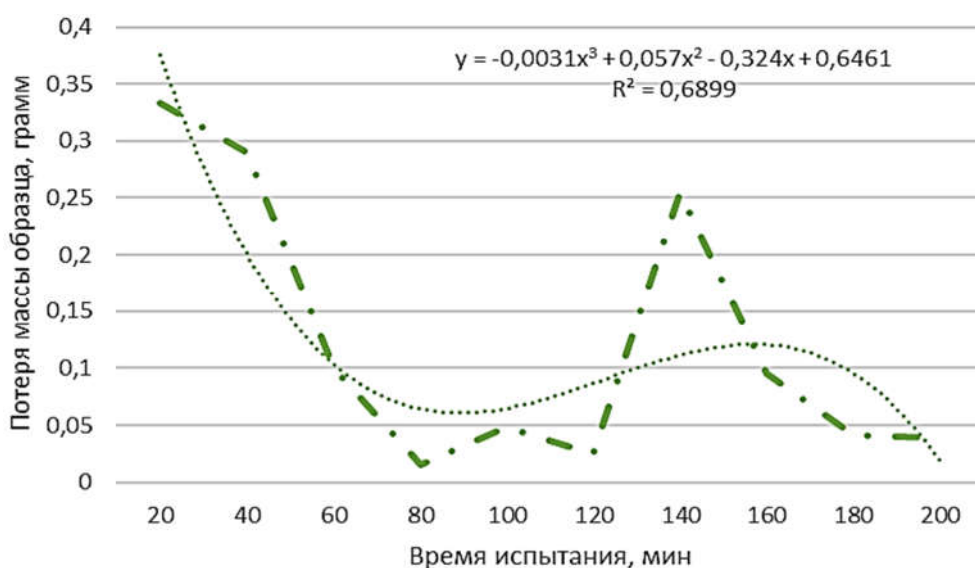


Рис. 19. График изменения массы образца 5 после каждого цикла в условиях трения скольжения образца, г/мин
 Fig. 19. Graph of the change in sample 5 mass after each cycle under sliding friction conditions, g/min

Обсуждение

Анализируя полученные результаты при абразивном изнашивании и истирании в условиях трения скольжения, целесообразно отметить, что большую износостойкость имел экспериментальный материал под номером 4. Низкой износостойкостью обладал материал под номером 1. Сравни-

тельные показатели по износу с сопоставлением твердости представлены в табл. 7.

Предположительно, такой характер износа связан с соотношением тугоплавких компонентов, таких как W (вольфрам) и WC (карбид вольфрама). Например, в материале под номером 1 вольфрам отсутствовал, в отличие от материала под номе-

ром 4, где присутствовал как вольфрам, так и карбид вольфрама. Стоит отметить, что в материале под номером 3 вольфрама и карбида вольфрама больше, чем в материале 4, но износостойкость ниже. Данное явление требует дополнительного изучения и определения рационального химиче-

ского состава тугоплавких компонентов. Касательно неравномерности износов между каждым циклом испытания, можно отметить, что в среднем потеря массы происходила равномерно, а зависимость имеет линейный характер.

Таблица 7

Результаты износа и твердости образцов

Table 7

Results of wear and hardness of samples

Номер состава	Убыль массы при абразивном износе, г, $m_{изн.}$	Убыль массы при адгезионном износе, г, $m_{изн.}$	Твердость, HRC*
1	4,985	2,893	46,6±1,5
2	4,222	1,242	51,5±1,5
3	3,616	1,188	52,0±1,5
4	3,485	0,867	48,0±1,5
5	4,75	1,478	43,5±1,5

* Показание твердомера 60,0 HRC на контрольном сертифицированном образце 61,1 HRC

Так же стоит отметить, что большей износостойкости соответствовала низкая твердость, по сравнению с материалами, которые обладали меньшей износостойкостью, например, составы под номерами 2 и 3.

Твердость материалов в диапазоне до 50 HRC при высокой износостойкости будет положительно сказываться на обрабатываемости данных материалов резанием. Следовательно, данный факт можно считать перспективным для разработки рационального соотношения тугоплавких ком-

понентов порошковой проволоки с последующим определением комплексной оценки материала, включающей износостойкость и обрабатываемость наплавочных материалов.

Следующим шагом является проведение комплекса экспериментальных исследований наплавочных материалов на обрабатываемость резанием, которые будут включать в себя оценку шероховатости обработанной поверхности, удаляемый объем металла, стойкость режущего инструмента.

СПИСОК ИСТОЧНИКОВ

1. Бабинiec А.А., Рябцев И.А., Кондратьев И.А., Рябцев И.И., Гордань Г.Н. Исследование термической стойкости наплавленного металла, предназначенного для восстановления прокатных валков // Автоматическая сварка. 2014. № 5. С. 17-21.
2. Титаренко В.И., Титаренко А.В., Ткаченко О.В., Голякевич А.А., Орлов Л.Н., Гилюк С.П. Наплавочные технологии, оборудование и материалы – эффективный инструмент сокращения расходов на промышленных предприятиях // Сварщик. 2009. №3. С. 22-27.
3. Соколов Г.Н., Зорин И.В., Артемьев А.А., Литвиненко-Арьков В.Б., Дубцов Ю.Н., Лысак В.И., Харламов В.О., Самохин А.В., Цветков Ю.В. Особенности формирования структуры и свойств наплавленных сплавов под влиянием наночастиц тугоплавких соединений // Физика и химия обработки материалов. 2014. № 2. С. 38-47.
4. Бердников С.Н., Подосян А.А., Вдовин К.Н., Бердников А.С. Причины поломки роликов МНЛЗ и поиск новых материалов и конструкций для их изготовления // Сталь. 2012. № 2. С. 95-98.
5. Дубровский С.А., Попов А.В., Горпинченко М.А. Восстановление роликов МНЛЗ методом электрошлакового переплава // Сталь. 2013. № 12. С. 48-50.
6. Устименко А.А., Киринос О.Я., Нерода В.Я., Горелов В.П., Возьянов Е.И., Артемов В.И., Зинковский Г.В. О принципиальных особенностях разработки, производства и применения наплавочных материалов, предназначенных для поверхностного упрочнения роликов МНЛЗ // Черная металлургия. Бюллетень научнотехнической и экономической информации. 2010. №1 (1321). С. 74-77.
7. Репников Н.И., Макаров А.В., Кудряшов А.Е., Бойко П.Ф., Мамкин В.А. Определение пер-

спективных наплавочных материалов для восстановления роликов вторичного охлаждения МНЛЗ с использованием структурных и трибологических методов исследований // Современные проблемы горно-металлургического комплекса. Наука и производство: материалы тринадцатой Всероссийской научно-практической конференции с международным участием. 2016. С. 280-284.

8. Соколов Г.Н., Артемьев А.А., Дубцов Ю.Н., Еремин Е.Н. Влияние азота и частиц карбонитрида титана на структуру и свойства металла системы Fe-C-Cr-Ni-Mo, наплавленного порошковой проволокой // Омский научный вестник. 2018. №2 (158). С. 15-19.
9. Кудряшов А.Е., Макаров А.В., Владимиров А.А. Повышение стойкости роликов рольганга методом электродуговой наплавки с применением перспективных наплавочных материалов, модифицированных тугоплавкими компонентами // Порошковая металлургия: инженерия поверхности, новые порошковые композиционные материалы. Сварка: Сборник докладов 12-го Международного симпозиума. В 2-х частях. 2021. С. 123-127.

REFERENCES

1. Babinets AA, Ryabtsev IA, Kondratyev IA, Ryabtsev II, Gordan GN. Study of the thermal stability of deposited metal intended for the restoration of forming rolls. *Automatic Welding*. 2014;5:17-21.
2. Titarenko VI, Titarenko AV, Tkachenko OV, Golyakevich AA, Orlov LN, Giyuk SP. Surfacing technologies, equipment and materials – an effective tool for reducing costs in industrial enterprises. *Svarshchik*. 2009;3:22-27.
3. Sokolov GN, Zorin IV, Artemyev AA, Litvinenko Arkov VB, Dubtsov YuN, Lysak VI, Kharlamov VO, Samokhin AV, Tsvetkov YuV. Features of forming the structure and properties of deposited alloys under the influence of nanoparticles of refractory compounds. *Physics and Chemistry of Materials Treatment*. 2014;2:38-47.
4. Berdnikov SN, Podosyan AA, Vdovin KN, Berdnikov AS. Causes of failure of strand casting rolls and the search for new materials and structures for their manufacture. *Stal (Steel)*. 2012;2:95-98.
5. Dubrovsky SA, Popov AV, Gorpichenko MA. Restoration of strand casting rolls by electros slag remelting. *Stal (Steel)*. 2013;12:48-50.
6. Ustimenko AA, Kirnos OYa, Neroda VYa, Gorelov VP, Vozyanov EI, Artemov VI, Zinkovsky GV. On the fundamental features of the development, production and application of surfacing materials intended for surface hardening of strand casting rolls. *Ferrous Metallurgy. Bulletin of Scientific, Technical and Economic Information*. 2010;1(1321):74-77.
7. Repnikov NI, Makarov AV, Kudryashov AE, Boyko PF, Mamkin VA. Determination of promising surfacing materials for the restoration of rolls of

secondary cooling strand casting using structural and tribological research methods. *Proceedings of the Thirteenth All-Russian Scientific and Practical Conference with International participation*, 2016: Modern Problems of Mining and Metallurgical Complex. Science and Production. 2016. p. 280-284.

8. Sokolov GN, Artemyev AA, Dubtsov YuN, Eremine EN. The influence of nitrogen and titanium carbonitride particles on structure and properties of metal FeC-Cr-Ni-Mo system deposited by flux wire. *Omsk Scientific Bulletin*. 2018;2(158):15-19.
9. Kudryashov AE, Makarov AV, Vladimirov AA. Increasing the durability of gravity roll carrier elements by electric arc surfacing using advanced surfacing materials modified with refractory components. *Collection of Reports of the 12th International Symposium Powder Metallurgy, 2021: Surface Engineering, New Powder Composite Materials. Welding*; 2021. p. 123-127.
10. Novotochinov AP, Vladimirov A. Rational composition of refractory components of welding wire to ensure wear resistance of working surfaces of parts. *Bulletin of BSTU named after V.G. Shukhov*. 2025;2:117-129. DOI: 10.34031/2071-7318-2024-10-2-117-129.
11. Novotochinov AP. Investigation of the abrasive wear resistance of ASM-4430 surfacing materials modified with refractory components. *Proceedings of the XX All-Russian Scientific and Practical Conference of Students and Postgraduates, 2024: Modern Problems of Mining and Metallurgical Complex. Science and Production; Stary Oskol*; 2024.

12. Novotochinov AP. Investigation of adhesive wear resistance of ASM-4430 surfacing materials modified with refractory components Proceedings of the XX All-Russian Scientific and Practical Conference

of Students and Postgraduates, 2024: Modern Problems of Mining and Metallurgical Complex. Science and Production; Stary Oskol; 2024.

Информация об авторах:

Новоточинов Александр Петрович – аспирант кафедры технологии и оборудования в металлургии и машиностроении им. В.Б. Крахта, Author-ID-РИНЦ 1286628, тел.: +79996079769.

Владимиров Александр Андреевич – кандидат технических наук, доцент кафедры технологии и оборудования в металлургии и машиностроении им. В.Б. Крахта, международные идентификационные номера автора: Scopus-Author ID 57214578618, Research-ID-Web of Science AAW-8223-2020, Author-ID-РИНЦ 818516, тел. +79205605185.

Novotochinov Aleksandr Petrovich – Postgraduate student of the Department of Technology and Equipment in Metallurgy and Machine Building named after V.B. Krakht, Author-ID-RSCI 1286628, phone: +79996079769.

Vladimirov Aleksandr Andreevich – Candidate of Technical Sciences, Associate Professor of the Department of Technology and Equipment in Metallurgy and Machine Building named after V.B. Krakht, Scopus-Author ID 57214578618, Research-ID-Web of Science AAW-8223-2020, Author-ID-RSCI 818516, phone: +79205605185.

Вклад авторов: все авторы сделали эквивалентный вклад в подготовку публикации.
Contribution of the authors: the authors contributed equally to this article.

Авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов.
The authors declare no conflicts of interests.

Статья опубликована в режиме Open Access.
Article published in Open Access mode.

Статья поступила в редакцию 28.04.2025; одобрена после рецензирования 14.07.2025; принята к публикации 28.07.2025. Рецензент – Шалыгин М.Г., доктор технических наук, доцент Брянского государственного технического университета, член редсовета журнала «Транспортное машиностроение».

The article was submitted to the editorial office on 28.04.2025; approved after review on 14.07.2025; accepted for publication on 28.07.2025. The reviewer is Shaligin M.G., Doctor of Technical Sciences, Associate Professor of Technical Sciences, Associate Professor of Bryansk State Technical University, member of the Editorial Council of the journal *Transport Engineering*.

Научная статья

Статья в открытом доступе

УДК 621.941.01

doi: 10.30987/2782-5957-2025-8-27-33

ВЛИЯНИЕ РЕЖИМОВ НА КОЭФФИЦИЕНТ ТРЕНИЯ В ЗОНЕ РЕЗАНИЯ ПРИ ТОЧЕНИИ СПЛАВА ТН1

Павел Валерьевич Целиков^{1✉}, Дмитрий Сергеевич Губин², Антон Геннадьевич Кисель³

^{1,3} Калининградский государственный технический университет, Калининград, Россия

² Омский государственный технический университет, Омск, Россия

¹ patersort@list.ru, <https://orcid.org/0009-0008-6040-0600>

² gubin.89@list.ru, <https://orcid.org/0000-0003-1825-1310>

³ anton.kisel@klgtu.ru, <https://orcid.org/0000-0002-8014-0550>

Аннотация

Цель исследования: определение рациональных режимов точения сплава ТН1 по наименьшему коэффициенту трения в зоне резания. Задачи, решению которых посвящена статья: составить план эксперимента по точению заготовки при различных режимах резания; измерить толщину стружки с помощью графического редактора Компас-3D для каждого режима резания; рассчитать величины коэффициента усадки стружки при каждом из режимов резания; определить расчетным путем величины коэффициента трения между стружкой и режущим инструментом; установить зависимость коэффициента трения от режимов резания; определить режим токарной обработки, при котором коэффициент трения принимает наименьшее значение. Для достижения поставленной цели были проведены

экспериментальные исследования для определения величин усадки стружки при различных режимах резания. По установленным значениям коэффициента усадки расчетным путем были определены коэффициенты трения в зоне резания между стружкой и передней поверхностью резца. В результате проведенных исследований были установлены эмпирические зависимости, позволяющие расчетным путем определить величину коэффициента трения между передней поверхностью резца и стружкой при точении сплава ТН1 с погрешностью менее 1,4%. Экспериментально определены рациональные режимы, соответствующие наименьшему коэффициенту трения в зоне резания.

Ключевые слова: сплав ТН1, токарная обработка, заготовка, резец, коэффициент трения.

Ссылка для цитирования:

Целиков П.В. Влияние режимов на коэффициент трения в зоне резания при точении сплава ТН1/ П.В. Целиков, Д.С. Губин, А.Г. Кисель // Транспортное машиностроение. – 2025. - № 8. – С. 27-33. doi: 10.30987/2782-5957-2025-8-27-33.

Original article

Open Access Article

EFFECT OF MODES ON FRICTION COEFFICIENT IN THE CUTTING AREA WHEN TURNING TN1 ALLOY

Pavel Valerievich Tselikov^{1✉}, Dmitry Sergeevich Gubin², Anton Gennadievich Kisel³

^{1,3} Kaliningrad State Technical University, Kaliningrad, Russia

² Omsk State Technical University, Omsk, Russia

¹ patersort@list.ru; <https://orcid.org/0009-0008-6040-0600>

² gubin.89@list.ru; <https://orcid.org/0000-0003-1825-1310>

³ anton.kisel@klgtu.ru; <https://orcid.org/0000-0002-8014-0550>

Abstract

The study objective is to determine the rational turning modes of TN1 alloy according to the lowest friction coefficient in the cutting area. The tasks to which the paper is devoted are: to draw up an experi-

ment plan for turning the workpiece under various cutting modes; to measure the chip thickness using Compass-3D graphic editor for each cutting mode; to calculate the values of the chip shrink factor for each of the

cutting modes; to calculate the values of friction coefficient between the chip and the cutting tool; to find the dependence of friction coefficient from cutting modes; to determine the turning mode in which friction coefficient has the lowest value. To achieve this goal, experimental studies are conducted to determine the values of chip shrinkage under various cutting modes. According to the found values of the shrink factor, the friction coefficients in the cutting area between the chips and the front surface of the cutter are calculated.

Reference for citing:

Tselikov PV, Gubin DS, Kisel AG. Effect of modes on friction coefficient in the cutting area when turning TN1 alloy. Transport Engineering. 2025;8:27-33. doi: 10.30987/2782-5957-2025-8-27-33.

Введение

Процессы обработки металлических заготовок резанием сопровождаются такими явлениями в зоне обработки, как:

- внутреннее трение, возникающее при деформации обрабатываемого материала;
- трение между поверхностями инструмента, стружки и обработанной (обрабатываемой) части заготовки;
- как следствие – выделение и распределение теплоты, возникновение сил резания, деформирующих заготовку и инструмент, появление и развитие износа режущего инструмента.

Названные явления негативно влияют на качество получаемой поверхности, точность размеров детали, стойкость инструмента и на себестоимость обработки в целом. Поэтому действия, направленные на устранение или снижение влияния негативных факторов, возникающих при резании, являются актуальными.

Повышения эффективности обработки (снижения степени воздействия негативных факторов) можно достигнуть различными способами:

- назначение рациональных режимов резания [1, 2, 3];
- выбор рациональной стратегии обработки [4, 5, 6];
- применение эффективных смазочно-охлаждающих жидкостей (СОЖ) [7, 8, 9];

Материалы, модели, эксперименты и методы

Исследования проводились на токарном станке с ЧПУ модели УТС6 (рис. 1). Смазочно-охлаждающие жидкости при ис-

As a result of the research, empirical dependences are found that make it possible to calculate the value of the friction coefficient between the front surface of the cutter and the chips when turning TN1 alloy with an error of less than 1.4%. The rational modes corresponding to the lowest friction coefficient in the cutting area are experimentally determined.

Keywords: TN1 alloy, turning, workpiece, cutter, friction coefficient.

– применение режущих инструментов из стойких к изнашиванию материалов, с оптимальной геометрией и износостойкими покрытиями [10, 11, 12];

– воздействие на инструмент или заготовку физических или химических процессов, позволяющих снизить силу трения и силу резания, уменьшить выделение тепла, повысить износостойкость инструмента и т.п. [13, 14, 15].

Целью данной работы является определение рациональных режимов точения сплава ТН1 по наименьшему коэффициенту трения в зоне резания. Для достижения поставленной цели необходимо решить следующие задачи:

1. Составить план эксперимента по точению заготовки при различных режимах резания;
2. Измерить толщину стружки с помощью графического редактора Компас-3D для каждого режима резания;
3. Рассчитать величины коэффициента усадки стружки при каждом из режимов резания;
4. Определить расчетным путем величины коэффициента трения между стружкой и режущим инструментом;
5. Установить зависимость коэффициента трения от режимов резания;
6. Определить режим токарной обработки, при котором коэффициент трения принимает наименьшее значение.

пытаниях не применялись для обеспечения меньшего количества влияющих факторов.

В качестве режущего инструмента применялся токарный резец со сменной твердосплавной режущей пластиной *CCMT09T308-EM* производства компании *ZCC-CT* с покрытием *PVD*. Данная режущая пластина может применяться для чистовых и получистовых режимов обработки заготовок из жаропрочных и коррозионностойких сплавов. Геометрические параметры режущего инструмента: главный передний угол $\gamma = 0^\circ$, главный задний угол $\alpha = 7^\circ$, главный угол в плане $\phi = 90^\circ$, угол при вершине в плане $\epsilon = 80^\circ$.

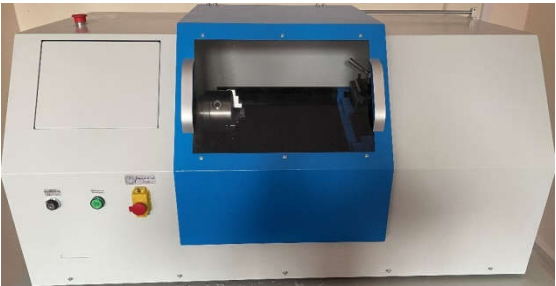


Рис. 1. Станок с ЧПУ модели UTC6
Fig. 1. CNC machine model UTS6

Заготовка была изготовлена из сплава ТН1 и имела диаметр 10 мм. Применявшиеся при исследованиях режимы обработки, соответствующие используемым на машиностроительных

предприятиях при точении исследуемого материала, представлены в табл. 1. В процессе испытаний производился сбор получаемой стружки для каждого из применяемых режимов резания. В качестве измеряемого параметра для оценки коэффициента усадки была принята толщина стружки. Это обосновано тем, что по величине усадки можно рассчитать средний коэффициент трения между стружкой и передней поверхностью режущей пластины [16]. Для расчета коэффициента трения применялась схема стружкообразования, представленная в данной публикации, показана на рис. 2.

Таблица 1
Table 1

План эксперимента
Experimental plan

№ опыта	V , м/мин	S , мм/об	t , мм
1	5	0,03	0,1
2	30	0,03	0,1
3	5	0,2	0,1
4	30	0,2	0,1
5	5	0,03	0,3
6	30	0,03	0,3
7	5	0,2	0,3
8	30	0,2	0,3

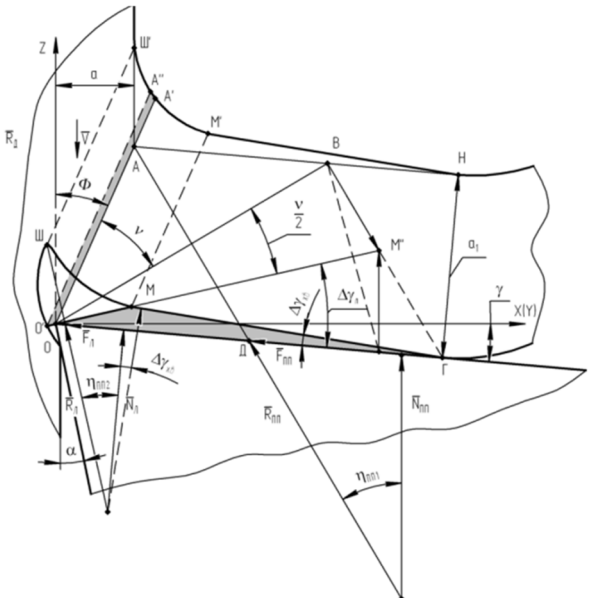


Рис. 2. Коррекционная схема безламельного стружкообразования [16]
Fig. 2. Correction scheme of lamelless chip formation [16]

Расчетная формула для определения коэффициента трения имеет вид [16]:

$$\mu = \operatorname{tg} \left(22,5 + \Delta\gamma_{\text{хв}} - \frac{\Phi - \gamma}{4} \right), \quad (1)$$

где $\Delta\gamma_{\text{хв}}$ – дополнительный положитель-

ный передний угол, °; Φ – угол сдвига, °; γ – главный передний угол, °. Поскольку при точении титано-никелевых сплавов нарост на передней поверхности не образуется, а застойная зона мала, принято допущение, что угол $\Delta\gamma_{\text{хв}}$ равен 0.

