ВЕСТНИК машиностроения

ЕЖЕМЕСЯЧНЫЙ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ И ПРОИЗВОДСТВЕННЫЙ ЖУРНАЛ

12

2018

ИЗДАЕТСЯ С НОЯБРЯ 1921 ГОДА

Журнал входит в перечень утвержденных ВАК РФ изданий для публикации трудов соискателей ученых степеней

Журнал переводится на английский язык, переиздается и распространяется во всем мире фирмой "Аллертон Пресс" (США)

ООО «Издательство «Инновационное машиностроение»

Адрес издательства:

107076, Москва, Колодезный пер., д. 2а, стр. 2
Телефон: 8-(499) 269-51-98

Адрес редакции:

107076, Москва,
Колодезный пер., д. 2а, стр. 2
Телефон: 8-(495) 661-38-80.
E-mail: vestmash@mashin.ru; vestmash@mail.ru
www.mashin.ru

Журнал зарегистрирован 19 апреля 2002 г. за ПИ № 77-12421 в Министерстве РФ по делам печати, телерадиовещания и средств массовых коммуникаций
Учредитель: А.И. Савкин

Индекс: **27841** ("Пресса России")
Цена свободная

Отпечатано в ООО "Канцлер",
150008, г. Ярославль, ул. Клубная, д. 4, кв. 49.
Оригинал-макет: ООО "Адвансед солюшнз".
119071, г. Москва, Ленинский пр-т, д. 19, стр. 1.
Сайт: **www.aov.ru**

Главный редактор А.И. САВКИН

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ:

Албагачиев А.Ю., д-р техн. наук, **Алешин Н.П.,** д-р техн. наук, акад. РАН, **Братухин А.Г.,** д-р техн. наук, **Воронцов А.Л.,** д-р техн. наук, **Гусейнов А.Г.,** д-р техн. наук, **Дмитриев А.М.,** д-р техн. наук, член-корр. РАН (председатель секции обработки материалов без снятия стружки), **Драгунов Ю.Г.,** д-р техн. наук, член-корр. РАН, **Древаль А.Е.,** д-р техн. наук (председатель секции технологии машиностроения), **Кутин А.А.,** д-р техн. наук, **Омельченко И.Н.,** д-р техн. и экон. наук (председатель секции организации и экономики производства), **Кузин В.В.,** д-р техн. наук, **Попов Д.Н.,** д-р техн. наук, **Попов А.В.,** д-р техн. наук, **Рыбин В.В.,** д-р техн. наук, член-корр. РАН, **Трегубов Г.П.,** д-р техн. наук, **Сычев А.П.,** канд. физ.-мат. наук, **Скугаревская Н.В.** (ответственный секретарь)

СОДЕРЖАНИЕ

КОНСТРУИРОВАНИЕ, РАСЧЕТ, ИСПЫТАНИЯ И НАДЕЖНОСТЬ МАШИН

Захаров М. Н., Любченко М. А., Магнитский И. В. — Критерий разрушения резьбовых соединений деталей из композитных материалов 3

Шишкин С. В. — К расчету контактной нагрузки в уплотняемом стыке термомеханических соединений трубопроводов 7

Денисенко А. Ф., Якимов М. В. — Эффективность виброизоляции технологического оборудования машиностроения с использованием резинометаллических опор 12

Хабрат Н. И. — Теория и расчет основных параметров многодискового грузоупорного тормоза с винтовым замыканием 17

Лесняк А. Н., Пшеницын А. А., Самохин В. С. — Компьютерное моделирование и оценка эффективности применения вибродемпфирующих покрытий 21

Добровольский Д. С. — Оценка трещиностойкости вала при изгибе с вращением 24

Маленков М. И., Волов В. А. — Сравнительный анализ и синтез схем балансирных подвесок планетоходов с автономным управлением 27

Решенкин А. С., Тихомиров А. Г., Тихомиров В. А. — Экспериментальные исследования торсионных элементов упругопластических амортизаторов . . . 36

Кайгородов С. Ю. — Влияние конструктивных параметров гидродиода на его диодность 42

Яковлев С. Н., Мазурин В. Л. — Экспериментальное определение температуры во фрикционном контакте манжетного уплотнения и вала 43

Ермоленко В. А., Витчук П. В. — Многовариантный расчет механизма подъема груза и колеи крановой тележки 48

Проблемы трибологии — трения, изнашивания и смазки

Ражиков В. Н., Холопов С. А., Леканов А. В. — Оценка параметров эластогидродинамического смазывания радиально-упорных подшипников 52

Санаев Н. К., Тынянский В. П. — Определение методом ранговой корреляции значимых факторов, влияющих на изнашивание деталей цилиндропоршневой группы 57