Определение угла сдвига Φ производилось на основе формулы Тиме для расчета коэффициента усадки стружки K_y по толщине срезаемого слоя a , мм, и толщине стружки a_c , мм:

$$K_y = \frac{a_c}{a} = \frac{\cos(\Phi - \gamma)}{\sin\Phi}. \quad (2)$$

Поскольку главный угол в плане $\varphi=90^\circ$, как было сказано ранее, толщина срезаемого слоя a , мм, равняется величине подачи S , мм/об.

После преобразований была получена следующая формула для расчета угла сдвига:

Результаты

В результате проведенных экспериментальных исследований после выполнения расчетов по выражениям (3) и (1) были получены величины коэффициентов усадки стружки и коэффициентов трения между стружкой и передней поверхностью режущей пластины для каждого из применявшихся режимов.

Установленные величины представлены в табл. 2.

Обсуждение/Заключение

Для оценки взаимосвязи коэффициента трения в зоне обработки и применяемых режимов резания при точении заготовки из сплава ТН1 в работе по экспериментальным данным были рассчитаны коэффициенты и выведены зависимости вида:

$$\mu = CV^X S^Y, \quad (4)$$

где C , X , Y – постоянные коэффициенты.

Поскольку предварительный расчет дал большую погрешность при выведении

$$\Phi = \arccos \frac{\left(\frac{a_c}{a} - \sin\gamma \right)}{\cos\gamma}. \quad (3)$$

Параметры стружки измерялись с помощью цифрового микроскопа с последующей обработкой изображений в системе КОМПАС-3D после масштабирования до реальных размеров измеряемого объекта с помощью тарировочной шкалы. Один из примеров полученных изображений стружки представлен на рис. 3.

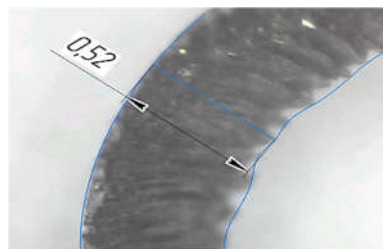


Рис. 3. Пример измерения толщины стружки из сплава ТН1

Fig. 3. An example of measuring the thickness of TN1 alloy chips

Таблица 2
Результаты расчетов коэффициента усадки и коэффициента трения

Table 2
The results of calculations of the coefficient of shrinkage and coefficient of friction

№ опыта	K_y	μ
1	8,667	0,521
2	3,05	0,458
3	0,835	0,299
4	0,643	0,265
5	15,7	0,537
6	3,683	0,474
7	1,998	0,414
8	1,183	0,346

зависимости для всего плана экспериментов, было решено строить зависимости для разных глубин резания по отдельности. Причиной невозможности получения зависимости для всего плана может служить отличие происходящих процессов при разных глубинах резания в связи со склонностью обрабатываемого материала к наклепу в поверхностном слое [17]. Установленные значения констант для формулы (4) представлены в табл. 3.

Таблица 3
Рассчитанные коэффициенты
эмпирических зависимостей

Table 3

*Calculated coefficients
of empirical dependencies*

Константы	Значения при t	
	0,1 мм	0,3 мм
C	0,20925	0,36752
X	-0,06909	-0,08504
Y	-0,29113	-0,15113

С целью определения погрешности расчета по полученным зависимостям в формулу (4) были подставлены соответствующие коэффициенты и рассчитаны величины коэффициентов трения для каждого из применявшихся режимов, после чего были определены относительные погрешности расчета.

Оценка результатов, представленных в табл. 4 показывает, что погрешность расчета по выведенным зависимостям составляет менее 1,4 %, что является достаточно большой точностью.

Таким образом, формулы для расчета коэффициента трения между стружкой и передней поверхностью резца с применявшимися геометрическими параметрами при точении заготовок из сплава ТН1 будут иметь вид:

– для глубины резания $t = 0,1$ мм:
 $\mu = 0,20925V^{-0,06909}S^{-0,29113}$; (5)

– для глубины резания $t = 0,3$ мм:
 $\mu = 0,36752V^{-0,08504}S^{-0,15113}$. (6).

Таблица 4
Результаты расчетов по эмпирическим
зависимостям

Table 4

*The results of calculations based
on empirical dependencies*

№ опыта	μ	$\mu_{\text{расч}}$	$\delta, \%$
1	0,521	0,520	-0,212
2	0,458	0,459	0,213
3	0,299	0,299	0,213
4	0,265	0,264	-0,212
5	0,537	0,545	1,364
6	0,474	0,468	-1,345
7	0,414	0,409	-1,345
8	0,346	0,351	1,364

Также по полученным результатам можно сделать вывод о наиболее рациональных режимах резания по коэффициенту трения для описанных условий точения при:

– глубине резания $t = 0,1$ мм рациональным режимом является: $V = 30$ м/мин, $S = 0,2$ мм/об;

– глубине резания $t = 0,3$ мм рациональным режимом является: $V = 30$ м/мин, $S = 0,2$ мм/об.

Таким образом, при выбранных глубинах резания в обоих случаях следует назначать скорость резания $V=30$ м/мин и подачу $S=0,2$ мм/об, что обеспечит наименьший коэффициент трения в зоне резания: при $t = 0,1$ мм $\mu = 0,265$; при $t = 0,3$ мм $\mu = 0,351$.

СПИСОК ИСТОЧНИКОВ

1. К вопросу о назначении рациональных режимов резания на токарных и расточных операциях / А. А. Жданов, А. А. Кожевникова, Р. Н. Саловаров, Д. С. Субботин // Известия Волгоградского государственного технического университета. 2025. № 1(296). С. 14-17. – DOI 10.35211/1990-5297-2025-1-296-14-17.
2. Анализ используемых методик для назначения режимных условий процесса резания / В. Ф. Безъязычный, М. В. Тимофеев, Р. Н. Фоменко, Э. В. Киселев // Технология металлов. 2017. № 12. С. 2-10.
3. Влияние режимов механической обработки стали 38ХНЗМФА на величину остаточных напряжений / О. Ю. Александрова, А. А. Ширяев, А. В. Снегирева [и др.] // Вестник Пермского национального исследовательского политехнического университета. Машиностроение, материаловедение. 2018. Т. 20, № 1. С. 27-33. – DOI 10.15593/2224-9877/2018.1.03.
4. Improving the efficiency of technological preparation of single and small batch production based on simulation modeling / S. A. Lyubomudrov, I. N. Khrustaleva, A. A. Tolstoles, A. P. Maslakov // Journal of Mining Institute. 2019. Vol. 240. P. 669-677. – DOI 10.31897/PMI.2019.6.669.
5. Simulation Modeling Features of Various Machine-Building Enterprise Types / V. Dolgov, P. Nikishechkin, S. Ivashin, N. Dolgov // MATEC Web of Conferences. 2021. Vol. 346. P. 03079. – DOI 10.1051/matecconf/202134603079.
6. Наумкин, И. А. Анализ существующих моделей технологической подготовки производства на машиностроительных предприятиях / И. А.

- Наумкин // Научный аспект. 2024. Т. 51, № 6. С. 6470-6474.
7. Абишев, К. К. Влияние смазочно-охлаждающих жидкостей на качество обработки в машиностроении / К. К. Абишев, Р. Б. Муканов, А. В. Маздубай // EurasiaScience : Сборник статей LXIV международной научно-практической конференции, Москва, 30 сентября 2024 года. Москва: Общество с ограниченной ответственностью «Актуальность РФ», 2024. С. 55-58.
 8. Возможности прогнозирования показателей шероховатости поверхности при токарной обработке стальных заготовок твердосплавными резцами с применением СОТС / А. А. Жданов, Ж. С. Тихонова, Д. П. Линьков, А. Г. Минаева // Известия Волгоградского государственного технического университета. 2023. № 3(274). С. 14-18. – DOI 10.35211/1990-5297-2023-3-274-14-18.
 9. Гайфуллин, И. И. Влияние физико-химических параметров смазочно-охлаждающих технологических сред на силовые показатели процесса лезвийной обработки / И. И. Гайфуллин, А. М. Пласин, В. Ю. Пиунов // Сибирский аэрокосмический журнал. 2023. Т. 24, № 2. С. 385-395. – DOI 10.31772/2712-8970-2023-24-2-385-395.
 10. Соколов, А. Г. Влияние диффузионного титанирования из среды легкоплавких жидкометаллических растворов на работоспособность режущего твердосплавного инструмента типа ТК и ВК / А. Г. Соколов, Э. Э. Бобылев // Обработка металлов (технология, оборудование, инструменты). 2018. Т. 20, № 4. С. 46-59. – DOI 10.17212/1994-6309-2018-20.4-46-59.
 11. Особенности процессов высокоскоростного фрезерования сложного профиля инструментом при обработке алюминиевых сплавов и композиционных материалов / М. С. Вакулин, Ю. И. Гордеев, В. Б. Ясинский [и др.] // Сибирский аэрокосмический журнал. 2023. Т. 24, № 3. С. 570-588. – DOI 10.31772/2712-8970-2023-24-3-570-588.
 12. Бобылев, Э. Э. Повышение эксплуатационных свойств режущего твердосплавного инструмента за счет диффузионной металллизации из среды легкоплавких жидкометаллических расплавов : специальность 05.16.06 "Порошковая металлургия и композиционные материалы" : автореферат диссертации на соискание ученой степени кандидата технических наук / Бобылев Эдуард Эдуардович. Новочеркасск, 2020. 22 с.
 13. Левченко, Е. А. Технологическое обеспечение качества поверхностного слоя и эксплуатационных свойств деталей при виброабразивной обработке с применением ультразвука / Е. А. Левченко, Л. Л. Новиков // Вестник современных технологий. 2024. № 1(33). С. 14-20.
 14. Шаповалова, Г. Я. Исследование влияния предварительного нагрева заготовки на качество поверхностного слоя деталей / Г. Я. Шаповалова // Ресурсосберегающие технологии производства и обработки давлением материалов в машиностроении. 2019. № 4(29). С. 27-35.
 15. Иноземцев, В. Е. Исследование применения совмещённых методов обработки медных и алюминиевых сплавов / В. Е. Иноземцев // Вестник Брянского государственного технического университета. 2020. № 11(96). С. 26-35. – DOI 10.30987/1999-8775-2020-11-26-35.
 16. Баннов, К. В. Коэффициент трения в процессе направленного разрушения металлов резанием / К. В. Баннов, В. С. Матвеев // Известия Самарского научного центра Российской академии наук. 2012. Т. 14, № 1-2. С. 388-391.
 17. Целиков, П. В. Исследование изнашивания режущего инструмента при точении сплава ТН1 / П. В. Целиков, А. Г. Кисель // Системы. Методы. Технологии. 2025. № 2(66). С. 43-49. – DOI 10.18324/2077-5415-2025-2-43-49.

REFERENCES

1. Zhdanov AA, Kozhevnikova AA, Salovarov RN, Subbotin DS. On the issue of assigning rational cutting modes for turning and boring operations. Izvestia VSTU. 2025;1(296):14-17. DOI 10.35211/1990-5297-2025-1-296-14-17.
2. Bezyazychny VF, Timofeev MV, Fomenko RN, Kiselev EV. Analysis of the methods used to determine the pressure conditions of cutting. Tekhnologiya Metallov. 2017;12:2-10.
3. Aleksandrova OYu, Shiryaev AA, Snegireva AV, Trofimov VN, Rarmanov VV. Influence of the modes of mechanical processing of steel 38KH3MFA on the value of residual macrostresses. Bulletin of PNRPU. Mechanical Engineering, Materials Science. 2018;20(1):27-33. DOI 10.15593/2224-9877/2018.1.03.
4. Lyubomudrov SA, Khrustaleva IN, Tolstoles AA, Maslakov AP. Improving the efficiency of technological preparation of single and small batch production based on simulation modeling. Journal of Mining Institute. 2019;240:669-677. DOI 10.31897/PMI.2019.6.669.
5. Dolgov V, Nikishechkin P, Ivashin S, Dolgov N. Simulation modeling features of various machine-building enterprise types. MATEC Web of Conferences. 2021;346:03079. DOI 10.1051/mateconf/202134603079.
6. Naumkin, IA. Analysis of existing models of technological preparation of production at machine-building enterprises. Nauchnyy Aspekt. 2024;51(6):6470-6474.
7. Abishev KK, Mukanov RB, Mazdubai AV. Influence of lubricating and cooling fluids on the quality of treatment in mechanical engineering. EurasiaScience: Collection of Papers of the LXIV International Scientific and Practical conference, September 30, 2024. Moscow: Aktualnost RF; 2024.
8. Zhdanov AA, Tikhonova ZhS, Linkov DP, Minaeva AG. Possibilities of prediction of surface roughness indicators when turning steel blanks with car-

- bide cutter. *Izvestia VSTU*. 2023;3(274):14-18. DOI 10.35211/1990-5297-2023-3-274-14-18.
9. Gaifullin II, Plaksin AM, Piunov VYu. Influence of physical and chemical properties of cutting fluids on the cutting force of the cutting process. *The Siberian Aerospace Journal*. 2023;24(2):385-395. DOI 10.31772/2712-8970-2023-24-2-385-395.
 10. Sokolov AG, Bobylev EE. Influence of the diffusion titanizing from low-melting liquid metal medium on the performance of Ti-WC-Co and WC-Co cutting carbide-tipped tool. *Obrabotka Metallov/Metal Working and Material Science*. 2018;20(4):46-59. DOI 10.17212/1994-6309-2018-20.4-46-59.
 11. 11. Vakulin MS, Gordeev YuI, Yasinsky VB, Binchurov AS, Timoshev PV. Features of processes of high-speed milling with a complex profile tool in the processing of aluminum alloys and composite materials. *The Siberian Aerospace Journal*. 2023;24(3):570-588. DOI 10.31772/2712-8970-2023-24-3-570-588.
 12. 12. Bobylev EE. Improving the operational properties of cutting carbide tools due to diffusion metalization from the medium of easily fusible liquid metal melts [abstract of dissertation]. [Novocherkassk (RF)]; 2020.
 13. 13. Levchenko EA, Novikov LL. Technological assurance of the surface layer quality and the operational properties of parts during vibration-abrasive treatment using ultrasound. *Journal of Modern Technologies*. 2024;1(33):14-20.
 14. 14. Shapovalova GYa. Investigation of the effect of precreating the workpiece on the quality of the surface layer of parts. *Resource-saving technologies of production and forming materials in mechanical engineering*. 2019;4(29):27-35.
 15. 15. Inozemtsev VE. Investigation of combined method use for copper and aluminum alloy processing. *Bulletin of Bryansk State Technical University*. 2020;11(96):26-35. DOI 10.30987/1999-8775-2020-11-26-35.
 16. 16. Matveev VS, Bannov KV. Friction coefficient in the course of metals directional destruction by cutting. *Izvestia of Samara Scientific Center of the Russian Academy of Sciences*. 2012;14(1-2):388-391.
 17. 17. Tselikov PV, Kisel AG. Investigation of the dependence of the wear intensity of the cutting tool during turning of TN1 alloy. *Systems. Methods. Technologies*. 2025;2(66):43-49. DOI 10.18324/2077-5415-2025-2-43-49.

Информация об авторах:

Целиков Павел Валерьевич – аспирант кафедры «Инжиниринга технологического оборудования» ФГБОУ ВО «Калининградский государственный технический университет».

Губин Дмитрий Сергеевич – инженер кафедры «Материаловедение и технологии материалов»

Tselikov Pavel Valerievich – Postgraduate student of the Department of Engineering of Technological Equipment, Kaliningrad State Technical University.

Gubin Dmitry Sergeevich – Engineer of the Department of Materials Science and Technology of Materials, Omsk State Technical University.

ФГАОУ ВО «Омский государственный технический университет».

Кисель Антон Геннадьевич – кандидат технических наук, доцент, доцент кафедры «Инжиниринга технологического оборудования» ФГБОУ ВО «Калининградский государственный технический университет», тел. +7-999-458-08-25.

Kisel Anton Gennadievich – Candidate of Technical Sciences, Associate Professor of the Department of Engineering of Technological Equipment, Kaliningrad State Technical University, phone: +7-999-458-08-25.

Вклад авторов: все авторы сделали эквивалентный вклад в подготовку публикации.

Contribution of the authors: the authors contributed equally to this article.

Авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов.

The authors declare no conflicts of interests.

Статья опубликована в режиме Open Access.

Article published in Open Access mode.

Статья поступила в редакцию 08.07.2025; одобрена после рецензирования 09.07.2025; принята к публикации 28.07.2025. Рецензент – Нагоркин М.Н., доктор технических наук, доцент Брянского государственного технического университета.

The article was submitted to the editorial office on 08.07.2025; approved after review on 09.07.2025; accepted for publication on 28.07.2025. The reviewer is Nagorkin M.N., Doctor of Technical Sciences, Associate Professor of Bryansk State Technical University.

Научная статья

Статья в открытом доступе

УДК 621.822.72

doi: 10.30987/2782-5957-2025-8-34-44

СПЕЦИФИКА ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ В ВЫСОКОСКОРОСТНЫХ ШПИНДЕЛЬНЫХ УЗЛАХ ПРИ РЕМОНТЕ

Александр Владимирович Хандожко^{1✉}, Андрей Николаевич Щербаков², Светлана Олеговна Федонина³, Нина Юрьевна Лакалина⁴

^{1,2,3,4,5} Брянский государственный технический университет, Брянск, Россия

¹ chandosh@yandex.ru, <https://orcid.org/0000-0002-0604-8537>

² taiga78@list.ru, <https://orcid.org/0000-0002-1485-0415>

³ fedonina.sv2015@gmail.com, <https://orcid.org/0000-0002-0472-4845>

⁴ uhastyi@mail.ru, <https://orcid.org/0000-0003-4947-2431>

Аннотация

Рассмотрены конструктивные решения, используемые в шпиндельных узлах массовых современных металлорежущих станков, а также особенности ремонта подшипниковых опор. Основное внимание уделено специфике использования подшипников качения в высокоскоростных шпиндель-

ных узлах, их подбору, подготовке к установке и установке.

Ключевые слова: шпиндельный узел, подшипники, прикатка, вибродиагностика, дуплексирование, смазочный материал.

Ссылка для цитирования:

Хандожко А.В. Специфика использования подшипников качения в высокоскоростных шпиндельных узлах при ремонте / А.В. Хандожко, А.Н. Щербаков, С.О. Федонина, Н.Ю. Лакалина // Транспортное машиностроение. – 2025. – № 8. – С. 34-44. doi: 10.30987/2782-5957-2025-8-34-44.

Original article

Open Access Article

SPECIFIC CHARACTER OF USING ROLLING BEARINGS IN HIGH-SPEED SPINDLE ASSEMBLIES DURING REPAIR

Aleksandr Vladimirovich Khandozhko^{1✉}, Andrey Nikolaevich Shcherbakov², Svetlana Olegovna Fedonina³, Nina Yurievna Lakalina⁴

^{1,2,3,4,5} Bryansk State Technical University, Bryansk, Russia

¹ chandosh@yandex.ru, <https://orcid.org/0000-0002-0604-8537>

² taiga78@list.ru, <https://orcid.org/0000-0002-1485-0415>

³ fedonina.sv2015@gmail.com, <https://orcid.org/0000-0002-0472-4845>

⁴ uhastyi@mail.ru, <https://orcid.org/0000-0003-4947-2431>

Abstract

Design solutions used in spindle assemblies of modern mass-produced metal-cutting machines as well as the repair features of bearing supports are considered. The main attention is paid to the specific character of using rolling bearings in high-speed spindle as-

semblies, their selection, preparation for installation and installation itself.

Keywords: spindle assembly, bearings, roll-on, vibration diagnostics, duplexing, lubricant.

Reference for citing:

Khandozhko AV, Shcherbakov AN, Fedonina SO, Lakalina NYu. Specific character of using rolling bearings in high-speed spindle assemblies during repair. Transport Engineering. 2025;8:34-44. doi: 10.30987/2782-5957-2025-8-34-44.

Модульные принципы конструирования и производства давно известны, широко применяются в разных отраслях машиностроения. Не является исключением и станкостроение. Широкая кооперация отдельных предприятий позволяет им специализироваться на отдельных деталях, узлах, комплектах. Этот процесс затронул производство шарико-винтовых передач, линейных и иных направляющих, элементов приводов, включая шпиндельные узлы и др. В современных станках широко используют модульные шпиндельные узлы. Такие узлы в значительной мере автономны, взаимозаменяемы. Это упрощает как их изготовление, так и ремонт станочного оборудования. Новый модуль ставят на замену вышедшему из строя, который ремонтируется на специализированных ремонтных предприятиях или непосредственно у производителя данного типоразмера модуля. Процесс замены шпинделя составляет всего лишь несколько часов. Это очень важно для эксплуатанта станка, для которого простой оборудования может принести организационно-финансовые потери, превышающие стоимость ремонта. Определенная универсальность шпиндельных модулей определила их использование различными производителями станочного оборудования, позволив существенно увеличить масштабы производства на специализированных заводах, перейдя к серий-

ному и даже крупносерийному типу производства.

Модульные решения для шпиндельных узлов оказались востребованными для относительно небольших фрезерных станков с программным управлением, ориентированных на получистовую и чистовую обработку (рис. 1). Работают они преимущественно твердосплавным инструментом (сборным и цельным). Для обеспечения рациональной скорости резания обработку приходится вести при высоких частотах вращения шпинделя (ЧВШ) – до $10000...20000 \text{ мин}^{-1}$ в зависимости от типоразмера обрабатываемой детали. Ранее такие ЧВШ были более характерны для внутришлифовальных станков и алмазно-расточных станков. Соответственно для таких шпинделей были разработаны типовые конструктивные решения, которые учитывали специфику работы узла при высоких частотах вращения и относительно малых силовых нагрузках.

В той или иной мере эти решения использованы и в современных шпиндельных модулях фрезерных станков.

Основные вопросы при проектировании, изготовлении и эксплуатации таких шпиндельных модулей связаны с проблемой работы подшипниковых узлов в таком диапазоне ЧВШ и соответствующих нагрузках.



Рис. 1. Внешний вид комплектного шпиндельного узла (модуля)

Fig. 1. Appearance of the complete spindle assembly (module)

У этой проблемы несколько сторон. В первую очередь это принципиальная возможность подшипников качения рабо-

тать в требуемом диапазоне ЧВШ и нагрузок. Есть и другие вопросы, например, вопросы шума, вибрации и борьбу с ними,

смазка, теплообмен, проблемы балансировки и надежности крепления инструмента и др. Рассмотрим в данной работе лишь вопросы проектирования и восстановления подшипниковых узлов, в том числе и с точки зрения импортозамещения.

Предельные частоты вращения подшипников регламентированы стандартами или другими документами. Быстроходность подшипников характеризует скоростной параметр. Для подшипников качения, которые применяются исключительно в модульных шпиндельных конструкциях, он определяется как $d_m \times n$, где d_m – диаметр окружности, проходящей через центры тел качения, мм, n – частота вращения, мин^{-1} .

К сожалению, в последние годы в нашей стране к подшипниковой отрасли проявлялось крайне мало внимания, как с

научной, так и инженерной точки зрения. В значительной мере по этой причине в стране нет собственного производства шпиндельных модулей, а ремонт импортных производится с использованием зарубежных подшипников или остатков советского производства.

Подшипниковые узлы шпинделей чаще всего созданы на радиально-упорных шариковых подшипниках. При этом основные схемы компоновки подшипниковых опор известны и применяются практически без вариаций всеми производителями. Используют чаще всего решение, характерное для шпинделей внутришлифовальных станков. Имеются две опоры, каждая из которых собрана по схеме «тандем», сами опоры относительно друг друга собраны по схеме «О» (рис. 2).

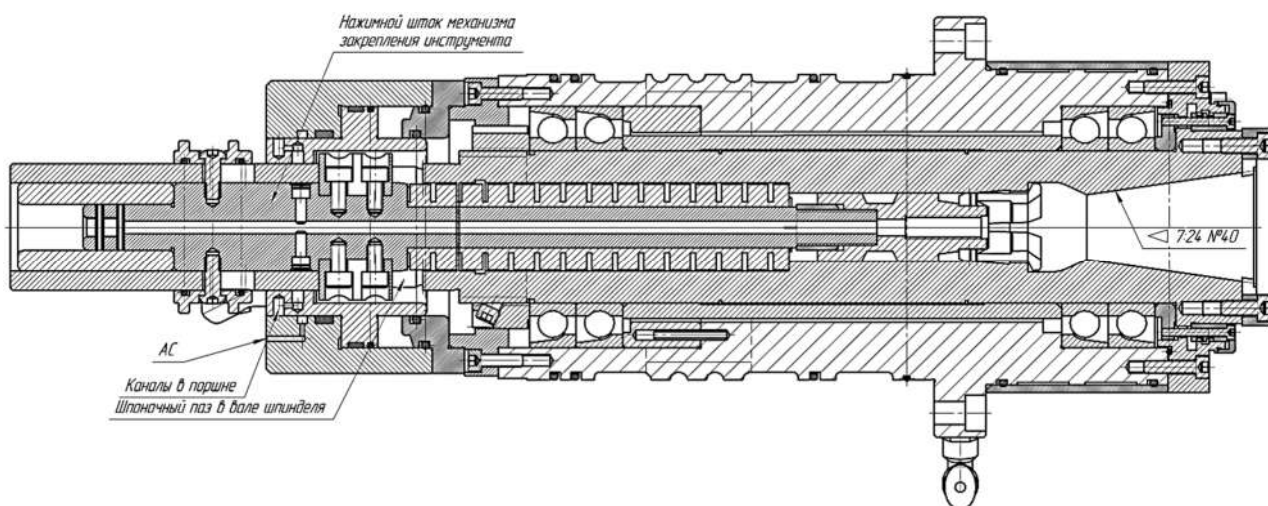


Рис. 2. Пример типовой конструкции шпиндельного модуля для фрезерных станков с ЧПУ
Fig. 2. Example of a typical spindle module design for CNC milling machines

При этом передняя опора жесткая, задняя плавающая. Наружные обоймы подшипника задней опоры контактируют с опорным кольцом, поджатым комплектом пружин. Данная схема обеспечивает компенсацию температурных деформаций, возникающих при эксплуатации. Естественно, нагрузки вытягивания подшипниковые опоры могут воспринимать лишь в рамках жесткости этих пружин. С учетом крайне малой вероятности таких нагрузок при эксплуатации этот недостаток не играет решающей роли.

Схема с двумя жесткими опорами больше соответствует лезвийной обработ-

ке. Такие опоры используют достаточно часто в шпинделях внутришлифовальных станков и почти всегда в алмазно-расточных. Но отсутствие компенсации термических деформаций создает проблемы. Для внутришлифовальных шпинделей, работающих при постоянных частотах вращения шпинделя, проблема решается окончательной затяжкой гаек, регулирующих натяг на «горячую», после достаточно длительной обкатки и выхода на рабочие температуры. Но для фрезерных станков, с варьируемыми частотами вращения, жесткие опоры целесообразно использовать лишь при принудительном эффективном

охлаждении корпуса. Практически все модули шпинделей имеют такую возможность (система канавок на наружном диаметре корпуса), но этой возможностью производители самих станков пользуются относительно редко. Частично проблема термостабилизации решается прокачкой СОТС, частично продувкой воздухом при смене инструмента, но такие процедуры скорее случайны, чем регулярны.

Для повышения модульности конструкции шпиндельных узлов производители часто отказываются от циркуляционной смазки, что значительно упрощает конструкцию подшипниковых опор. Подшипники в таком случае работают исключительно в консистентной смазке, которую закладывают единожды при сборке шпиндельных опор.

Все это приводит к значительному снижению благоприятного режима работы подшипников. В качестве примера можно рассмотреть работу подшипникового узла шпинделя фрезерного станка с ЧПУ, основные конструктивные решения которого показаны на рис. 2. Шпиндель предназначен для работы с ЧВШ до 15000 мин⁻¹. Подшипниковые опоры выполнены на подшипниках фирмы *SKF*, обозначение 7012, наружный диаметр 95 мм, внутренний 60 мм, класс точности Р4. Динамическая грузоподъемность составляет 12200 Н.

Отечественным ближайшим аналогом таких подшипников является 46112, класс точности 2. У таких подшипников динамическая грузоподъемность составляет 24500 Н.

Согласно стандарту ГОСТ 20918-75 для радиально-упорных шариковых подшипников скоростной параметр составляет $4,0 \cdot 10^5$ при консистентной смазке и $5,5 \cdot 10^5$ при жидкостной. При таких габаритах допустимые частоты вращения составляют около 6600 мин⁻¹. При снижении ресурса подшипника в 1,5...2 раза частота вращения их может быть несколько увеличена, в этом случае она будет примерно равна ЧВШ алмазно-расточных и даже внутришлифовальных шпинделей, выпускавшихся в нашей стране – примерно 10000 мин⁻¹ при консистентной смазке и 17000 мин⁻¹

при жидкостной. Тем не менее, это существенно меньше, чем ЧВШ фрезерных модулей, рассматриваемого типа.

Определенный резерв для повышения частот представляет снижение нормативной базовой статической и динамической грузоподъемности. На это может указывать почти двойное расхождение в базовых динамических грузоподъемностях подшипниках одинакового назначения и габаритов в нормативной документации фирмы *SKF* и ГОСТ 831-75. Для подшипника *SKF* номер 7012 динамическая грузоподъемность $C = 16300$ Н, для подшипника по ГОСТ – $C = 37400$ Н. Такое искусственное занижение грузоподъемности позволяет повысить либо базовую долговечность подшипников, либо максимально допустимые частоты вращения.

Зарубежные производители подшипников для скоростных шпиндельных узлов используют практически все современные методы повышения качества. Применяются специальные стали с повышенным содержанием азота, используются керамические шарики, устанавливаются повышенные требования по точности формы поверхностей, их взаимного расположения, размеров и параметров микрогеометрии. Соответственно, стоимость таких подшипников на порядок выше, чем у подшипников общего машиностроения, а сроки поставки могут быть весьма велики (3-4 месяца).

Тем не менее, согласно статистике предприятий, работающих в сфере поставок и сервиса станочного оборудования, после 2–4 лет двухсменной эксплуатации станков резко возрастает вероятность выхода из строя шпиндельных модулей, даже при использовании производителями комплектов, выпущенных лидерами подшипниковой отрасли. Наиболее характерным типом повреждения является разрушение сепараторов (рис. 3). Следовательно, процедура ремонта будет включать в себя практически полную разборку шпиндельного модуля и, после замены подшипников, полный контроль работоспособности узла, включая снятие виброхарактеристик, балансировку и др.



Рис. 3. Разрушенный подшипник задней опоры
Fig. 3. Destroyed rear support bearing

Процедура монтажа или замены подшипников шпинделя относительно длительна и трудоемка.

Согласно рекомендациям ЭНИМС по ремонту шпинделей внутришлифовальных и алмазно-расточных станков, имеющих шариковые радиально-упорные подшипники, перед их установкой выполнялся ряд процедур:

- прикатка (желательно);
- вибродиагностика (по возможности, актуально для высокоскоростных узлов);
- подбор пар подшипников;
- контроль геометрических параметров и комплектование пар;
- дуплексирование.

Прикатка выполняется для прохождения этапа приработки до сборки узла. При плавающей задней опоре, при окончательной обтяжке подшипников «на горячую» этот процесс не столь влияет на качество. Поэтому этот длительный (6-8 часов) процесс на специальном стенде очень часто не проводили и ранее, и сейчас.

Операция **вибродиагностики** весьма полезна и информативна. Но трудоемкость её достаточно высока, а стоимость диагностического оборудования сопоставима со

средней стоимостью станка с ЧПУ. Поэтому её выполняют лишь некоторые производители для серийного и крупносерийного производства. Для ремонтных подразделений такая операция полезна и информативна, но сложно реализуема с экономической точки зрения.

В то же время, оценка вибрационных характеристик подшипников позволяет исключить попадание на сборку изделий, которые не обеспечат нормативные характеристики шпинделя. По информации некоторых потребителей подшипников (типоразмер близкий к используемым в данной конструкции) около 30% изделий, заявляемых как произведенные в РФ, непригодны для эксплуатации с частотой вращения выше 1000 мин⁻¹. Входной контроль позволяет рационально использовать большие объемы подшипников, в том числе за счет применения в тихоходных узлах.

Измерения вибрационных характеристик проводят в соответствии с ГОСТ Р 525 45.1–2006 (ИСО 15242-1:2004) «Подшипники качения. Методы измерения вибрации».

Контроль и комплектование пар подшипников, включают измерение наружного и внутреннего диаметров и ра-

диального и осевого биений наружных и внутренних колец, затем комплектование пар с минимальными отклонениями. Номинальные значения внутреннего и наружного диаметров должны быть одинаковы (в пределах точности измерения), биения колец в парах должны отличаться не более чем на 2...3 мкм. Места максимального биения на внутреннем и наружном кольцах должны быть маркированы.

Подбор пар подшипников, по сути, является операцией селективной сборки, позволяющей в большинстве случаев снизить требования к классу точности подшипника. Согласно рекомендациям ЭНИМС [1], при ремонте для алмазносточных станков допустимо использовать подшипники только 4-го класса, для внутришлифовальных на переднюю опору – только 4-й класс, на заднюю допустима установка 5-го класса.

Подшипники ведущих производителей часто имеют иную схему маркировки и иные параметры классификации. В частности, для шпиндельных модулей фрезерных станков используют подшипники фирмы *SKF* класса точности 4. При этом предельные отклонения и допуски на диаметральные размеры использованных подшипников (обозначение 7012) на средние наружный $t_{\Delta Dmp}$ и внутренний $t_{\Delta dmp}$ диаметры равны:

наружный диаметр $D=95$ мм:

$$D = 95_{-0,006}^{+0,002}$$

внутренний диаметр 60 мм:

$$d = 60_{-0,005}^{+0,002}$$

Т.е. поле допуска 4 мкм для наружного диаметра и 3 мкм для внутреннего.

Согласно ГОСТ 520-2011 требования по точности существенно отличаются от принятых для *SKF*.

Предельные отклонения, например, для 4-го класса точности равны:

$$d_{mp} = 60_{-0,007}^{+0}$$

$$D_{mp} = 95_{-0,008}^{+0}$$

Допуск по ГОСТ кратно больше, а поля допусков расположены немного иначе. Только поля допусков для подшипни-

ков 2-го класса точности приближаются к 4-му классу точности *SKF*:

$$d_{mp} = 60_{-0,004}^{+0}$$

$$D_{mp} = 95_{-0,005}^{+0}$$

Сравнение требований по точности подшипников согласно ГОСТ и каталогов *SKF* показывает, что для класса точности 4 необходимость в селективном подборе пар исчезает.

Скомплектованные пары отправляют на **дуплексирование**. Схемы и способы дуплексирования различны для разных схем монтажа (*O*, *X*, «тандем»). Кроме того, может варьироваться и величина преднатяга. Процедура дуплексирования не чрезмерно сложна, но трудоемка, требует большого внимания и аккуратности персонала и соответствующего технического оснащения.

После дуплексирования пары передают на сборку. Если период пролеживания до сборки более 7 часов, то подшипники подлежат хранению в масле, если более месяца – то необходима полноценная консервация.

Ведущие производители большую часть указанных выше операций выполняют на основном производстве. Подшипники в этом случае не требуют обкатки и вибродиагностики, величины биений и преднатяга указаны в обозначении. На рис. 4 (заимствован из каталога подшипников *SKF*) приведена схема обозначения и пример её реализации.

Поставляются такие подшипники в вакуумированной упаковке. Их распаковывают непосредственно перед монтажом, что исключает необходимость консервации или специальных условий хранения. Таким образом, при использовании таких подшипников существенно меняется схема ремонта шпинделя, состав технологических операций и порядок их выполнения.

После вскрытия упаковки с подшипников необходимо удалить неизвестный смазочный материал, промыв их в бензине (керосине или аналогичных жидкостях) и после просушки закладывается смазочный материал для длительной эксплуатации.

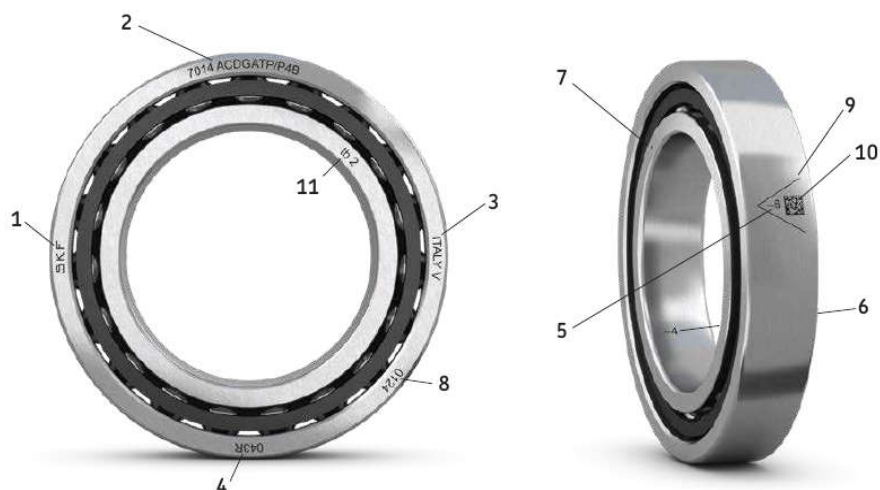


Рис. 4. Схема маркировки подшипников фирмы SKF

1 – название фирмы; 2 – основное обозначение подшипника; 3 – страна производитель; 4 – дата изготовления в кодированной форме; 5 - отклонение наружного диаметра от номинала и положение максимального биения наружного кольца (- 6 мкм); 6 - Отклонение диаметра отверстия от номинала и положение максимального биения внутреннего кольца (- 4 мкм); 7 – маркировка торца внутреннего кольца к которому прикладывается нагрузка; 8 - серийный номер; 9 – направление восприятия осевой нагрузки подшипником; 10 – штрих-код; 11 – параметр дуплексирования – величина разности высотности внутреннего наружного колец без нагрузки

Fig. 4. SKF bearing labeling scheme

1 – company name; 2 – main designation of the bearing; 3 – country of manufacture; 4 – coded date of manufacture; 5 - deviation of the outer diameter from the nominal value and the position of the maximum runout of the outer ring (- 6 microns); 6 - deviation of the hole diameter from the nominal value and the position of the maximum runout of the inner ring (- 4 microns); 7 – marking of the inner ring end to which the load is applied; 8 - serial number; 9 – direction of axial load resisted by the bearing; 10 – barcode; 11 – duplexing parameter i.e. the value of the height difference of the inner outer rings without load

Подшипники шпиндельного узла должны работать только на определенных марках консистентных смазочных материалах, что дает возможность обеспечить его длительную работоспособность и необходимую точность.

В литературе для такого рода подшипниковых узлов рекомендуются различные консистентные смазочные материалы, созданные для высокоскоростных узлов. Как правило, это материалы, созданные на основе синтетических масел с загущением мылом на основе щелочных или щелочноземельных металлов (литий, натрий, кальций), иногда с полимочевинным загустителем. В ряде случаев в состав входят синтетические эфиры.

Для отечественных аналогов шпинделей, работающих при близких нагрузках и частотах вращения, рекомендуется использовать смазочные материалы типа ЦИАТИМ-201, ВНИИ-228, ВНИИНП 505, ЛКС-2 и др.

В общем случае смазочный материал выбирают по допустимому скоростному параметру (произведение диаметра подшипника по центру тел вращения на частоту вращения) с учетом температуры каплеобразования и вязкости. Эти параметры производители обычно указывают.

В ряде случаев при использовании импортных смазочных материалов следует (удобно) придерживаться комплексного параметра классификации по *NLGI*. Этот критерий показывает степень консистенции и термостабильность смазочного материала, его способность выдерживать нагрузки. Класс *NLGI* формируют параметры вязкости базового масла, концентрация и тип загустителей. Всего в классификации их 9 и чем выше класс, тем выше параметры плотности. Наиболее распространенными для обработки подшипников являются продукты 1, 2 и 3 класса *NLGI*. Выбор того или иного класса зависит от скоростного параметра и эксплуатационного диапазона температур.

Также есть принцип – чем выше частота вращения подшипника качения, тем ниже вязкость закладываемого смазочного материала, а класс *NLGI* выше. Соблюдение такой взаимосвязи позволяет избежать деформацию материала, появление истинного и ложного бринеллирования и обеспечивает стабильное антифрикционное действие.

Следует проявлять осторожность при выборе вязких смазочных материалов – они создают большое сопротивление и провоцируют рост температур в подшипниковых узлах.

Консистентный смазочный материал закладывается в подшипники непосредственно перед сборкой.

Распределять смазочный материал надо равномерно по всем телам качения, для чего во время заполнения подшипника смазочным материалом необходимо поворачивать его внутреннее кольцо.

Объем закладываемого материала не должен быть больше 0,3 от общего объема заполняемого пространства. В противном случае материал будет выдавливаться в сторону, если свободное пространство отсутствует, возможны различного рода проблемы, вплоть до повреждения подшипника.

При определении нужного объема можно придерживаться следующих практических рекомендаций. Расход смазочного материала можно рассчитать по приближительной формуле:

$$Q = 0,005 \times D \times B, \text{ г}$$

где D – наружный диаметр подшипника, мм; B – ширина подшипника, мм.

Например, для подшипника 7012 рассматриваемого шпиндельного узла, имеем:

$$Q = 0,005 \times 95 \times 18 = 8,55, \text{ г.}$$

При плотности материала около 0,9 г/см³ объем смазочного материала примерно составит 9,5 см³.

Существуют и другие зависимости для расчета объема смазочного материала. Сначала определяют отношение объема материала к общему объему заполняемой им полости. Для этого нужно рассчитать быстроходность подшипника (DN -фактор). Количество смазочного материала должно соответствовать DN -фактору. При DN -

факторе более чем 400000 для высокоскоростных подшипников, количество должно быть примерно 20...30 % свободного места подшипника. Для стандартного подшипника нормального хода количество должно быть примерно 30 % свободного места и для подшипника с низкими скоростями вращения (DN -фактор менее 50000) свободное пространство подшипника и его корпуса должно быть полностью заполнено.

Для нашего подшипника скоростной параметр равен:

$$A = ((95+60)/2) \times 12000 = 930000.$$

Соответственно, заполнять следует подшипник на 25% от объема.

Объем рассчитывают по формуле:

$$V_{\text{св}} = 3,14 / 4 \times B \times (D^2 - d^2) \times 10^{-9} - G / 7800, \text{ м}^3$$

где B – ширина подшипника, мм; D – внешний диаметр подшипника, мм; d – внутренний диаметр подшипника, мм; G – масса подшипника, кг.

Для нашего случая получается объем полости 22,81 см³.

С учетом процента заполнения (25 %) объем смазочного материала составляет 5,7 см³ или 5,1 г.

Таким образом, по этой формуле количество смазочного материала несколько меньше, 5,7 см³ (5,1 г) против 9,5 см³ (8,6 г). С учетом точности процесса внесения смазочного материала, можно ограничиться средним значением этих двух рекомендаций 7,6 см³ (6,8 г).

Монтаж подшипников чаще всего выполняют с помощью прессы и направляющих втулок. В ряде случаев используют нагрев. При нагреве подшипники устанавливают либо только с минимальной нагрузкой («от руки»), либо в сочетании с запрессовкой.

Нагрев подшипника должен выполняться очень осторожно, особенно для закрытого исполнения, когда есть опасность вытекания разогретой смазки из подшипника. В любом случае недопустим нагрев близких к температурам отпуска – процессы начинаются уже со 160 °С.

Увеличение размеров при нагреве описывается известной формулой:

$$\Delta l = \alpha \times l \times \Delta T,$$

где Δl – изменение длины под действие температуры, мм; α – коэффициент теплового линейного расширения; l – длина номинальная, мм; ΔT – изменение температуры, градусы Кельвина (Цельсия).

Значения коэффициента теплового линейного расширения для стали 40ХС (наиболее близкой к подшипниковой стали по данным, приведенным в справочной

литературе для температуры в интервале 20...200 °С):

$$\alpha = (11,7 - 12,7) \times 10^{-6}, \text{ град}^{-1}$$

Для запрессовки внутреннего кольца подшипника на шпиндель существует рекомендуемый разброс натягов (от 2 до 22 мкм).

Увеличение размеров при нагреве внутреннего кольца в зависимости от перепада температур приведено в таблице.

Таблица
Table

Внутреннее кольцо	Материал	α		Длина (диаметр)	Перепад температуры	Увеличение диаметра		
		min	max	l	ΔT	min	max	среднее
	сталь 40ХС	11,7	12,7	60,0000	20	0,014	0,0152	0,015
	сталь 40ХС	11,7	12,7	60,0000	30	0,021	0,0229	0,022
	сталь 40ХС	11,7	12,7	60,0000	40	0,028	0,0305	0,029
	сталь 40ХС	11,7	12,7	60,0000	50	0,035	0,0381	0,037
	сталь 40ХС	11,7	12,7	60,0000	60	0,042	0,0457	0,044
	сталь 40ХС	11,7	12,7	60,0000	70	0,049	0,0533	0,051
	сталь 40ХС	11,7	12,7	60,0000	80	0,056	0,0610	0,059
	сталь 40ХС	11,7	12,7	60,0000	90	0,063	0,0686	0,066

Из таблицы видно, что гарантированно требуемый рост размеров обеспечивается при нагреве на 40 °С (рост не менее 28 мкм). То есть при работе в нормальных условиях, (температура воздуха 20 °С) нагрева до 60 °С (20 + 40 = 60 °) будет достаточно. Так как при переносе подшипника и, особенно, при монтаже он будет отдавать тепло (остывать), то целесообразно вести нагрев несколько выше, например на 50 °С, до 70 °С.

В литературе рекомендуется нагревать подшипники перед монтажом до температуры 80...90°С в течении 10...15 мин [3]. Открытые подшипники нагревают

в минеральном масле, закрытые (заполненные смазкой) – в термостате.

В общем случае даже при нагреве подшипник необходимо допрессовывать. Если подшипник устанавливается одновременно на вал и в корпус, поджим при этом нужно выполнять одновременно по внутреннему и наружному кольцам.

Важной особенностью монтажа подшипников в шпиндельных узлах является учет биений шпинделя и колец подшипников.

Перед сборкой подшипники устанавливаются на шейки шпинделя таким образом, чтобы положения максимальных биений шеек и внутренних колец были диа-

метриально противоположны. Это позволит максимально повысить точность и плавность вращения шпинделя.

Наружные кольца подшипников устанавливают в корпусе так, чтобы поло-

жения максимального биения всех подшипников были на одной линии. Для этого при монтаже на корпусе должны быть метки этого положения с обоих торцов.

Заключение

С учетом объема импортного станочного оборудования, поставленного машиностроительным предприятиям страны, вопросы его обслуживания и ремонта являются крайне актуальными. Ремонтными службами, специализированными предприятиями страны уже накоплен значительный практический опыт выполнения ремонтных работ шпиндельных модулей. Но знания при этом получены путем проб и ошибок, во многих случаях на основе опыта, а не базовых знаний. Требуется

научное наполнение этой инженерной задачи ремонта, которая имеет много граней. Поэтому разработка комплекса методических рекомендаций, для организации и выполнения отдельных операций сборки-разборки, включая вопросы метрологии (по аналогии с материалами, которые имелись ранее в СССР и были доступны ремонтным службам и предприятиям) имеет важное значение для технологического суверенитета страны.

СПИСОК ИСТОЧНИКОВ

1. РТМ 23.4.57-74 Ремонт шпиндельных головок алмазно-расточных и внутришлифовальных станков. ких масс. Волгоград, ГПКТБ. 1974, – 76 с.
2. Фигатнер А.М., Фискин Е.А., Бондарь С.Е. Конструкция, расчет и методы проверки шпиндель-

ных узлов с опорами качения. Методические указания. М. ЭНИМС, 1970. – 82 с.

3. Справочник конструктора-машиностроителя [Текст]: в 3 т. / В. И. Анурьев. - 6-е изд., перераб. и доп. – Москва : Машиностроение. Т. 2. 1982. – 584 с.

REFERENCES

1. RTM 23.4.57-74 Repair of spindle heads of diamond boring and internal grinding machines. Volgograd: GPKTB; 1974.
2. Figatner AM, Fiskin EA, Bondar SE. Design, calculation and verification methods of spindle assem-

blies with bearings: methodological guidelines. Moscow: ENIMS; 1970.

3. Anuriev VI. Handbook of a mechanical engineering designer. 6th ed. Moscow: Mashinostroenie; 1982.

Информация об авторах:

Хандожко Александр Владимирович – доктор технических наук., профессор кафедры «Металлорежущие станки и инструменты» Брянского государственного технического университета, тел. 8(4832)588-289.

Щербakov Андрей Николаевич – кандидат технических наук, доцент, заведующий кафедрой «Металлорежущие станки и инструменты» Брянского государственного технического университета, тел. 8(4832)588-289.

Федонина Светлана Олеговна – кандидат технических наук, доцент кафедры «Металлорежущие станки и инструменты» Брянского государственного технического университета, тел. 8(4832)588-289.

Лакалина Нина Юрьевна – доцент кафедры «Металлорежущие станки и инструменты» Брянского государственного технического университета, тел. 8(4832)588-289.

Khandozhko Aleksandr Vladimirovich – Doctor of Technical Sciences, Professor of the Department of Metal-cutting Machines and Tools at Bryansk State Technical University, phone: 8(4832)588-289.

Shcherbakov Andrey Nikolaevich – Candidate of Technical Sciences, Associate Professor, Head of the Department of Metal-cutting Machines and Tools at Bryansk State Technical University, phone: 8(4832)588-289.

Fedonina Svetlana Olegovna – Candidate of Technical Sciences, Associate Professor of the Department of Metal-cutting Machines and Tools at Bryansk State Technical University, phone: 8(4832)588-289.

Lakalina Nina Yurievna – Associate Professor of the Department of Metal-cutting Machines and Tools at Bryansk State Technical University, phone: 8(4832)588-289.

Вклад авторов: все авторы сделали эквивалентный вклад в подготовку публикации.
Contribution of the authors: the authors contributed equally to this article.

Авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов.

The authors declare no conflicts of interests.

Статья опубликована в режиме Open Access.

Article published in Open Access mode.

Статья поступила в редакцию 04.07.2025; одобрена после рецензирования 15.07.2025; принята к публикации 28.07.2025. Рецензент – Петрешин Д.И., доктор технических наук, доцент Брянского государственного технического университета, член редсовета журнала «Транспортное машиностроение».

The article was submitted to the editorial office on 04.07.2025; approved after review on 15.07.2025; accepted for publication on 28.07.2025. The reviewer is Petreshin D.I., Doctor of Technical Sciences, Associate Professor at Bryansk State Technical University, member of the Editorial Council of the journal *Transport Engineering*.



**Продолжается подписка на научно-технический журнал
«Транспортное машиностроение» на 2025 год**

Подписку на журнал можно оформить в любом почтовом отделении или непосредственно в редакции журнала. Подписные индексы по интернет-каталогу «Пресса по подписке» – Э80859 – https://www.akc.ru/itm/vestnik-bryanskogo-gosudarstvennogo-tehnic_heskogo-universiteta/ и Объединенному каталогу «Пресса России» – 80859.

Стоимость подписки на минимальный срок – от 4846 руб.

Информация об опубликованных статьях регулярно направляется в систему Российского индекса научного цитирования (РИНЦ) – <https://www.elibrary.ru/contents.asp?titleid=79505>.

Сайт электронной редакции журнала: <https://bstu.editorum.ru/ru/nauka/journal/169/view>

E-mail: trans-eng@tu-bryansk.ru.

Журнал входит в Перечень рецензируемых научных изданий, в которых должны быть опубликованы основные научные результаты диссертаций на соискание ученых степеней кандидата и доктора наук (категория К2) по группам научных специальностей:

2.5. Машиностроение (2.5.2; 2.5.3; 2.5.5; 2.5.6; 2.5.8),

2.6. Химические технологии, науки о материалах, металлургия (2.6.1; 2.6.17),

2.9. Транспортные системы (2.9.1; 2.9.3; 2.9.5).

Транспортные системы Transport systems

Научная статья

Статья в открытом доступе

УДК 629.424.5

doi: 10.30987/2782-5957-2025-8-45-54

АНАЛИЗ ТИПОВ НЕРОВНОСТЕЙ ПРИ ОЦЕНКЕ ДИНАМИЧЕСКОЙ НАГРУЖЕННОСТИ МАНЕВРОВЫХ ЛОКОМОТИВОВ

Павел Сергеевич Григорьев^{1✉}, Нозимжон Солиевич Кодиров²

^{1,2} Российский университет транспорта (МИИТ), Москва, Россия

¹ grigorev.p@gmail.com, <https://orcid.org/0000-0002-5841-341X>

² nazimzhank@bk.ru, <https://orcid.org/0000-0003-4855-0637>

Аннотация

В статье рассматривается влияние различных типов стыковых неровностей железнодорожного пути на динамическую нагруженность несущих конструкций маневровых локомотивов. Проведен анализ отечественных и зарубежных нормативных документов, регламентирующих расчетные неровности. В исследовании использован программный комплекс «Универсальный механизм», с помощью которого выполнено моделирование динамических нагрузок при движении локомотива ТЭМ2 по путям с различными типами неровностей. Результаты расчетов показали, что введение в модель стыковых неровностей приво-

дит к увеличению коэффициента вертикальной динамики при низких скоростях движения, что характерно для маневровых локомотивов. Максимальные значения коэффициента динамики получены при скорости 25 км/ч. Полученные результаты подтверждают необходимость учета стыковых неровностей при оценках динамической нагруженности подвижного состава и прогнозировании его остаточного ресурса.

Ключевые слова: локомотив, нагруженность, неровности, коэффициент динамики, железнодорожный путь, кинематические возмущения, ресурс.

Благодарности: коллектив авторов выражает благодарность профессору, доктору технических наук Оганьяну Эдуарду Сергеевичу (АО «ВНИКТИ») за его любезную помощь и полезные предложения. Авторы также выражают признательность доценту, кандидату технических наук Сакало Алексею Владимировичу (ФГБОУ ВО «БГТУ»).

Ссылка для цитирования:

Григорьев П.С. Анализ типов неровностей при оценке динамической нагруженности маневровых локомотивов // П.С. Григорьев, Н.С. Кодиров // Транспортное машиностроение. – 2025. – № 8. – С.45-54. doi: 10.30987/2782-5957-2025-8-45-54.

Original article

Open Access Article

ANALYSIS OF IRREGULARITIES TYPES IN ASSESSING THE DYNAMIC LOAD OF SHUNTING LOCOMOTIVES

Pavel Sergeevich Grigoriev^{1✉}, Nozimjon Solievich Kodirov²

^{1,2} Russian University of Transport, Moscow, Russia

¹ grigorev.p@gmail.com, <https://orcid.org/0000-0002-5841-341X>

² nazimzhank@bk.ru, <https://orcid.org/0000-0003-4855-0637>

Abstract

The paper considers the influence of various types of butt irregularities of the railway track on the dynamic loading of load-bearing structures of shunting locomotives. Domestic and foreign documents regulating the

calculated irregularities are analyzed. The study uses the Universal Mechanism software package, which is applied to simulate dynamic loads during the movement of TEM2 locomotive along tracks with different types of irregulari-

ties. The calculation results show that the introduction of butt irregularities into the model leads to an increase in the vertical dynamics coefficient at low speeds, which is typical for shunting locomotives. The maximum values of the dynamics coefficient are obtained at the speed of 25 km/h. The results obtained confirm the need to take into account

butt irregularities when estimating the dynamic load of a rolling stock and predicting its residual life.

Keywords: locomotive, load, irregularities, coefficient of dynamics, railway track, kinetic disturbances, resource.

Acknowledgements: the authors expresses its gratitude to Professor, Doctor of Technical Sciences Oganian Eduard Sergeyevich (VNIKTI) for his kind help and useful suggestions. The authors also express their gratitude to Associate Professor, Candidate of Technical Sciences Sakalo Aleksey Vladimirovich (BSTU).

Reference for citing:

Grigoriev PS, Kodirov NS. Analysis of irregularities types in assessing the dynamic load of shunting locomotives. *Transport Engineering*. 2025;8:45-54. doi: 10.30987/2782-5957-2025-8-45-54.

Введение

Маневровые локомотивы играют важную роль в промышленной логистике, обеспечивая перемещение грузов на территории предприятий [1]. Однако их эксплуатация часто происходит в условиях, далеких от нормативных. Зачастую подъездные пути находятся в удовлетворительном состоянии [2, 3]. Это приводит к увеличению динамической нагруженности несущих конструкций маневровых локомотивов, что может вызывать повреждения усталостного характера [4]. В традиционных методах оценки динамической нагруженности используются данные, полученные с вагонов путеизмерителей [5] которые, как правило, не применяются для оценок состояния железнодорожного пути на промышленных предприятиях, или при помощи генерации неровностей на основе статистических подходов [6]. Стоит отметить, что опыт изучения работы маневровых локомотивов показывает, что наибольший вклад в динамическую нагруженность вносят стыковые неровности, особенно при движении на низких скоростях [7]. Именно низкие скорости движения характерны для маневровых локомотивов, эксплуатируемых на путях промышленных предприятий. Таким образом, актуальность исследования обусловлена необходимостью

разработки более точных методов оценки остаточного ресурса, учитывающих специфические условия эксплуатации маневровых локомотивов.

Целью настоящего исследования является изучение влияния различных видов возмущений, применимых при компьютерном моделировании динамики подвижного состава, на динамическую нагруженность несущих конструкций маневровых для совершенствования методологии оценки их остаточного ресурса с учетом специфики эксплуатации на путях промышленных предприятий.

Для достижения поставленной цели предлагается:

- рассмотреть виды неровностей, используемых при моделировании динамики подвижного состава;
- оценить динамическую нагруженность несущего узла маневрового локомотива при различных видах расчетных неровностей с различными скоростями движения;
- провести анализ и дать рекомендации о применении расчетных видов неровностей железнодорожного пути при оценках динамической нагруженности несущих узлов маневровых локомотивов.

Материалы, модели, эксперименты и методы

Рассмотрим типы кинематических возмущений, применяемые при моделировании динамики подвижного состава. В большинстве случаев в математической модели в качестве внешних воздействий учитываются кинематические возмущения, описывающие неровности железнодорожно-

го пути. Используемые кинематические возмущения задаются в виде случайных, периодических функций или реальных неровностей, полученных на основе данных с вагона-путеизмерителя. Знакомство с научной и нормативной литературой показывает, что в настоящее время существует небольшое

количество документов, регламентирующих способы представления возмущающих функций для решения задач динамики подвижного состава. В частности, на территории Российской Федерации применяются два основных нормативных документа, в которых описываются неровности рельсо-

вых нитей для решения динамических задач: РД 32.68-96 [8] и ПНСТ 511-2020 [9].

Расчетные неровности железнодорожного пути для оценки показателей динамических показателей стандарта ПНСТ 511-2020 приведены в результате интерполяции сплайном натуральных неровностей рельсовых нитей участка железнодорожного пути.

Таблица 1

Допустимые значения отступлений в геометрии рельсовой колеи

Table 1

Permissible deviation values in the geometry of the railway track gauge

Скорость движения, км/ч	Масштабный коэффициент
От 90 до 140 включительно	1,0
От 81 до 90 включительно	1,3
От 61 до 80 включительно	1,5
От 26 до 60 включительно	1,6

В отличие от стандарта ПНСТ 511-2020 в руководящем документе РД 32.68-96 устанавливаются способы представления возмущений от неровностей железнодорожного пути, в виде спектральной плотности неровностей. При моделировании системы «путь-экипаж» с учетом скоростей единиц подвижного состава особое внимания обра-

щается на частотные области расчетных возмущений колебаний экипажа со стороны пути. На примере частотного диапазона 0–10 Гц рассмотрим функцию спектральной плотности эквивалентной расчетной неровности, которая аналитически выражается следующим образом

$$\bar{G}\eta(f) = \frac{b_1 V^{\gamma_1 - 1}}{f^{\gamma_1}} + \frac{1}{2\sqrt{\pi}} \sum_{j=1}^m \frac{a_j}{\alpha_j V} \exp \left[-\frac{(f - \beta_j V)^2}{4\alpha_j^2 V^2} \right] \quad (1)$$

$$\begin{aligned} i &= 1 \text{ при } f \leq f_1; \\ i &= 2 \text{ при } f_1 \leq f \leq f_2; \\ i &= 3 \text{ при } f \geq f_2; \end{aligned}$$

$$f_1 = \exp \left(\frac{\ln b_1 - \ln b_2}{\gamma_1 - \gamma_2} + \ln V \right); \quad (2)$$

$$f_2 = \exp \left(\frac{\ln b_2 - \ln b_3}{\gamma_2 - \gamma_3} + \ln V \right), \quad (3)$$

где $\bar{G}\eta(f)$ – функция спектральной плотности эквивалентной неровности для пути среднего состояния, рассчитывающийся комбинационными параметрами, приведенными в руководящем документе, мм/Гц; a_j , α_j , b_1 , γ_j , β_j – параметры, определяемые на условиях достаточной точности аппроксимации экспериментальных кривых; V – скорость движения, м/с; f – частота, Гц.

В РД 32.68-96 для описания разброса оценок спектральных плотностей простран-

ственных возмущений с учетом изменчивости состояния пути применяется выражение

$$G\eta(f) = \bar{G}\eta(f)(1 + U_p V_s) \quad (4)$$

где U_p – квантиль, соответствующий вероятности P для нормального закона распределения;

V_s – коэффициент вариации среднего квадратического отклонения эквивалентной неровности.

В зарубежных научных исследованиях для создания неровностей пути и оценки динамических качеств подвижного состава

используются спектральные плотности мощности, рекомендованные в отчете *ERRI B176* [10] и *UIC 518* [11]. Принцип построения таких спектральных плотностей имеет схожий вид для вертикальных неровностей

$$S(\Omega) = \frac{A\Omega_c^2}{(\Omega^2 + \Omega_r^2)(\Omega^2 + \Omega_c^2)}, \quad (5)$$

где A , Ω , Ω_c , Ω_r – коэффициенты аппроксимации.

Стоит обратить внимание, что в [11] описывается девять классов качества железных дорог, при этом лучшим считается девятый класс, а худшим – первый. Первые пять классов относятся к путям с обычным движением, а классы с шестого по девятый применяются для описания качества участков пути с высокоскоростным движением, от 90 миль в час (145 км/ч) для пассажирских составов и от 80 миль в час (130 км/ч) для грузовых.

Как было отмечено ранее, особенностью работы маневровых локомотивов является тот факт, что скорость движения на путях промышленных предприятий имеет значительные ограничения и при таких низких скоростях наибольший вклад оказывают

стыковые неровности, которые могут достигать предельных значений (рис. 1).

Однако, в результате анализа используемых кинематических возмущений, регламентирующих параметры железнодорожного пути, следует отметить, что в них отсутствует учет стыковых неровностей, которые могут оказывать существенное влияние на динамическую нагруженность несущих конструкций маневровых локомотивов, эксплуатируемых на низких скоростях.

В связи с этим, помимо оценки динамической нагруженности, вызванной регламентированными неровностями, в используемые кинематические возмущения были дополнительно включены стыковые неровности с просадкой 3 и 5 мм. Выбор данных значений обусловлен реальными замерами, выполненными на подъездных путях одного из предприятий железных дорог Республики Узбекистан (рис. 1). Стоит отметить, что указанные параметры неровностей характерны исключительно для промышленных путей, где маневровые локомотивы выполняют основные работы.



Рис. 1. Общий вид стыковой неровности путей промышленных предприятий
Fig. 1. General view of a joint irregularity on industrial railway tracks

Отметим, что основным документом, в котором описываются требования к прочности и динамическим качествам локомотивов являются ГОСТ 34939-2023 и ГОСТ 55513-2013. В данных документах содержится, что для оценки динамических качеств локомотива и выбора упруго-диссипативных характеристик рессорного подвешивания при проектировании используют программные комплексы, позволяющие путем компьютерного моделирования определить значения динамических показателей [12, 13]. Отметим, что в настоящее время для модели-

рования и анализа динамических систем, в том числе железнодорожного подвижного состава положительно зарекомендовал себя отечественный программный комплекс «Универсальный механизм» [14], который позволяет моделировать движение железнодорожных вагонов и локомотивов, учитывая различные факторы, такие как взаимодействие колес и рельсов, динамические нагрузки и колебания. В зарубежных научных исследованиях активно применяются такие программные комплексы *SIMPACK* (Германия), *VAMPIRE* (Великобритания),

GENSYS (Швеция), MSC Adams/Rail (США), Nucars (США), VOCO (Франция) [15]. В связи с доступностью отечественных программных продуктов и возможностью вводить расчетные и измеренные профили неровностей в соответствии с рассмотренными ранее типами неровностей в данном науч-

ном исследовании был применен программный комплекс «Универсальный механизм».

Для исследования динамической нагруженности была использована модель маневрового локомотива ТЭМ2, разработанная в программном комплексе «Универсальный механизм» (рис. 2).

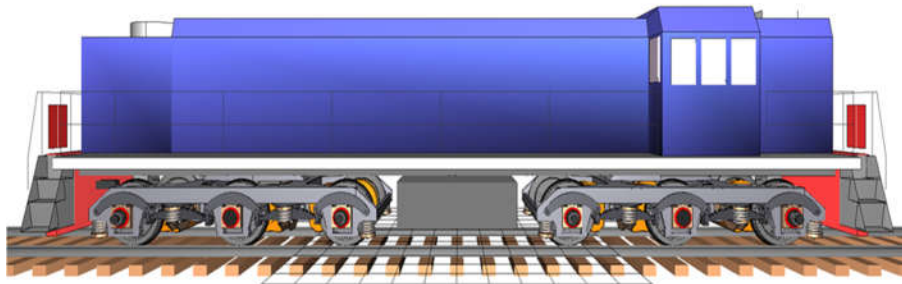


Рис. 2. Общий вид модели маневрового тепловоза ТЭМ2
Fig. 2. General view of the TEM2 shunting locomotive model

Модель рельсового экипажа выполнялась в модуле UM Loco (Моделирование динамики рельсовых экипажей) и представлена в виде совокупности твердых тел, связанных между собой шарнирами и силовыми элементами. На рис. 3 представлена структурная схема математической модели ма-

неврового локомотива. Используемая модель локомотива ТЭМ2 представляет собой систему из 71-ого абсолютно твердого тела: кузова, рамы тележки, рессор, букс, балансиров, элементов колёсно-моторного блока и т.д. Общее количество степеней свободы компьютерной модели составило 182.

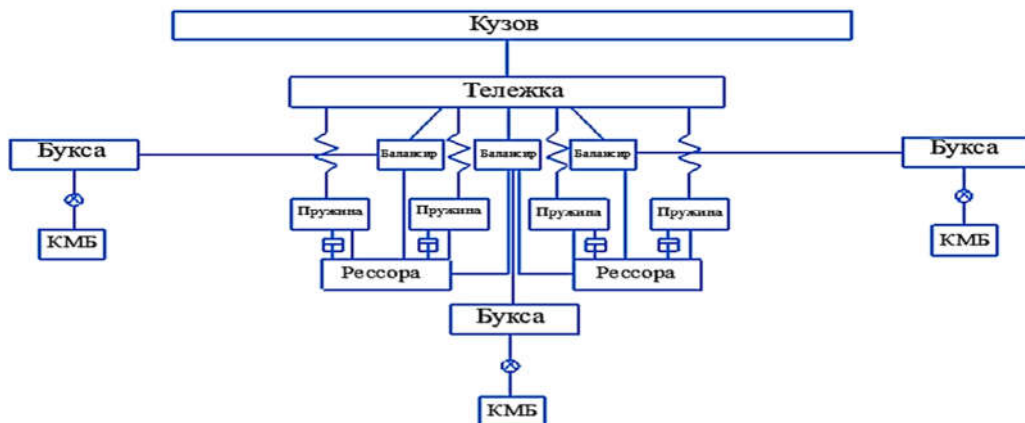


Рис. 3. Структура модели локомотива
Fig. 3. Structure of the locomotive model

Для оценки динамической нагруженности несущих конструкций локомотива используется коэффициент динамики K_d , который описывается отношением максимальной силы, действующей на конструкцию, к статической нагрузке. В данной работе коэффициент динамики определяется по следующей формуле

$$K_d = \frac{F_{\text{дин}} + F_{\text{ст}}}{F_{\text{ст}}} = 1 + \frac{F_{\text{дин}}}{F_{\text{ст}}}, \quad (6)$$

где $F_{\text{ст}}$ – статическая сила, определяемая массой конструкции и силой тяжести, $F_{\text{дин}}$ – динамическая сила, возникающая при движении локомотива по неровному пути.

Принятое в работе выражение (6) учитывает, что коэффициент динамики включает не только динамическую составляющей нагрузку, но и статическую.

Designations adopted in the structural diagram

Обозначение	Наименование
	Твердые тела
	Жесткое закрепление тел
	Линейный (билинейный) силовой элемент
	Вращательный шарнир
	Биполярный силовой элемент

Для определения коэффициента вертикальной динамики были рассмотрены наиболее нагруженные зоны рамы тележки в

местах опирания на элементы рессорного подвешивания (рис. 4).

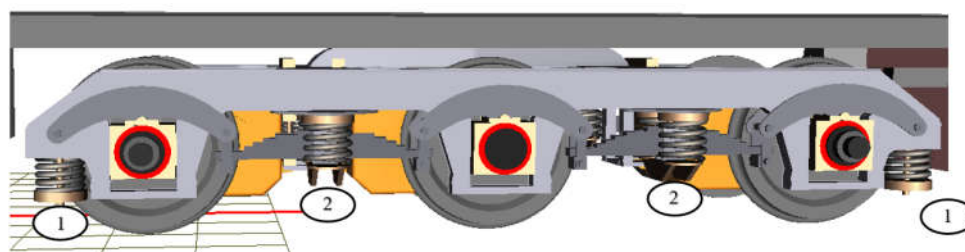


Рис. 4. Общий вид рамы тележки с указанием точек определения коэффициента динамики:
1 – крайние опоры элементов рессорного подвешивания, 2 – средние опоры элементов рессорного подвешивания

Fig. 4. General view of the bogie frame with indication of the points for determining the dynamic coefficient: 1 – the extreme supports of the spring suspension elements, 2 – the middle supports of the spring suspension elements

Результаты

Приведем табличные значения результатов расчетов коэффициента динамики, показывающие влияние различных типов не-

ровностей на динамическую нагруженность несущей конструкции.

Значения коэффициентов вертикальной динамики, полученных от неровностей РД 32.68-96

Values of vertical dynamic coefficients obtained from irregularities according to RD 32.68-96

V , [км/ч]	Без учета стыковых неровностей		С учетом стыковых неровностей (просадка 3 мм)		С учетом стыковых неровностей (просадка 5 мм)	
	K_d крайних опор	K_d средних опор	K_d крайних опор	K_d средних опор	K_d крайних опор	K_d средних опор
5	1,000	1,000	1,052	1,046	1,065	1,061
10	1,000	1,000	1,086	1,063	1,127	1,092
15	1,003	1,004	1,135	1,064	1,206	1,099
20	1,033	1,060	1,176	1,080	1,266	1,127
25	1,057	1,035	1,182	1,072	1,281	1,119
30	1,066	1,040	1,181	1,087	1,223	1,094

Таблица 4

Значения коэффициентов вертикальной динамики, полученных
от неровностей ПНСТ 511-2020

Table 4

*Values of vertical dynamic coefficients obtained from irregularities
according to PNST 511-2020*

V , [км/ч]	Без учета стыковых неровностей		С учетом стыковых неровностей (просадка 3 мм)		С учетом стыковых неровностей (просадка 5 мм)	
	K_d крайних опор	K_d средних опор	K_d крайних опор	K_d средних опор	K_d крайних опор	K_d средних опор
5	1,080	1,070	1,086	1,074	1,088	1,075
10	1,087	1,071	1,106	1,082	1,125	1,111
15	1,095	1,081	1,155	1,084	1,251	1,112
20	1,112	1,094	1,179	1,099	1,237	1,141
25	1,103	1,085	1,175	1,101	1,308	1,113
30	1,102	1,081	1,169	1,091	1,206	1,112

Таблица 5

Значения коэффициентов вертикальной динамики, полученных от неровностей ERRI B176

Table 5

Values of vertical dynamic coefficients obtained from irregularities according to ERRI B176

V , [км/ч]	Без учета стыковых неровностей		С учетом стыковых неровностей (просадка 3 мм)		С учетом стыковых неровностей (просадка 5 мм)	
	K_d крайних опор	K_d средних опор	K_d крайних опор	K_d средних опор	K_d крайних опор	K_d средних опор
5	1,012	1,008	1,060	1,052	1,069	1,063
10	1,029	1,026	1,084	1,057	1,126	1,091
15	1,029	1,025	1,135	1,064	1,218	1,097
20	1,035	1,032	1,175	1,065	1,272	1,107
25	1,034	1,031	1,178	1,061	1,276	1,089
30	1,037	1,035	1,162	1,061	1,219	1,069

Таблица 6

Значения коэффициентов вертикальной динамики, полученных от неровностей UIC 518

Table 6

Values of vertical dynamic coefficients obtained from irregularities according to UIC 518

V , [км/ч]	Без учета стыковых неровностей		С учетом стыковых неровностей (просадка 3 мм)		С учетом стыковых неровностей (просадка 5 мм)	
	K_d крайних опор	K_d средних опор	K_d крайних опор	K_d средних опор	K_d крайних опор	K_d средних опор
5	1,061	1,064	1,057	1,058	1,058	1,057
10	1,097	1,096	1,139	1,137	1,189	1,157
15	1,102	1,098	1,188	1,129	1,267	1,153
20	1,111	1,098	1,235	1,128	1,315	1,164
25	1,124	1,102	1,233	1,134	1,350	1,154
30	1,121	1,123	1,178	1,126	1,200	1,132

Выводы и обсуждение

Анализ результатов оценки динамической нагруженности маневровых локомотивов при движении с использованием различных типов неровностей показал, что введение в расчет стыковых неровностей приводит к увеличению коэффициента вертикальной динамики. Стоит подчеркнуть, что данный эффект наиболее выражен при низких скоростях движения.

Рассмотрим значения коэффициента динамики K_d при расчете без учета стыковых неровностей. Данный расчет соответствует условиям движения по пути, описанному стандартными регламентированными неровностями. Так при моделировании движения локомотива по неровностям, описанным в РД 32.68-96, при $V = 30$ км/ч значения K_d для крайних и средних опор без стыковых возмущений составляют 1,066 и 1,040 соответственно. Однако при введении в расчет стыковых неровностей с просадкой 3 мм, значения K_d увеличиваются до 1,181 и 1,087, а при просадке 5 мм – до 1,223 и 1,094.

Рассматривая значения коэффициента динамики, полученные по РД 32.68-96, стоит отметить, что максимальные значения коэффициента динамики получены для скорости $V = 25$ км/ч в случае учета стыковых неровностей с просадкой 5 мм, который достигает 1,281 для крайних опор и 1,119 для средних опор. Данный факт подтверждает, что в диапазоне низких скоростей движения, характерных для маневровых локомотивов, стыковые неровности оказывают наибольшее влияние на динамическую нагруженность несущей конструкции.

Сравнение результатов для различных нормативных подходов к моделированию неровностей показало схожие результаты, при этом наибольшее значение коэффициента динамики получено в случае использования неровностей *UIC* 518 и стыковых неровностей с просадкой 5 мм, где при $V = 25$ км/ч K_d достигает 1,35, тогда как при моделировании по РД, ПНСТ и *ERRI* B176 максимальное значение K_d составило 1,281, 1,31 и 1,276 соответственно.

Полученные данные подтверждают, что учет стыковых неровностей является важным при оценке динамической нагру-

женности несущих конструкций маневровых локомотивов. Иными словами, с целью избежания недостаточно точной оценки нагруженности несущих конструкций маневровых локомотивов необходимо использование иных видов кинематических возмущений.

На основе проведенного исследования можно сформулировать следующие выводы:

1. Стыковые неровности оказывают существенное влияние на коэффициент вертикальной динамики маневровых локомотивов. Введение в расчет стыковых неровностей приводит к увеличению K_d при малых скоростях движения. Максимальные значения коэффициента динамики получены при $V = 25$ км/ч, где K_d достигает 1,35 для крайних опор при стыковой просадке 5 мм.

2. Воздействие стыковых неровностей наиболее выражено в диапазоне низких скоростей. Данный эффект особенно критичен для маневровых локомотивов, эксплуатируемых на промышленных путях, где скорости движения находятся в диапазоне 5...30 км/ч.

3. Сравнение нормативных неровностей показало, что различные типы неровностей дают различные значения коэффициентов вертикальной динамики, значительно отличающихся между собой. Например, при $V = 25$ км/ч K_d достигает 1,35, тогда как при моделировании по РД, ПНСТ и *UIC* 518 максимальное значение K_d составило 1,281, 1,31 и 1,276. В связи с этим можно утверждать, что для оценок динамической нагруженности несущих конструкций маневровых локомотивов следует использовать скорректированные или специально разработанные неровности. Отметим, что в работе [16] подчеркивается необходимость разработки единого ГОСТ, который будет регламентировать параметры неровностей железнодорожного пути при моделировании динамики. Создание такого ГОСТ позволит унифицировать методы расчета динамики подвижного состава и обеспечить сопоставимость результатов расчетов.

4. В дальнейшем полученные результаты могут быть использованы для оценки остаточного ресурса несущих конструкций маневровых локомотивов.

Таким образом, полученные результаты будут полезны для совершенствования нормативных требования к оценкам динамических характеристик маневровых локо-

мотивов и разработки рекомендаций по учету специфики состояния железнодорожных путей промышленных предприятий.

СПИСОК ИСТОЧНИКОВ

1. Пеканов, А. А. Состояние парка локомотивов промышленных предприятий: причины и следствия / А. А. Пеканов // Вестник Института проблем естественных монополий: Техника железных дорог. 2014. № 3(27). – С. 35-39.
2. Брагин, А. М. Повышение уровня безопасности железнодорожного транспорта необщего пользования / А. М. Брагин // Постулат. 2018. № 2-1(28). С. 26.
3. Дудкин, Е. П. Проблемы устройства и содержания железнодорожных путей необщего пользования / Е. П. Дудкин, В. М. Рыбачок // Транспорт Российской Федерации. 2008. № 2(15). С. 16-17.
4. Оценка долговечности и остаточного ресурса рам тележек локомотивов / Б. Б. Бунин, Э. С. Оганьян, Т. М. Пономарева, В. Г. Шевченко // Тяжелое машиностроение. 2007. № 11. С. 31-33. – EDN IBZZIR.
5. Ушкалов, В. Ф. Расчетные возмущения для оценки динамических качеств грузовых вагонов / В. Ф. Ушкалов, Л. Г. Лапина, И. А. Машенко // Наука та прогрес транспорту. 2013. № 4(46). С. 135-144.
6. Акишин, А. А. Генерация многомерного случайного процесса возмущений в задачах динамики подвижного состава железных дорог / А. А. Акишин, А. Н. Савоскин // Научно-технические ведомости Санкт-Петербургского государственного политехнического университета. Информатика. Телекоммуникации. Управление. 2015. № 2-3(217-222). С. 71-78. – DOI 10.5862/JCSTCS.217-222.6.
7. Григорьев, П. С. Прогнозирование остаточного ресурса рам промышленных тепловозов : специальность 05.22.07 "Подвижной состав железных дорог, тяга поездов и электрификация" : автореферат диссертации на соискание ученой степени кандидата технических наук / Григорьев Павел Сергеевич. Москва, 2016. 22 с. – EDN ZPZGAD.
8. РД 32.68-96. Расчетные неровности железнодорожного пути для использования при исследова-

- ниях и проектировании пассажирских и грузовых вагонов: Руководящий документ. Введен 1997-01-01. М.: ВНИИЖТ, 1996. 17 с.
9. ПНСТ 511–2020. Вагоны грузовые. Расчетные неровности железнодорожного пути для оценки показателей динамических качеств грузовых вагонов расчетными методами. Москва : Стандартинформ, 2021. 24 с.
10. ERRI B176/DT 290: B176/3 Benchmark Problem, Results and Assessment. Technical report, European Rail Research Institute, 1993.
11. Code UIC 518: Testing and approval of railway vehicles from the point of view of their dynamic behaviour: safety, track fatigue, ride quality. 2005. p.129
12. ГОСТ 34939-2023. Локомотивы. Требования к прочности и динамическим качествам. Введен в действие с 01.08.2024. М.: Стандартинформ, 2023. 45 с.
13. ГОСТ 55513-2013. Локомотивы. Требования к прочности и динамическим качествам. Введен в действие с 26.08.2013. М.: Стандартинформ, 2013. 42 с.
14. Погорелов, Д. Ю. Компьютерное моделирование динамики технических систем с использованием программного комплекса "Универсальный механизм" / Д. Ю. Погорелов // Вестник компьютерных и информационных технологий. 2005. № 4(10). С. 27-34.
15. Анализ программных комплексов для исследования динамических характеристик железнодорожных экипажей / Ж. С. Мусаев, А. Б. Шимбулатова, М. Д. Туркебаев, Л. С. Серикбаева // Вестник Казахской академии транспорта и коммуникаций им. М. Тынышпаева. 2008. № 6(55). С. 59-65.
16. Богданович А. А., Саидова А. В. Оценка влияния неровностей и модели рельсового пути на динамические качества грузового вагона //Бюллетень результатов научных исследований. 2024. №. 2. С. 29-41.

REFERENCES

1. Pekanov AA. The condition of the locomotive fleet of industrial enterprises: causes and consequences. Railway Equipment Journal. 2014;3(27):35-39.
2. Bragin AM. Improving the safety of non-public railway transport. Postulate. 2018;2-1(28):26.
3. Dudkin EP, Rybachok VM. Problems of construction and maintenance of non-public railway tracks. Transport of the Russian Federation. 2008;2(15):16-17.
4. Bunin BB, Ohanyan ES, Ponomareva TM, Shevchenko VG. Evaluation of the durability and residual re-

- source of locomotive bogie frames. Tyazheloye Mashinostroyeniye. 2007;11:31-33.
5. Ushkalov VF, Lapina LG, Mashchenko IA. Computational perturbations for assessing the dynamic qualities of freight cars. Science and Transport Progress. 2013;4(46):135-144.
6. Akishin AA, Savoskin AN. Generation of a multidimensional random process of perturbations in problems of dynamics of railway rolling stock. *Computing, Telecommunication and Control*. 2015;2-3(217-222):71-78. DOI 10.5862/JCSTCS.217-222.6.

7. Grigoriev PS. Forecasting the residual life of frames of industrial diesel locomotives [abstract of dissertation]. [Moscow (RF)]; 2016.
8. RD 32.68-96. Estimated railway track irregularities for use in the research and design of passenger and freight cars: guidance document. Moscow: VNIIZHT; 1996.
9. PNST 511-2020. Freight cars. Design irregularities of the railway track for use in dynamic qualities estimation of freight. Moscow: Standartinform; 2021.
10. ERRI B176/DT 290: B176/3 Benchmark Problem, Results and Assessment. Technical report. European Rail Research Institute; 1993.
11. Code UIC 518: Testing and approval of railway vehicles from the point of view of their dynamic behaviour: safety, track fatigue, ride quality. 2005.
12. GOST 34939-2023. Locomotives. Requirements for bearing structure strength and dynamic properties. Moscow: Standartinform; 2023.
13. GOST 55513-2013. Locomotives. Requirements for strength and dynamic properties. Moscow: Standartinform; 2013.
14. Pogorelov DYU. Computer modeling of dynamics of technical systems using *Universal Mechanism* software package. Vestnik Komp'iuternykh i Informatsionnykh Tekhnologii (Herald of Computer and Information Technologies). 2005;4(10):27-34.
15. Musaev ZhS, Shimbulatova AB, Turkebaev MD, Serikbaeva LS. Analysis of software systems for the study of dynamic characteristics of railway carriages. Bulletin of KazATC. 2008;6(55):59-65.
16. Bogdanovich AA, Saidova AV. Assessment of the influence of irregularities and the model of the rail track on the dynamic qualities of a freight car. Bulletin of Scientific Research Results. 2024;2:29-41.

Информация об авторах:

Григорьев Павел Сергеевич – кандидат технических наук, доцент, доцент кафедры «Электропоезда и локомотивы» Российского университета транспорта (МИИТ), Scopus Author ID: 57966694500; РИНЦ SPIN-код: 2014-9531; РИНЦ Author ID: 841994, тел. +7-905-549-15-51.

Grigoriev Pavel Sergeevich – Candidate of Technical Sciences, Associate Professor, Associate Professor of the Department of Electric Trains and Locomotives at Russian University of Transport (MIIT), Scopus Author ID: 57966694500; RSCI SPIN code: 2014-9531; RSCI Author ID: 841994, phone: +7-905-549-15-51.

Кодиров Нозимжон Солиевич – аспирант кафедры «Электропоезда и локомотивы» Российского университета транспорта (МИИТ), РИНЦ SPIN-код: 2365-4338; РИНЦ Author ID: 1283773.

Kodirov Nozimjon Solievich is Postgraduate student of the Department of Electric Trains and Locomotives at Russian University of Transport (MIIT), RSCI SPIN code: 2365-4338; RSCI Author ID: 1283773.

Вклад авторов: все авторы сделали эквивалентный вклад в подготовку публикации.

Contribution of the authors: the authors contributed equally to this article.

Авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов.

The authors declare no conflicts of interests.

Статья опубликована в режиме Open Access.

Article published in Open Access mode.

Статья поступила в редакцию 07.04.2025; одобрена после рецензирования 24.06.2025; принята к публикации 28.07.2025. Рецензент – Волохов Г.М., доктор технических наук, главный научный эксперт динамики и прочности подвижного состава и инфраструктуры Акционерного общества «Научно-исследовательский и конструкторско-технологический институт подвижного состава, член редсовета журнала «Транспортное машиностроение».

The article was submitted to the editorial office on 07.04.2025; approved after review on 24.06.2025; accepted for publication on 28.07.2025. The reviewer is Volokhov G.M., Doctor of Technical Sciences, Chief scientific expert of Rolling Stock and Infrastructure Dynamics and Strength of "Research and Development and Technological Institute of Rolling Stock", member of the Editorial Council of the journal *Transport Engineering*.

Научная статья

Статья в открытом доступе

УДК 629.4.027.2:629.4.018

doi: 10.30987/2782-5957-2025-8-55-65

УСТАЛОСТНЫЕ ИСПЫТАНИЯ БОКОВЫХ РАМ И НАДРЕССОРНЫХ БАЛОК ТЕЛЕЖЕК ГРУЗОВЫХ ВАГОНОВ

Никита Владимирович Комаровский¹, Александр Генрикович Отока^{2✉}, Марина Григорьевна Гегедеш³

¹ Белорусский государственный университет транспорта, Гомель, Республика Беларусь

² Гомельское вагонное депо РУП «Гомельское отделение Белорусской железной дороги», Гомель, Республика Беларусь

³ Гомельский государственный технический университет им. П.О. Сухого, Гомель, Республика Беларусь

¹ nikgenat67@gmail.com, <https://orcid.org/0009-0002-9890-0025>

² otokaa@mail.ru, <https://orcid.org/0009-0003-9926-9439>

³ maryna.g.kuzn@gmail.com, <https://orcid.org/0000-0003-0776-9325>

Аннотация

В статье описаны процедура проведения и результаты усталостных испытаний наддресорных балок и боковых рам тележек вагонов. Выполнено сравнение полученных результатов испытаний на усталость и контроля на соответствие механическим свойствам, качеству поверхности, микро- и макроструктуре со значениями, регламентированными государственными стандартами и нормативными документами. Произведена оценка причин появления и характера распространения трещин в наддресорных балках и боковых рамах тележек

вагонов, выявленных магнитопорошковым методом неразрушающего контроля. На основе экспериментальных данных построены кривые усталости исследуемых объектов испытаний. Предложены варианты повышения прочности рассмотренных конструкций.

Ключевые слова: рама, балка, тележка вагона, испытание, вязкость, магнитопорошковый контроль, микроструктура, макроструктура, прочность, ресурс.

Ссылка для цитирования:

Комаровский Н.В. Усталостные испытания боковых рам и наддресорных балок тележек грузовых вагонов / Н.В. Комаровский, А.Г. Отока. М.Г. Гегедеш // Транспортное машиностроение. – 2025. – № 8. – С.55-65. doi: 10.30987/2782-5957-2025-8-55-65.

Original article

Open Access Article

FATIGUE TESTS OF SOLEBARS AND BOLSTERS OF FRIEGHT CAR BOGIES

Nikita Vladimirovich Komarov¹, Aleksandr Henrikovich Otoka^{2✉}, Marina Grigorievna Gegedesh³

¹ Belarusian State University of Transport, Gomel, Republic of Belarus

² Gomel Carriage Depot Gomel Branch of Belarusian Railways, Gomel, Republic of Belarus

³ Sukhoi State Technical University of Gomel, Gomel, Republic of Belarus

¹ nikgenat67@gmail.com, <https://orcid.org/0009-0002-9890-0025>

² otokaa@mail.ru, <https://orcid.org/0009-0003-9926-9439>

³ maryna.g.kuzn@gmail.com, <https://orcid.org/0000-0003-0776-9325>

Abstract

The paper describes the procedure for carrying out and the results of fatigue tests of bolsters and solebars of car bogies. The results of fatigue testing and control for compliance with mechanical properties, surface quality, micro- and macrostructure are com-

pared with the values regulated by state standards and regulatory documents. The causes of occurring and propagating of cracks in the bolsters and solebars of car bogies, identified by the magnetic powder method of non-destructive testing are estimated. Fatigue curves of

the studied test objects are constructed on the basis of experimental data. Ways to increase the strength of the considered structures are proposed.

Reference for citing:

Komarovsky NV, Otoka, AG, Gegedesh MG. Fatigue tests of solebars and bolsters of freight car bogies. Transport Engineering. 2025;8:55-65. doi: 10.30987/2782-5957-2025-8-55-65.

Введение

Компоненты, входящие в конструкцию тележек вагонов, в процессе эксплуатации поездов находятся под воздействием многократных циклических нагрузок, обусловленных динамическим взаимодействием конструктивных элементов подвижного состава между собой и элементами верхнего строения пути, а также колебаниями в горизонтальной и вертикальной плоскостях. Наиболее часто происходит разрушение надрессорных балок (НБ) и боковых рам (БР) тележек вагонов. В процессе эксплуатации подвижного состава НБ и БР испытывают сложное напряженное состояние под действием различных сил.

БР является составной частью несущей конструкции тележки и в процессе эксплуатации передает нагрузку от НБ на шейки двух осей колесных пар через буксовые узлы. НБ передает нагрузки от кузова вагона на две БР через рессорное подвешивание. Таким образом, отказ любого из этих компонентов системы тележки вагона, например, излом БР (рис.1), приводит к невозможности эксплуатации вагона, и, следовательно, к возникновению ситуации, при которой не обеспечивается безопасность движения подвижного состава. Все это обуславливает предъявление особых требований к продолжительности эксплуатации перечисленных конструкций с заданной высокой надежностью до их перехода в предельное состояние, когда дальнейшая эксплуатация исключена.

Несмотря на то, что в настоящее время разрабатываются новые и модернизируются имеющиеся конструкции подвижного состава [1–3], описанные компоненты тележек вагонов по-прежнему используются, а боковые рамы тележки подвержены повреждениям в виде усталостных трещин. Причем их ресурс, рассчи-

Keywords: frame, bolster, car bogie, testing, viscosity, magnetic powder control, microstructure, macrostructure, strength, resource.

танный в процессе проектирования, как правило, не учитывает погрешности качества современного литья, в первую очередь, отливки БР [4, 5], и является завышенным, что повышает вероятность возникновения аварийной ситуации в процессе эксплуатации подвижного состава. На практике подтверждается достаточно большое количество эксплуатационных трещин в НБ и БР, выработавших менее половины своего назначенного ресурса [7], поскольку не рассчитаны на действие больших значений амплитудных напряжений, возникающих в различных зонах литых деталей в процессе эксплуатации.

Как правило, для изучения напряженного состояния используются традиционные натурные испытания [8, 9], а также расчеты на основе компьютерного моделирования [10]. Разные авторами предлагается новые методы проведения ресурсных испытаний БР и НБ тележек вагонов.

Например, в работе [11] в целях установления численных значений вертикальных, боковых и продольных сил устанавливались тензорезисторы в различные места БР на основе её анализа напряженного состояния. В процессе поездных испытаний на основе данных о количестве зарегистрированных размахов напряжений для датчика вычислялись приведенные амплитуды напряжений, эквивалентные по повреждающему действию распределению амплитуд напряжений за назначенный ресурс, возникающих от действия эксплуатационных нагрузок. В соответствии с тензодатчиками наиболее нагруженными оказались зона нижнего радиуса рессорного проема, внутреннего радиуса буксового проема и верхнего радиуса рессорного проема.



Рис.1. Излом БР в зоне внутреннего угла буксового проема из наличия пор на глубине ≥ 2 мм
 Fig. 1. Fracture of the side frame (SF) in the area of the inner corner of the axle box opening due to the presence of pores at a depth of ≥ 2 mm

Таким образом, целью представленной работы является анализ усталостной прочности надрессорных балок и боковых рам тележек вагонов с учетом их эксплуатационных режимов.

В системе оценки качества готовой продукции предприятий-изготовителей основным прочностным параметром деталей принято считать уровень сопротивления усталости. К основным маркам сталей,

применяемых при изготовлении НБ и БР, относят стали углеродистые 20Л и низколегированные 20ГЛ, 20ФЛ, 20ГТЛ и 20ХГНФТЛ.

Для оценки статической и усталостной прочности БР и НР тележки вагона применена стандартная методика испытаний [13]. На рис. 2 приведен общий вид НБ и БР тележки, нагруженных в соответствии с нормативными требованиями.



а)
 Рис. 2. Статические испытания (а) БР (б) НБ
 Fig. 2. Static tests (a) SF (b) SB

Испытания БР и НБ проведены методом отбора образцов в количестве 9 штук каждого наименования объекта испытаний на соответствие требованиям государственного стандарта [12]. Основные показатели для оценки их соответствия чертежам и требованиям ГОСТ:

- вертикальная статическая испытательная нагрузка, воспринимаемая без разрушения;
- величина коэффициента запаса сопротивления усталости, которая должна быть не менее 1,8 при вероятности неразрушения не менее 0,95 при нагрузках.

Испытательная нагрузка передается на нижний пояс рамы с помощью П-образного приспособления через систему сегментов, обеспечивающих проектное распределение нагрузки на посадочные места пружин рессорного комплекта. Испытание каждой детали произведено для случая симметричного цикла нагружения до разрушения или достижения базового числа циклов $N_0 = 10^7$. В зависимости от осевой нагрузки определена средняя нагрузка P . В качестве источников нагружения использовались различные актуаторы (нагружающие цилиндры).

Испытательная нагрузка к НБ прикладывалась через вкладыш, выполненный по форме пятника. В случае появления

трещины после прекращения испытаний на усталость деталь нагружалась квазистатической нагрузкой до раскрытия макротрещины для изучения особенностей зоны усталостного разрушения.

Как показали результаты проведенных испытаний, основные разрушения НБ наблюдаются в месте перехода наклонного пояса в опорную поверхность (зарождение усталостной трещины произошло в центре опорной поверхности), по границе (рис. 3) нижнего пояса (зарождение усталостной трещины произошло в центре нижнего пояса), что соответствует случаям разрушения, встречающимся в процессе эксплуатации тележки.



Рис. 3. Характер усталостного разрушения НБ при статических испытаниях

Fig. 3. The nature of fatigue failure of SB during static tests

На практике также разрушение происходит около ребер (рис. 4), ограничивающих перемещение рессорного комплекта, в опорной поверхности под рессорный комплект, в нижнем поясе. Из партии 9 штук не произошло разрушения только для двух НБ (балка достигла базового количества циклов, трещины отсутствуют).

Кроме явных трещин при испытаниях также образуются микротрещины, которые могут быть эффективно обнаружены с помощью неразрушающих методов контроля, в частности, магнитопорошкового. В соответствии с нормативным документом [6], зоны обязательного магнитопорошкового контроля зависят от модели те-

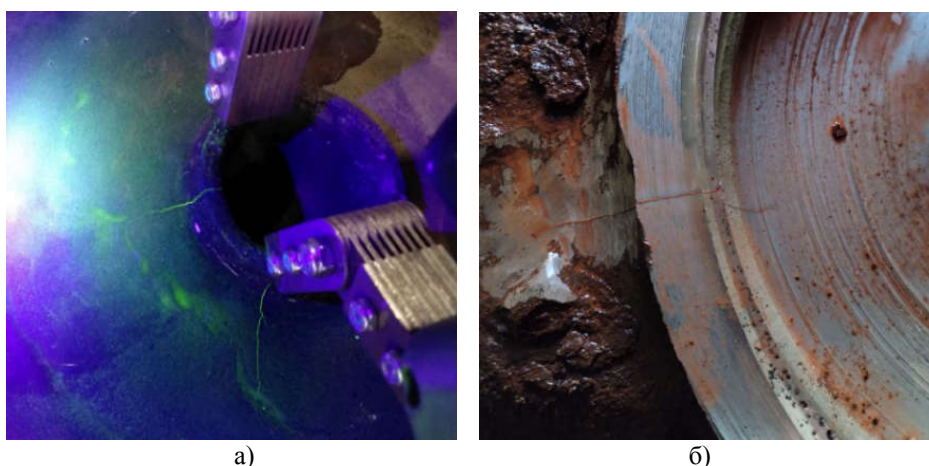
лежки. Например, у НБ зонами, в которых наиболее часто появляются трещины, являются опорная поверхность подпятника (рис. 5а), переход от наружного бурта подпятника к верхнему поясу (рис. 5б), нижний пояс, поверхность вокруг технологических окон и др. У БР это наружный и

внутренний угол буксового проема (рис. 6а), наклонный и верхний (рис. 6б) пояс, вертикальная стенка наружного и внутреннего угла буксового проема, вертикальная стенка наклонного пояса, кромка наружного угла буксового проема и др.



Рис. 4. Характер усталостного разрушения БР при статических испытаниях

Fig. 4. The nature of fatigue failure of SF during static tests



а)

б)

Рис. 5. Выявление трещин в НБ магнитопорошковым методом с использованием электромагнита (а) на опорной поверхности подпятника, переходящие на внутренний бурт (люминесцентный контроль) (б) на опорной поверхности подпятника, переходящая на наружный бурт и верхний пояс

Fig. 5. Detection of cracks in the superstructure beam (SB) by the magnetic powder method using an electromagnet (a) on the support surface of the pendulum, passing to the inner collar (luminescent control) (b) on the support surface of the pendulum, passing to the outer collar and upper belt

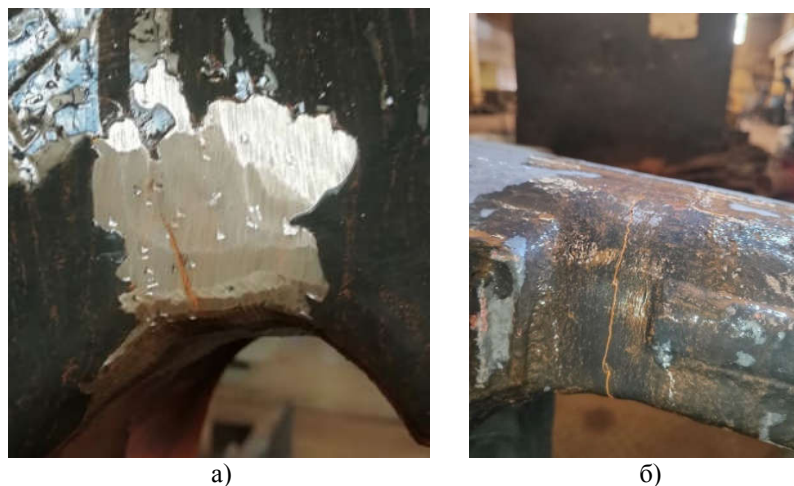


Рис. 6. Выявление трещин в БР магнитопорошковым методом с использованием электромагнита (а) на боковой стенке в зоне внутреннего угла буксового проема [2018 год изготовления, длина трещины 30 мм] (б) в верхнем поясе над технологическим проемом

Fig. 6. Detection of cracks in the SF by the magnetic powder method using an electromagnet (a) on the side walls in the area of the inner corner of the axle box opening [2018 year of manufacture, crack length 30 mm] (b) in the upper belt above the technological opening

На основе результатов испытаний, проведенных для образцов НБ и БР в количестве 9 штук, построены кривые усталости (рис. 7, 8). Вертикальная статическая испытательная нагрузка, воспринимаемая НБ без разрушения, составила 2443 кН, что на 6,2 % больше минимальных допускаемых значений (допускается не менее 2300 кН), а величина коэффициента запаса сопротивления усталости в 1,46 раза превысила минимальное допускаемое значение (допускается не менее 1,8) и составила 2,63 при вероятности неразрушения не менее 0,95.

Вертикальная статическая испытательная нагрузка, воспринимаемая БР без разрушения, составила 2750 кН, то есть имеется резерв 5,7% от допускаемой величины (допускается не менее 2600 кН), а величина коэффициента запаса сопротивления усталости при вероятности неразрушения не менее 0,95 составила 1,83 (допускается не менее 1,8).

Как показали результаты проведенных испытаний, основные разрушения БР происходили по сливному отверстию (зарождение усталостной трещины произошло в месте перехода закругления рамы в площадку под пружины, в отдельных БР в изломе присутствовали небольшое количество флокенов) и по наклонному поясу (в

отдельных БР в изломе присутствовали небольшое количество флокенов). Из партии 9 штук не произошло разрушения только для одной боковой рамы (рама достигла базового количества циклов, трещины отсутствуют). На практике также разрушение происходит в нижнем углу рессорного проема, по нижнему поясу, по опорной площадке для пружин с выходом на сливное отверстие.

Величина воспринимаемой без разрушения вертикальной статической испытательной нагрузки НБ определена с помощью стенда статических испытаний УАВ-5000А. Результаты испытаний НБ приведены в табл. 1.

Величина воспринимаемой без разрушения вертикальной статической испытательной нагрузки БР также определена с использованием стенда статических испытаний УАВ-5000А. Результаты испытаний БР приведены в табл. 2.

На основании паспорта качества испытываемая партия БР и НБ соответствует предъявляемым к подобным конструктивным элементам требованиям, принята службой качества предприятия-изготовителя, прошла инспекторский контроль по государственному стандарту [14] и признана годной для эксплуатации. Химический состав и механические свойства стали

соответствуют требованиям государственного стандарта [12]. Величина гамма-процентного ресурса детали с вероятностью $\gamma = 95\%$ составляет 32 года.

Кроме того, в процессе работы с объектами испытаний определены механические свойства материалов по темплетам – образцам, вырезанным из НБ и БР.

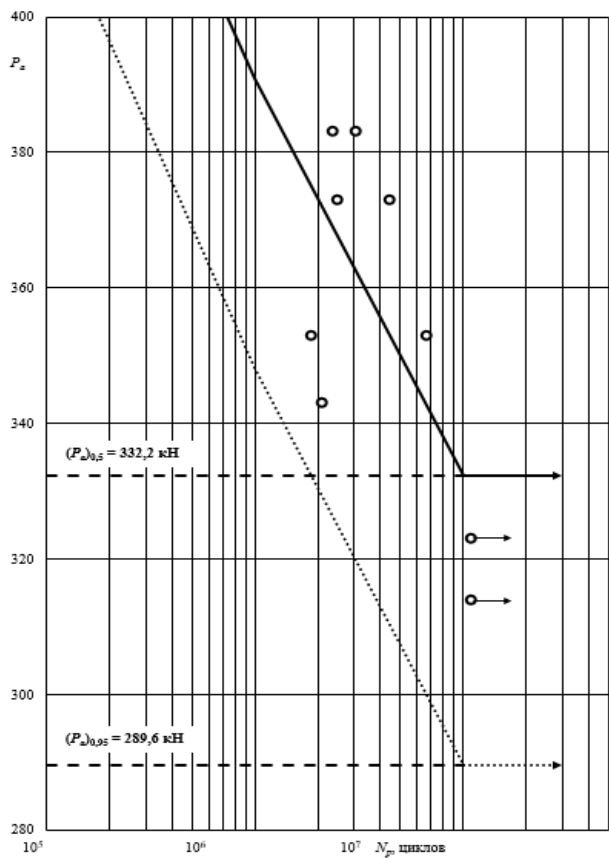


Рис. 7. Кривая усталости надрессорной балки
Fig. 7. Fatigue curve of the bolster

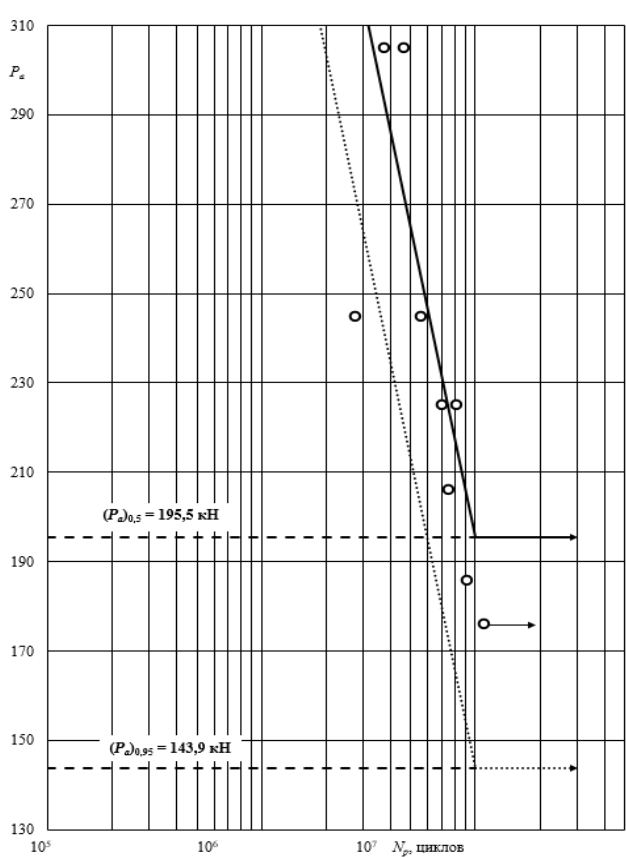


Рис. 8. Кривая усталости боковой рамы
Fig. 8. Side frame fatigue curve

Таблица 1

Результаты испытаний надрессорной балки

Table 1

Test results of the bolster

Скорость возрастания силы, кН/с	Величина вертикальной статической испытательной нагрузки, кН			Сведения о разрушении или потере несущей способности (да/нет)
	по НД	по НД + 5 %	фактическое значение	
10	2300	2415	2443,7	Нет

Таблица 2

Результаты испытаний боковой рамы

Table 2

Test results of the side frame

Скорость возрастания силы, кН/с	Величина вертикальной статической испытательной нагрузки, кН			Сведения о разрушении или потере несущей способности (да/нет)
	по НД	по НД + 5 %	фактическое значение	
10	2600	2730	2750,0	Нет

По результатам испытаний на статическое растяжение определены предел текучести σ_t , временное сопротивление на разрыв σ_b , относительное удлинение δ , относительное сужение ψ и ударная вязкость K_{CV-60} материалов изготовления изделий. Результаты сведены в табл. 3.

Таким образом, механические характеристики образцов, выполненных из материалов БР и НБ, соответствуют предъявляемым к ним требованиям: фактический предел текучести БР и НБ превысил допускаемое минимальное значение соответ-

ственно на 7,0 % и 2,6 %; временное сопротивление на разрыв соответственно выше в 1,12 раза и 1,06 раза; относительные удлинение и сужение более, чем 1,6 раза больше минимальных значений; ударная вязкость фактическая БР и НБ в 1,45 и 2,1 раза больше минимально допускаемой.

Микроструктура НБ и БР стали контролировалась визуально на шлифе под оптическим микроскопом при увеличениях кратностью $\times 100$ (рис. 9) и $\times 500$ (рис. 10).

Таблица 3

Результаты испытаний образцов боковой рамы и наддрессорной балки на статическое растяжение

Table 3

Test results of samples of the side frame and the bolster for static tension

Деталь	σ_t , МПа		σ_b , МПа		δ , %		ψ , %		K_{CV-60} , кДж/м ²	
	допуск. знач.	факт. знач.	допуск. знач.	факт. знач.	допуск. знач.	факт. знач.	допуск. знач.	факт. знач.	допуск. знач.	факт. знач.
БР	≥ 343	367	≥ 510	570	≥ 18	30	≥ 30	66	≥ 200	290
НБ		352		540		29,8		67		420

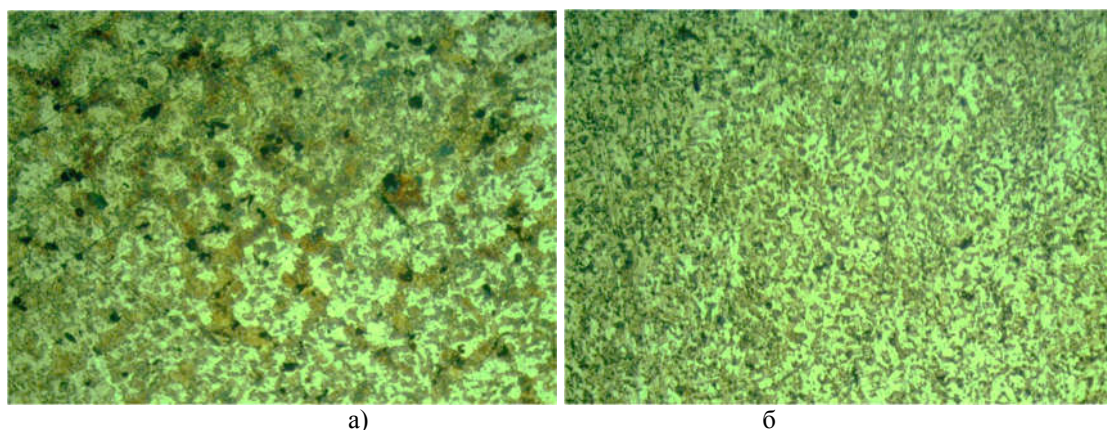


Рис. 9. Микроструктура при увеличении $\times 100$ (а) НБ (б) БР
Fig. 9. Microstructure at $\times 100$ magnification (a) SB (b) SF

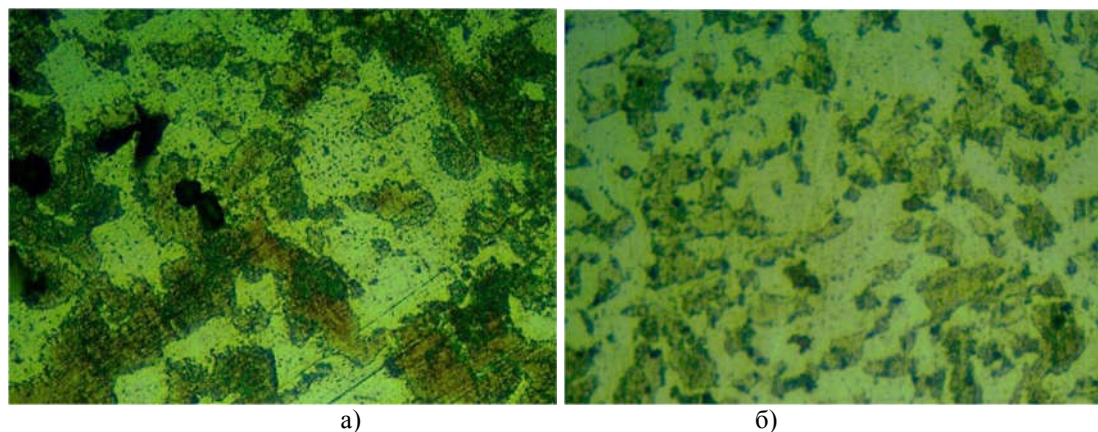


Рис. 10. Микроструктура при увеличении $\times 500$ (а) НБ (б) БР
Fig. 10. Microstructure at $\times 500$ magnification (a) SB (b) SF

Шлиф для контроля микроструктуры вырезался из зоны нижнего пояса балки наддрессорной (площадь сечения шлифа более 1 см²). Оценка микроструктуры проводилась по шкале микроструктур в соответствии с государственным стандартом [12].

Величина зерна определена методом сравнения с эталонными шкалами по государственному стандарту [15].

Заключение

Партия испытуемых образцов БР и НБ тележки грузовых вагонов выдержали испытания и соответствуют требованиям государственного стандарта [12] и таможенного регламента [16]. Заключение о соответствии вынесено на основании бинарного правила принятия решений (правила простой приемки) путем сравнения значений результатов испытаний, принятых по фактически полученным значениям без учета расширенной неопределенности, с нормативными значениями, установленными НД.

Вертикальная статическая испытательная нагрузка, воспринимаемая НБ без разрушения, на 6,2 % больше минимальных допускаемых значений, а величина коэффициента запаса сопротивления усталости в 1,46 раза превысила минимальное допускаемое значение при вероятности неразрушения не менее 0,95. Фактический предел текучести БР и НБ составил соответственно 107,0 % и 102,6 % от минимально допускаемого; временное сопротивление на разрыв соответственно выше в 1,12 раза и 1,06 раза; относительные удлинение и сужение более, чем 1,6 раза больше минимальных значений; фактическая ударная вязкость БР и НБ на 45 % и 110 %

Описание микроструктуры: микроструктура феррито-перлитная, мелкозернистая, с отдельными выделениями неравноосных зерен феррита (В1, В5). Номер зерна 8 по государственному стандарту [15]. Проверка на наличие трещин проведена на основе магнитопорошкового метода контроля способом приложенного поля с применением электромагнита. Трещины не обнаружены.

соответственно больше минимально допускаемой.

При этом нормативных рекомендаций для оценки всех действующих динамических эксплуатационных нагрузок в развернутом виде нет. Существующая методика стендовых испытаний на усталость позволяет оценить предел выносливости литых деталей на этапе изготовления, однако учитывает нагружение деталей только вертикальной нагрузкой. В результате могут быть с высокой точностью оценены сопротивление усталости наклонного пояса, угла буксового проема и нижнего угла рессорного проема, поскольку, как показывает практика, по этим зонам происходит разрушение боковой рамы при нормативных испытаниях. В то же время, как показывает опыт, по остальным зонам суммарное количество усталостных трещин в эксплуатации может достигать значительно больших величин, что требует проведения дополнительных видов испытаний, одним из методов проведения, которых может являться компьютерное моделирование на основе полученных в ходе проведения стандартных испытаний усталостных кривых.

СПИСОК ИСТОЧНИКОВ

1. Сенько В.И. О несущей способности наддрессорных балок тележек грузовых вагонов / В.И. Сенько, И.Ф. Пастухов и [др.] // Вестник ГГТУ им. П.О. Сухого. №1. 2009. С. 16-20.
2. Сенько В.И. Способ оценки остаточного ресурса литых деталей тележек грузовых вагонов / В.И. Сенько, И.Ф. Пастухов и [др.] // Вестник БелГУТа: наука и транспорт. №1-2 (14-15). 2007. С. 104-108.
3. Юнусов С.З. Исследование прочностных характеристик наддрессорной балки тележки грузового вагона на циклическую нагрузку / С.З. Юнусов, Д.Ш. Валиева и [др.] // Universum: технические науки: электрон. научн. журн. 2023. 5(110). URL: <https://7universum.com/ru/tech/archive/item/15556>.
4. Смирнова Т.А. О причинах низкого качества боковых рам и наддрессорных балок тележек /

- Т.А. Смирнова, А.В. Сухов и [др.] // Вагоны и вагонное хозяйство №1(25). 2011. С. 22-24.
5. Шостак Р. Легенды и мифы литейного производства // Литейщик России. №11. 2011. С. 32-34.
 6. ПР НК В.3-2013 Правила неразрушающего контроля литых деталей тележек грузовых вагонов при ремонте. Специальные требования (утверждены Советом по железнодорожному транспорту государств – участников Содружества, протокол от 19-20 ноября 2013 г. №59). – М. : АО «Кодекс». 2013. 27 с.
 7. Пастухов М.И. Оценка несущей способности литых деталей тележек грузовых вагонов после длительной эксплуатации // Вестник Полоцкого государственного университета. Серия В. №12. 2005. С. 160-163.
 8. Сухов А.В. К оценке сопротивления усталости литых деталей тележек грузовых вагонов / А.В. Сухов, В.А. Рейхарт // Вестник ВНИИЖТ. №1. 2015. С. 43-48.
 9. Баранов А.Н. Усталостные испытания литых несущих деталей трехосной тележки модели 18-522А / А.Н. Баранов, В.П. Ефимов // Известия ПГУПС. №1.2018. С. 5-16.
 10. Адильханов Е.Г. Оценка напряженного состояния надрессорных балок с боковыми опорами

постоянного контакта / Е.Г. Адильханов К.Б. Жакупов и [др.] // Вестник КазАТК. №2 (109). 2019. С.66-75.

11. Дмитриев С.В. Метод испытаний боковых рам тележек грузовых вагонов с нагруженностью, адекватной эксплуатационной / С.В. Дмитриев, А.И. Коновалов // Транспортное машиностроение. №4(95). 2021. С. 44-46.
12. ГОСТ 32400-2013 Рама боковая и балка надрессорная литые тележек железнодорожных грузовых вагонов. Технические условия, Москва, 2014. 61 с.
13. Надрессорные балки и боковые рамы литые двухосных тележек грузовых вагонов колеи 1520 мм. Методика испытаний на усталость (утверждено ОАО «ВНИИЖТ», ОАО «НИИ вагоностроения»), 2010. 15 с.
14. ГОСТ 32894-2014 Продукция железнодорожного назначения. Инспекторский контроль. Общие положения, Москва, 2015. 28 с.
15. ГОСТ 5639 Стали и сплавы. Методы выявления и определения величины зерна, Москва. 21 с.
16. ТР ТС 001/2011 Технический регламент таможенного союза «О безопасности железнодорожного подвижного состава» (утвержден решением Комиссии Таможенного союза от 15.07.2011г. №710), 2011. 55 с.

REFERENCES

1. Senko VI, Pastuhov IF, Makeev SV, Pastuhov MI. On the load-carrying capacity of beams above the springs of freight bogies. Vestnik of Sukhoi State Technical University. 2009;1:16-20.
2. Senko VI, Pastuhov IF. Method for estimating the residual life of cast parts of freight car bogies. Bulletin of BSUT: Science and Transport. 2007; 1-2 (14-15):104-108.
3. Yunusov SZ, Valieva DSh, Tursunov NK. Investigation of the strength characteristics of the overspring beam of a freight car trolley for cyclic loading. Universum: Technical Sciences [Internet]. 2023 May 28;5(110). Available from: <https://7universum.com/ru/tech/archive/item/15556>
4. Smirnova TA, Sukhov AV. On the causes of poor quality of bolsters and solebars of bogies. Vagoni I Vagonnoe Khozyastvo (Cars and Car Facilities). 2011;1(25):22-24.
5. Shostak R. Legends and myths of foundry production. Foundrymen of Russia. 2011;11:32-34.
6. PR NK V.3-2013 Rules for non-destructive testing of cast parts of freight car bogies during repair. Special requirements. Moscow: Codex; 2013 November 19-20.
7. Pastukhov MI. Assessment of the bearing capacity of cast parts of freight car bogies after long-term operation. Vestnik of Polotsk State University. 2005;12:160-163.
8. Sukhov AV, Reykhart VA. More on the fatigue resistance assessment of the freight car bogies' cast

parts. Russian Railway Science Journal. 2015;1:43-48.

9. Baranov AN, Efimov VP. Fatigue testings of molded carrierpieces of three-axle bogie model 18-522A. Proceedings of Petersburg Transport University. 2018;1:5-16.
10. Adilkhonov EG, Zhakupov KB, Sekero ShA. Stress state evaluation of bolsters with constant contact lateral support. Bulletin of KazATC. 2019;2(109):66-75.
11. Dmitriev SV, Konovalov AI. Testing method of bogie solibars of freight cars with adequate operational load. Transport Engineering. 2021;4(95):44-46.
12. GOST 32400-2013 Molded side frame and bolster beam of bogies for railway freight wagons. Specifications. Moscow: Standartinform; 2014.
13. Bolsters and cast side frames of bogie trucks of 1520 mm gauge railway freight cars. The technique of static strength tests. Moscow: Russian Railways; 2010.
14. GOST 32894-2014 Railway application. Inspection control. General provisions. Moscow: Standartinform; 2015.
15. GOST 5639 Steels and alloys. Methods for detection and determination of grain size. Moscow: Izdatelstvo Standartov; 2003.
16. TR TS 001/2011 Technical Regulations of the Customs Union "On the safety of railway rolling stock". 2011 Jul 15.

Информация об авторах:

Комаровский Никита Владимирович – инженер испытательного центра железнодорожного транспорта Белорусского государственного университета транспорта (БелГУТа), аспирант кафедры «Техническая физика и теоретическая механика», тел. +375333113062, AuthorID: 1191312.

Отока Александр Генрикович – начальник ПТО Гомель-пассажирский Гомельского вагонного депо РУП «Гомельское отделение Белорусской железной дороги»; инженер испытательного центра железнодорожного транспорта Белорусского государствен-

ного университета транспорта (БелГУТа), аспирант кафедры «Вагоны», тел. +375336163548, AuthorID: 1220168.

Гегедеш Марина Григорьевна – кандидат технических наук, декан машиностроительного факультета Гомельского государственного технического университета им. П. О. Сухого; доцент кафедры «Техническая физика и теоретическая механика» Белорусского государственного университета транспорта; тел. +375232 50 96 89, AuthorID: 708868.

Komarovsky Nikita Vladimirovich - Engineer of the Test Centre of Railway Transport at Belarusian State University of Transport, Postgraduate Student of the Department of Applied Physics and Theoretical Mechanics, phone: +375333113062, AuthorID: 1191312.

Otoka Aleksandr Henrikovich – Head of Gomel Passenger Railway Depot of Gomel Railway Company Gomel Branch of Belarusian Railways; Engineer of the Test Centre of Railway Transport at Belarusian State University of Transport, Postgraduate student of the

Department of Cars, phone: +375336163548, AuthorID: 1220168.

Gegedesh Marina Grigorievna – Candidate of Technical Sciences, Dean of the Mechanical Engineering Faculty of Sukhoi State Technical University of Gomel; Associate Professor of the Department of Applied Physics and Theoretical Mechanics at Belarusian State University of Transport; phone: +375232 50 96 89, AuthorID: 708868.

Вклад авторов: все авторы сделали эквивалентный вклад в подготовку публикации.

Contribution of the authors: the authors contributed equally to this article.

Авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов.

The authors declare no conflicts of interests.

Статья опубликована в режиме Open Access.

Article published in Open Access mode.

Статья поступила в редакцию 07.04.2025; одобрена после рецензирования 24.06.2025; принята к публикации 28.07.2025. Рецензент – Волохов Г.М., доктор технических наук, главный научный эксперт динамики и прочности подвижного состава и инфраструктуры Акционерного общества «Научно-исследовательский и конструкторско-технологический институт подвижного состава, член редсовета журнала «Транспортное машиностроение».

The article was submitted to the editorial office on 07.04.2025; approved after review on 24.06.2025; accepted for publication on 28.07.2025. The reviewer is Volokhov G.M., Doctor of Technical Sciences, Chief scientific expert of Rolling Stock and Infrastructure Dynamics and Strength of "Research and Development and Technological Institute of Rolling Stock", member of the Editorial Council of the journal *Transport Engineering*.

Научная статья

Статья в открытом доступе

УДК 531.43

doi: 10.30987/2782-5957-2025-8-66-76

ИЗНОС ПАР ТРЕНИЯ ШАТУННО-ПОРШНЕВОЙ ГРУППЫ АВТОМОБИЛЯ В РЕЖИМЕ МАСЛЯНОГО ГОЛОДАНИЯ

Александр Олегович Горленко^{1✉}, Анна Павловна Ващишина², Сергей Петрович Шец³,
Тимофей Игоревич Осипов⁴

^{1,2,3,4} Брянский государственный технический университет, Брянск, Россия

¹ bugi12@bk.ru

² vashhi.anya@yandex.ru

³ shetssp@mail.ru

⁴ bcnote@mail.ru

Аннотация

В статье рассмотрена шатунно-поршневая группа двигателя автомобиля, в частности, коренные и шатунные шейки. Показано, что в режиме масляного голодания коренные и шатунные шейки подвергаются износу и приводят к неисправности и остановке двигателя. Установлено, что масляное голодание возникло в следствии несоответствия материала изготовления и твердости третьих шеек остальным третьем шатунном подшипнике. Показано, что причиной аварийного износа деталей третьего шатунного подшипника (вкладышей и ша-

тунной шейки) являются дефекты изготовления коленчатого вала, связанные с использованием некачественного конструкционного материала с неоднородной структурой (с неметаллическими включениями), а также несоблюдения технологии изготовления коленчатого вала (технологии поверхностного упрочнения – закалки ТВЧ).

Ключевые слова: износ, шатунно-поршневая группа, подшипник, масляное голодание, шейка, трение, нагрузка.

Ссылка для цитирования:

Горленко А.О. Износ пар трения шатунно-поршневой группы автомобиля в режиме масляного голодания / А.О. Горленко, А.П. Ващишина, С.П. Шец, Т.И. Осипов // Транспортное машиностроение. – 2025. - № 8. – С.66-76. doi: 10.30987/2782-5957-2025-8-66-76.

Original article

Open Access Article

WEAR OF THE CONNECTING ROD-PISTON FRICTION PAIRS OF THE CAR IN OIL STARVATION MODE

Aleksandr Olegovich Gorlenko^{1✉}, Anna Pavlovna Vashchishina², Sergey Petrovich Shets³,
Timofey Igorevich Osipov⁴

^{1,2,3,4} Bryansk State Technical University, Bryansk, Russia

¹ bugi12@bk.ru

² vashhi.anya@yandex.ru

³ shetssp@mail.ru

⁴ bcnote@mail.ru

Abstract

The paper considers the connecting rod-piston group of a car engine, in particular, the conical and connecting rod necks. It is shown that in the oil starvation mode, the crankshaft and connecting rod necks are subject to wear and lead to engine malfunction and shutdown. It is found that oil starvation occurred as a result of the discrepancy between the manufacture material and the hardness of the third necks in the third

connecting rod bearing. It is shown that the cause of the accidental wear of the parts of the third connecting rod bearing (inserts and connecting rod neck) are defects in the manufacture of the crankshaft associated with the use of poor-quality structural material with an inhomogeneous structure (with non-metallic inclusions), as well as non-compliance with the manufactur-

Reference for citing:

Gorlenko AO, Vashchinina AP, Shets SP, Osipov TI. Wear of the connecting rod-piston friction pairs of the car in oil starvation mode. *Transport Engineering*. 2025;8:66-76. doi: 10.30987/2782-5957-2025-8-66-76.

Введение

Коленчатый вал двигателя воспринимает ударные динамические нагрузки, силы трения, неуравновешенные силы и моменты, крутильные колебания и вибрации, высокие температуры, статические нагрузки от сопрягаемых деталей. Ресурс коленчатого вала характеризуется двумя показателями: усталостной прочностью и износостойкостью [1]. Один из важнейших факторов, определяющих работоспособность подшипника скольжения – это материалы, из которых изготовлены его элементы. Наилучшее сочетание материалов следующее: «твердая» рабочая поверхность шейки вала и «мягкая» рабочая поверхность вкладыша. Такое сочетание материалов снижает риск возникновения задиров, если вдруг возникнет контакт поверхностей (подобное возможно при запуске двигателя, когда масло еще не успевает поступить к подшипникам) [2, 3].

Детали, образующие подшипник скольжения должны иметь правильную геометрическую форму, при которой между ними обеспечивается определенный зазор (обычно 0,03...0,08 мм), а также гладкую поверхность [4]. Увеличение зазора влечет за собой падение давления в системе смазки и ухудшение охлаждения подшипника. Дальнейшая эксплуатация двигателя с таким подшипником приводит к лавинообразному росту зазора за счет ударных нагрузок, сопровождаемых сильным нагревом, плавлением материала вкладыша и износом шейки вала [5]. Последние, заключительные стадии этого процесса – проворачивание вкладышей и «выбрасывание» их остатков в поддон картера с неизбежным повреждением поверхности постели.

Шатунные подшипники коленчатого вала ДВС относятся к нестационарно нагруженным подшипникам скольжения и являются наиболее ответственными подвижными трибосопряжениями, которые в значительной степени определяют ресурс современных автомобильных двигателей

[6, 7]. Характер повреждения шейки коленчатого вала, нижней головки шатуна цилиндра и шатунных вкладышей свидетельствует об их работе в режиме «масляного голодания» [8].

В нормальных условиях работы подшипников скольжения масло под давлением полностью заполняет зазор между валом и вкладышем, однако под действием нагрузки вал смещается от оси подшипника ближе к одной стороне [9]. При этом за счет сужения зазора и вращения вала масло затягивается в зазор и полностью разделяет поверхности, препятствуя их непосредственному соприкосновению.

Решающее значение для процесса образования смазки оказывает подъемная сила F_r , которая пропорциональна угловой скорости вращения вала и вязкости смазочного материала, но обратно пропорционально радиальному зазору Δ :

$$F_r = C_F \mu \omega l d^3 / \Delta^2,$$

где C_F – коэффициент нагруженности подшипника (число Зоммерфельда); μ – динамическая вязкость смазки; ω – угловая скорость вращения вала; l – длина вкладыша; d – диаметр вала; Δ – радиальный зазор подшипника.

Таким образом, общая картина процесса смазки шатунного подшипника характеризуется определенными значениями вязкости смазочного материала, нагрузок, давления и подачи масла в зону трения.

При определенных условиях (большая нагрузка и/или малое давление подачи масла) произойдет контакт сопрягаемых поверхностей по микронеровностям – так называемый режим полужидкостного трения. Однако это еще не приводит к разрушению подшипника, если контакт деталей происходит кратковременно, по относительно небольшой поверхности, а температура на поверхности вкладыша невысока.

Режим «масляного голодания» в подшипниках скольжения возникает:

1. При полном прекращении подачи масла.

Если подача масла полностью прекращается, то происходит быстрый, и чрезвычайно сильный разогрев подшипника от трения и отсутствия отвода тепла. Вкладыши начинают плавиться, их рабочий слой быстро разрушается, при этом происходит перенос материала вкладыша на шейку вала. Описанный процесс обычно занимает сравнительно короткое время – несколько десятков километров пробега автомобиля. Поверхность шейки и примыкающих к ней противовесов коленчатого вала в этом случае подвергаются нагреву до очень высокой температуры (свыше 600...700 °C), с последующим медленным охлаждением после остановки двигателя. Кроме того, в смазочном отверстии шейки, а также на противовесах вала вблизи нее обычно отсутствует нагар и следы коксования масла. Одним из основных признаков полного прекращения подачи масла является значительное повреждение всех без исключения вкладышей при этом на нескольких подшипниках износ, и перегрев может быть несколько меньше, однако все равно он значителен.

2. При недостаточной подаче масла к трущимся поверхностям подшипника.

В этом случае при заданной нагрузке масляная пленка становится тоньше, ее несущая способность снижается. Помимо этого, уменьшение подачи масла в подшипник приводит к ухудшению отвода тепла и повышению температуры масла и самого подшипника, что еще больше уменьшает толщину пленки и вызывает сильный разогрев подшипника от трения непосредственно контактирующих деталей – вкладыша и шейки коленчатого вала.

Дальнейшее уменьшение подачи масла (и/или рост нагрузки на вал) вызывает расширение зон соприкосновения деталей и дальнейший разогрев их поверхностей, что приведет к интенсификации процесса микрорезания, сопровождаемого силами молекулярного сцепления и при работе подшипника будет происходить молекулярно-механическое взаимодействие поверхностей трения скольжения.

Молекулярная составляющая силы трения обусловлена адгезионным взаимодействием контактирующих поверхностей на фактически пластических и срезаемых площадках контакта и сопровождается максимальной величиной износа.

Механическая составляющая силы трения обусловлена возникновением упругих, пластических деформаций некоторых встречающихся микронеровностей и срезом наибольших по величине выступов шероховатости, находящихся на вершинах волн и макроотклонений. Вследствие такого характера взаимодействия разрушается часть выступов шероховатости, причём отдельные выступы деформируются пластично, с образованием усталостных трещин, характерных для малоциклового усталостного разрушения, а некоторые выступы деформируются упруго.

В результате такого взаимодействия контактирующие поверхности подшипника претерпевают пластические деформации и микрорезание, сопровождающиеся наволакиванием металла с одной поверхности на другую и антифрикционный слой повреждается. После этого подшипник начнет работать в режиме граничного трения, сопровождающимся плавлением рабочего слоя вкладыша. Одновременно с этим под действием внешней нагрузки расплавленный антифрикционный материал вкладыша начнет выжиматься к краям вкладыша, после чего начнется непосредственный контакт шейки вала со стальной основой вкладыша. Подшипник, получивший такие значительные повреждения, резко меняет режим работы, даже если подача масла будет восстановлена до нормального уровня. За счет значительного уменьшения толщины антифрикционного материала вкладыша резко увеличивается рабочий зазор между вкладышем и шейкой вала – с 0,05 мм до 0,2...0,5 мм и более. При таком большом зазоре масло не может заполнить все пространство в зазоре между шатунной шейкой и вкладышами и сохраняться там в течение всего времени работы. Вследствие того, что нагрузка на вал со стороны шатуна носит знакопеременный характер масляный клин в подшипнике, работающем с чрезмерно большим за-

зором, разрушается и в результате контакта шейки вала со стальной основой вкладыша

Материалы и методы

Измерение геометрических размеров элементов коленчатого вала проводились с использованием установки ПБМ–500, микрометра гладкого цифрового МКЦ 25–50; микрометра гладкого цифрового МКЦ 50–75, индикатора ИЧ–10. Химический анализ материала коленчатого вала проверялся спектральным методом, на приборе

Результаты и обсуждение

При осмотре вкладышей коренных подшипников коленчатого вала на вкладыше третьей коренной шейки в средней части обнаружены следы аварийного изнашивания в виде кольцевой риски (рис. 1).



Рис. 1. Вкладыш коренного подшипника
Fig. 1. Main bearing insert

При осмотре деталей шатунно-поршневых групп исследуемого двигателя обнаружено, что вкладыши третьего шатунного подшипника провернуло в нижней головке шатуна. Визуальным осмотром коленчатого вала исследуемого двигателя

дыша износ приобретает катастрофически быстрый характер.

SPECKTROMAX. Твердость на фрагментах шеек промерялась по поверхности и в поперечном сечении шеек на твердомере Роквелл типа ТК–2. Микроструктура образцов исследовалась на поперечных микрошлифах на металлографическом микроскопе «Axiovert 40MAT», при 100–кратном и 500–кратном увеличении.

обнаружено, что третья шатунная шейка критически изношена (рис. 2).



Рис. 2. Шатунная шейка
Fig. 2. Connecting rod neck

В ходе исследования были проведены измерения диаметров коренных и шатунных шеек, биения коленчатого вала. Измерения производились в соответствии со схемой измерений (рис. 3), результаты измерений приведены в табл. 1, 2.

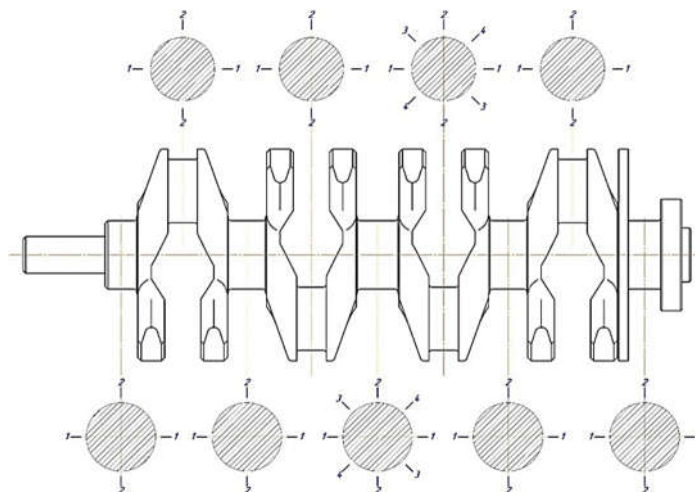


Рис. 3. Схема измерений коленчатого вала
Fig. 3. Crankshaft measurement circuit

Таблица 1

Размеры коренных шеек

Table 1

Dimensions of crankshaft necks

Сечение	1-я коренная	2-я коренная	3-я коренная	4-я коренная	5-я коренная	Допуск
Сечение 1 – 1	51,948	51,948	51,944	51,944	51,949	51,942 – 51,960
	51,947	51,947	51,942	51,945	51,944	
	–	–	51,941	–	–	
Сечение 2 – 2	51,946	51,945	51,937	51,943	51,947	
	51,943	51,945	51,937	51,943	51,946	
	–	–	51,944	–	–	
Сечение 3 – 3	–	–	51,934	–	–	
Сечение 4 – 4	–	–	51,936	–	–	

Таблица 2

Размеры шатунных шеек

Table 2

Dimensions of crankpins

Сечение	1-я шатунная	2-я шатунная	3-я шатунная	4-я шатунная	Допуск
Сечение 1 – 1	47,954	47,950	48,034	47,960	51,954 – 47,972
	–	–	48,035	–	
	–	–	48,035	–	
Сечение 2 – 2	47,951	47,954	47,869	47,959	
	–	–	47,863	–	
	–	–	47,857	–	
Сечение 3 – 3	–	–	47,935	–	
	–	–	47,925	–	
	–	–	47,825	–	
Сечение 4 – 4	–	–	47,869	–	
	–	–	47,861	–	
	–	–	47,907	–	

Биение коленчатого вала составило 0,21 мм. Таким образом, результаты осмотра обследованных деталей и узлов (сборочных единиц) двигателя автомобиля свидетельствуют об аварийном износе деталей третьего коренного подшипника и всех шатунных подшипников. При этом максимальные повреждения получили третья шатунная шейка и шатунные вкладыши третьего шатунного подшипника.

Характер повреждения третьей шейки коленчатого вала, нижней головки шатуна

третьего цилиндра и шатунных вкладышей свидетельствует о том, что в двигателе имел место так называемый режим локального «масляного голодания», при котором подача масла к поврежденному шатунному подшипнику (сопряжению «шатунные вкладыши – шатунная шейка») была недостаточной для обеспечения его нормальной работы.

Результаты химического анализа приведены в табл. 3.

Таблица 3

Химический состав материала исследуемого коленчатого вала

Table 3

Chemical composition of the material of the crankshaft under study

C, %	Si, %	Mn, %	P, %	S, %	Cr, %	Ni, %	Cu, %	Al, %
0,403	0,68	1,40	0,018	0,024	0,270	0,066	0,102	0,013
Mo, %	V, %	Ti, %	Nb, %	Co, %	W, %	Pb, %	B, %	Sn, %
0,022	0,120	0,013	0,0042	0,0049	<0,0010	0,012	0,0009	0,017
Zn, %	As, %	Bi, %	Ca, %	Ce, %	Zr, %	La, %	Fe, %	
<0,0020	0,011	<0,0020	0,0003	<0,0030	0,0029	<0,0010	96,6	

По химическому составу материал коленчатого вала наиболее близок к отечественной стали 40Г2 ГОСТ4543–2016 (с отклонением по кремнию).

Зарубежные аналоги стали 40Г2: США – 1141, 1340, 1541, 1541H, G11410, G13400, G15410, H13400, H15410; Япония – SMn2, SMn438, SMn438H; Китай – 40Mn2.

Необходимо отметить, что данная марка стали относится к классу конструкционных легированных сталей и используется в машиностроении для изготовления деталей – коленчатых и карданные валов, распределительных валов, осей, поршневых пальцев, полуосей, рычагов и других изделий. Результаты замеров твердости представлены в табл. 4.

Таблица 4

Результаты замеров твердости

Table 4

Hardness measurement results

Наименование образца	Твердость HRC	
	на поверхности	в сечении
Фрагмент первой коренной шейки (образец №1)	51 – 53	29 – 30
Фрагмент второй коренной шейки (образец №2)	50 – 52	28 – 30
Фрагмент второй шатунной шейки (образец №3)	52 – 54	28 – 30
Фрагмент третьей шатунной шейки (образец №4)	37 – 39	27 – 29

Значения твердости в диапазоне HRC 50...54 свидетельствуют о наличии поверхностного упрочнения, при этом в сечении материал имеет твердость характерную для объемной термообработки данной стали.

Для исследования микроструктуры и изготовления микрошлифов из представленных образцов были вырезаны фрагменты. На микрошлифах образцов наблюда-

ются слои закалки ТВЧ. Глубина слоя закалки ТВЧ замерялась на поперечных микрошлифах и составляет около 2,80 мм для коренных шеек (в исследуемом сечении) и примерно 1,95 мм (в исследуемом сечении) – для шатунных шеек. Микроструктура слоя закалки ТВЧ первой коренной шейки – троостомартенсит (рис. 4), качество закалки – удовлетворительное.



Рис. 4. Микроструктура первой коренной шейки
Fig. 4. Microstructure of the first crankshaft neck

Микроструктура слоя закалки ТВЧ третьей коренной шейки – троостомартенсит (рис. 5). Белая стрелка на рис. 5 указывает на место расположения кольцевой риски на поверхности коренной шейки 2. Дефект в

сечении не идентифицируется, каких-либо изменений в микроструктуре также не наблюдается, что свидетельствует о незначительной глубине риски. Микроструктура равномерная. Качество закалки ТВЧ удо-

влетворительное. Микроструктура слоя закали ТВЧ второй шатунной шейки – троостит (рис. 6). Микроструктура равномерная. Микроструктура слоя закали ТВЧ

третьей шатунной шейки – троостит сорбитообразный с участками выделений феррита (рис. 7).

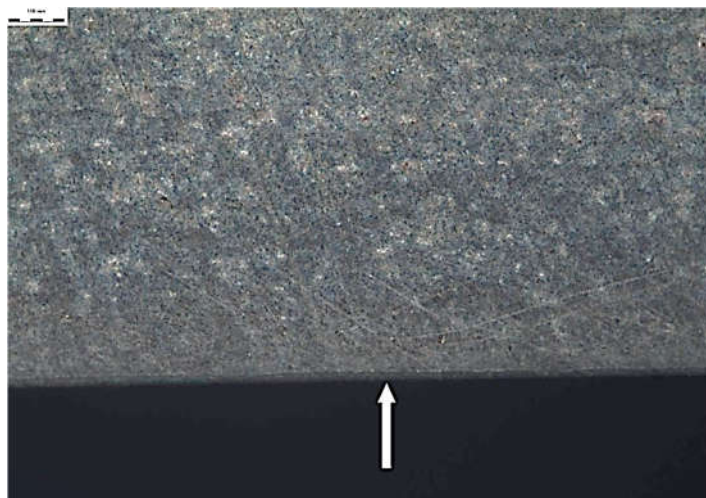


Рис. 5. Микроструктура третей коренной шейки
Fig. 5. Microstructure of the third crankshaft neck



Рис. 6. Микроструктура второй шатунной шейки
Fig. 6. Microstructure of the second crankpin



Рис. 7. Микроструктура третей шатунной шейки
Fig. 7. Microstructure of the third crankpin

Микроструктура неравномерная. Качество закалки ТВЧ не удовлетворительное и подтверждается замерами твердости по поверхности данного образца (табл. 4).

В микроструктурах закаленного ТВЧ слоя второй и третьей шатунных шеек наблюдаются неметаллические

включения (в виде вытянутых в направленииковки «прожилок» серого цвета – наиболее крупные из них показаны белыми стрелками). Неметаллические включения расположены скоплениями и одиночно, размер включений не более 0,07 мм.

Результаты

Таким образом, результаты металлургического исследования позволяют сделать следующие выводы:

1. Коленчатый вал исследуемого двигателя изготовлен из легированной конструкционной стали, отечественным аналогом которой является сталь 40Г2 ГОСТ 4543-2016.

2. Замеры твердости рабочих поверхностей и сердцевины шеек, а также исследование микроструктуры поперечных шлифов свидетельствует о поверхностном упрочнении – закалке токами высокой частоты (ТВЧ). Качество поверхностного упрочнения удовлетворительное, за исключением третьей шатунной шейки, где твердость на рабочей поверхности сильно занижена.

3. Сравнительный анализ поверхностной твердости, микроструктуры, конфигурации и толщины слоев закалки ТВЧ свидетельствует о том, что на третьей шатунной шейке закалка ТВЧ была произведена некачественно.

4. Неметаллические включения в материале коленчатого вала, обнаруженные при исследовании микроструктуры поперечных шлифов, вырезанных из второй и третьей шатунных шеек, свидетельствуют о структурной неоднородности материала и могли интенсифицировать процесс изнашивания пары трения «шатунная шейка – шатунные вкладыши».

5. Некачественная термообработка и структурная неоднородность материала третьей шатунной шейки, способствовали поверхностному разрушению и аварийному износу данной шатунной шейки.

Таким образом, повреждения деталей третьего шатунного подшипника (шатунных вкладышей и шатунной шей-

ки) могли быть вызваны дефектами их изготовления: несоответствием размеров, формы и расположения сопрягаемых деталей; использования некачественных конструкционных материалов, а также несоблюдения технологии их изготовления и сборки.

Известно, что при определенных условиях рабочий слой вкладыша и шатунной шейки подвергается усталостному разрушению, при котором происходит выкрашивание частиц материала с образованием на рабочих поверхностях дефектов в виде глубоких раковин.

Разрушение контактирующих поверхностей вкладыша и шейки в этом случае, вызывает их ускоренный износ, локальный перегрев в зоне непосредственного контакта деталей и образование на шейке следов внедрившегося материала вкладыша, а также темных полос перегрева. В этом случае процесс разрушения подшипника в начальный период носит довольно медленный характер, однако, далее за счет расширения зоны повреждений происходит уменьшение опорной поверхности вкладыша и для нормальной работы которого (без непосредственного контакта деталей) требуется все большее давление, подача и вязкость масла. В определенный момент нормальной подачи масла оказывается недостаточно, чтобы скомпенсировать чрезмерно возросшие удельные нагрузки, возникает режим «масляного голодания», и подшипник переходит в режим работы с непосредственным соприкосновением трущихся деталей. После этого начинается интенсивный износ вкладышей, пока зазор в подшипнике не выходит за допустимые пределы. Наступление режима «масляного голодания» в данном случае

может явиться следствием разрушения части рабочего слоя вкладыша, однако дальнейший ускоренный износ вкладышей происходит уже вследствие наступления этого режима и занимает гораздо меньшее время.

Результаты проведенного исследования не свидетельствуют об общем «масляном голодании» исследуемого

Выводы

Результаты визуального осмотра исследуемого коленчатого вала, вкладышей коренных и шатунных подшипников, измерения диаметров коренных и шатунных шеек, а также проведенного металловедческого исследования не свидетельствуют о несоответствии размеров, формы и расположения сопрягаемых деталей подшипников скольжения требованиям нормативно-технической документации, а также о дефектах сборки двигателя.

Таким образом, причиной аварийного износа деталей третьего шатунного подшипника (вкладышей и шатунной шейки) являются дефекты изготовления коленчатого вала, связанные с использованием некачественного конструкционного материала с неоднородной структурой (с неметаллическими включениями), а также несоблюдения технологии изготовления коленчатого вала (технологии поверхностного упрочнения – закалки ТВЧ).

Указанные обстоятельства позволяют установить механизм отказа исследуемого двигателя, который заключался в следующем. На начальном этапе эксплуатации автомобиля зазоры во всех коренных и шатунных подшипниках скольжения соответствовали нормативным значениям, и какое-то время все подшипники скольжения работали нормальных условиях. Однако, в связи с тем, что не было обеспечено требуемое каче-

двигателя, вызванном прекращением подачи моторного масла ко всем узлам трения скольжения. Таким образом, можно утверждать, что возникновение обнаруженных повреждений третьей коренной шейки, третьей шатунной шейки и шатунных подшипников исследуемого двигателя вызвано их работой в режиме локального «масляного голодания».

ство рабочей поверхности третьей шатунной шейки, интенсивность ее изнашивания по сравнению с другими шейками увеличилась. Изнашивание шатунной шейки привело к увеличению зазора между трущимися деталями данного шатунного подшипника, но при этом подшипник еще сохранял свою работоспособность. При дальнейшей работе двигателя зазор в третьем шатунном подшипнике достиг своего предельного значения, и процесс изнашивания пары трения приобрел аварийный характер. Аварийный износ третьего шатунного подшипника привел к падению давления масла в подшипнике и росту температуры в нем. Одновременно с этим ухудшились условия работы третьего коренного подшипника, а также первого, второго и четвертого шатунных подшипников, так как увеличились утечки масла через третий шатунный подшипник. При дальнейшей работе двигателя в этих условиях произошло проворачивание вкладышей третьего шатунного подшипника, аварийный износ третьей коренной шейки, образовались механические повреждения на рабочих поверхностях вкладышей третьего коренного подшипника в виде кольцевой риски, а также были изношен антифрикционный слой вкладышей первого, второго и четвертого шатунных подшипников, после чего произошел останов двигателя.

СПИСОК ИСТОЧНИКОВ

1. Исследование коленчатого вала дизельного двигателя ЯМЗ-238Д1, отказавшего в процессе эксплуатации / Е. В. Лукашова, А. П. Ващишина, М. Г. Шалыгин, Т. И. Осипов //

- Транспортное машиностроение. 2025. № 5(41). С. 32-38.
2. Шалыгин, М. Г. Исследование физико-химических и противоизносных свойств мо-

торных масел по завершении процесса эксплуатации / М. Г. Шалыгин, С. П. Ващишин, А. П. Ващишина // Транспортное машиностроение. 2024. № 3(27). С. 12-19.

3. Шец С.П. К вопросу повышения долговечности подшипников скольжения автомобильных двигателей. Актуальные проблемы трибологии.: Сб. тр. междунар. науч.-техн. конф. г. Самара, июнь. 2007 г./ С.П. Шец. М.: Машиностроение, 2007. Т-2. С. 488-501.
4. Мадорский, Л.В. Диагностирование технического состояния машин по внешним признакам: учеб. пособие / Л.В. Мадорский. Ростов-на-Дону: Рост. гос. ун-т путей сообщения, 2003. 108 с.
5. Методика прогнозирования долговечности подшипников качения и оптимальный выбор смазочных материалов в условиях обильной смазки и масляного голодания / Н. Ф. Дмитриченко, А. А. Миланенко, А. А. Глухонец, К. Н. Миняйло // Трение и износ. 2017. Т. 38, № 2. С. 114-120.

REFERENCES

1. Lukashova EV, Vashchinina AP, Shalygin MG, Osipov TI. Study of the crankshaft of YaMZ-238D1 diesel engine that failed during operation. Transport Engineering. 2025;5: 32-38.
2. Shalygin MG, Vashchinin SP, Vashchinina AP. Study of physico-chemical and anti-wear properties of motor oils at the end of operation. Transport Engineering. 2024;3: 12-19.
3. Shets SP. On the issue of increasing the durability of sliding bearings in automobile engines. Collection of Papers of International Scientific and Technical Conference, June, 2007: Actual Problems of Tribology; Moscow: Mashinostroenie; 2007.
4. Madorsky LV. Diagnosis of the technical condition of machines by external signs: textbook. Rostov-on-Don: Rostov State Transport University; 2003.
5. Dmitrichenko NF, Milanenko AA, Glukhonets AA, Minyailo KN. Method for predicting the durability of rolling bearings and the optimal choice

6. Шец С.П. Изнашивание нестационарно нагруженных радиальных подшипников скольжения/ С.П. Шец. Брянск.: Брянск ГТУ. №1.(13), 2007. С. 13–19.
7. Хрулев, А. Э. Методика определения причины неисправности ДВС при тяжелых эксплуатационных повреждениях / А. Э. Хрулев, Ю. В. Кочуренко // Двигатели внутреннего сгорания. 2017. № 1. С. 52-60.
8. Разговоров, К. И. Методика определения причин масляного голодания бензиновых двигателей легковых автомобилей / К. И. Разговоров // Новые материалы и технологии в машиностроении. 2019. № 30. С. 77-80.
9. Шец С.П., Горленко А.О., Шалыгин М.Г. Повышение эффективности образования гидродинамической смазки в подшипниках скольжения применением магнитной жидкости // Строительные и дорожные машины. 2023. № 5. С. 27-31.

of lubricants in conditions of abundant lubrication and oil starvation. Friction and Wear. 2017;38(2):114-120.

6. Shets SP. Wear of unsteadily loaded radial sliding bearings. Bryansk.: Bryansk State Technical University. 2007;1(13):13-19.
7. Khrulev AE, Kochurenko YuV. Method for determining the causes of internal combustion engine malfunction in case of severe operational damage. Internal Combustion Engines. 2017;1:52-60.
8. Razgovorov KI. Method for determining the causes of oil starvation in gasoline engines of passenger cars. Novie Materiali I Tekhnologii v Mashinostroenii. 2019;30:77-80.
9. Shets SP, Gorlenko AO, Shalygin MG. Increasing the efficiency of hydrodynamic lubrication formation in sliding bearings using magnetic fluid. Stroitel'nye i Dorozhnye Mashiny. 2023;5:27-31.

Информация об авторах:

Горленко Александр Олегович – доктор технических наук, профессор, профессор кафедры «Производство и сервис в транспортном машиностроении» Брянского государственного технического университета, тел. 84832588212.

Ващишина Анна Павловна – кандидат технических наук, доцент кафедры «Турбиностроение и трубопроводные транспортные системы» Брянского государственного технического университета, тел. 84832588212.

Шец Сергей Петрович – доктор технических наук, профессор, профессор кафедры «Производство и сервис в транспортном машиностроении» Брянского государственного технического университета, тел. 84832588212.

Осипов Тимофей Игоревич – аспирант кафедры «Турбиностроение и трубопроводные транспортные системы» Брянского государственного технического университета, тел. 84832588212.

Gorlenko Aleksandr Olegovich – Doctor of Technical Sciences, Professor, Professor of the Department of Production and Service in Transport Engineering at Bryansk State Technical University, phone: 84832588212.

Vashchishina Anna Pavlovna – Candidate of Technical Sciences, Associate Professor of the Department of Turbine Engineering and Pipeline Transport Systems, Bryansk State Technical University, phone: 84832588212.

Shets Sergey Petrovich – Doctor of Technical Sciences, Professor, Professor of the Department of Production and Service in Transport Engineering at Bryansk State Technical University, phone: 84832588212.

Osipov Timofey Igorevich – Postgraduate Student of the Department of Turbine Engineering and Pipeline Transport Systems at Bryansk State Technical University, phone: 84832588212.

Вклад авторов: все авторы сделали эквивалентный вклад в подготовку публикации.
Contribution of the authors: the authors contributed equally to this article.

Авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов.
The authors declare no conflicts of interests.

Статья опубликована в режиме Open Access.
Article published in Open Access mode.

Статья поступила в редакцию 14.07.2025; одобрена после рецензирования 15.07.2025; принята к публикации 28.07.2025. Рецензент – Тихомиров П.В., доктор технических наук, доцент, заведующий кафедрой «Транспортно-технологических машин и сервиса» Брянского государственного инженерно-технологического университета.

The article was submitted to the editorial office on 14.07.2025; approved after review on 15.07.2025; accepted for publication on 28.07.2025. The reviewer is Tikhomirov P.V., Doctor of Technical Sciences, Associate Professor, Head of the Department of Transport and Technological Machines and Services at the Bryansk State Engineering and Technology University.



Научное издание

ТРАНСПОРТНОЕ МАШИНОСТРОЕНИЕ

Редактирование

Н.Ю. Лакалина

Компьютерная верстка

В.А. Ерохина

Подписано в печать 15.08.25. Дата выхода в свет 29.08.25. Формат 60×84¹/₈.

Бумага офсетная. Офсетная печать. Усл. печ. л. 9,3. Уч.-изд. л. 10,0.

Тираж 500 экз. Свободная цена.

Учредитель и издатель – Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования
«Брянский государственный технический университет»
(БГТУ)

Адрес редакции и издателя:

ФГБОУ ВО «Брянский государственный технический университет».
241035, Брянск, бульвар 50 лет Октября, 7, БГТУ, тел. (4832) 58-82-77.

Отпечатано в лаборатории оперативной полиграфии БГТУ,
241035, Брянск, ул. Институтская, 16