ТЕХНОЛОГИЯ МАШИНОСТРОЕНИЯ

Филина А. В., Семешин А. Л. — Расширение технологических возможностей конструкции штампов для получения заготовок 61

Ларин С. Н., Платонов В. И., Нуждин Г. А. — Влияние времени деформирования на давление и геометрические параметры изделия при формоизменении трехслойной заготовки в режиме вязкого трения 63

Гусейнов Р. В., Ахмедова М. Р. — Повышение эксплуатационных свойств резьбовых соединений технологическими методами 68

Стельмаков В. А., Давыдов В. М., Никитенко А. В., Гимадеев М. Р. — Обеспечение точности формы отверстий, полученных фрезерованием с винтовой интерполяцией на обрабатывающих центрах с ЧПУ 73

Коротков В. А. — Исследование комбинированного упрочнения сталей плазменной закалкой и карбонитрацией 76

Нигметзянов Р. И., Сундуков С. К., Сухов А. В., Фатюхин Д. С. — Ультразвуковой способ получения моющих пен 78

Проблемы теории и практики резания материалов

Кудряшов Е. А., Смирнов И. М., Хижняк Н. А. — Повышение эффективности сборного инструмента с режущими пластинами улучшенного профиля передней поверхности 83

Обработка материалов без снятия стружки

Делюсто Л. Г. — Повышение качества автолистовой стали прокаткой в постоянном магнитном поле 87

Указатель статей, опубликованных в журнале "Вестник машиностроения" за 2018 г. 90

CONTENTS

DESIGN, CALCULATION, TESTS AND RELIABILITY OF MACHINES

Zakharov M. N., Lyubchenko M. A., Magnitskiy I. V. — Fracture criterion of threaded joints of parts from composite materials 3

Shishkin S. V. — To the calculation of the contact load in the sealed joint of thermomechanical connections of pipelines 7

Denisenko A. F., Yakimov M. V. — Effectiveness of vibration isolation of technological equipment of mechanical engineering using rubber-metal supports 12

Khabrat N. I. — Theory and calculation of the principal parameters of a multi-disc cargo brake with screw closure 17

Lesnyak A. N., Pshenitsyn A. A., Samokhin V. S. — Computer simulation and evaluation of the effectiveness of the application of vibration damping coatings 21

Dobrovol'skiy D. S. — Estimation of crack grow resistance of a shaft at bending with rotation 24

Malenkov M. I., Volov V. A. — Comparative analysis and synthesis of balanced suspension schemes of planetary rovers with autonomous control 27

Reshenkin A. S., Tikhomirov A. G., Tikhomirov V. A. — Experimental research of torsional elements of elastoplastic shock absorbers 36

Kaygorodov S. Yu. — Influence of structural parameters of a hydrodiode on its diodity 42

Yakovlev S. N., Mazurin V. L. — Experimental determination of temperature in the frictional contact of the lip seal and the shaft 43

Ermolenko V. A., Vitchuk P. V. — Multivariate calculation of the cargo lifting mechanism and the crane cart track 48

Problems of tribology — friction, wearing away and lubrication

Razhikov V. N., Kholopov S. A., Lekanov A. V. — Estimation of parameters of elastohydrodynamic lubrication of radial-thrust bearings 52

Sanaev N. K., Tynyanskiy V. P. — Determination of significant factors, influencing on the wear of cylinder-piston group parts, by the method of rank correlation 57

MANUFACTURING ENGINEERING

Filina A. V., Semeshin A. L. — Expansion of technological possibilities for the design of dies for the obtaining of billets 61

Larin S. N., Platonov V. I., Nuzhdin G. A. — Influence of the deformation time on the pressure and geometrical parameters of the product at the three-layer billet formation in the viscous friction regime 63

Guseynov R. V., Akhmedova M. R. — Increase of operational properties of threaded joints by technological methods 68

Stel'makov V. A., Davydov V. M., Nikitenko A. V., Gimadeev M. R. — Ensuring the shape accuracy of holes obtained by milling with screw interpolation on CNC machining centers 73

Korotkov V. A. — Research of combined hardening of steels by plasma quenching and carbonitriding 76

Nigmetzyanov R. I., Sundukov S. K., Sukhov A. V., Fatyukhin D. S. — Ultrasonic method for obtaining washing foams 78

Problems of theory and practice of materials cutting

Kudryashov E. A., Smirnov I. M., Khizhnyak N. A. — Increasing the effectiveness of the assembly tool with cutting plates of the improved front surface profile 83

Chipless processing of materials

Delyusto L. G. — Improving the quality of autolide steel by processing rolled products in a permanent magnetic field 87

Index of papers having been published in the "Vestnik mashinostroeniya" for 2018. 90

Технический редактор *Т. А. Шацкая*
Корректор *Е. В. Комиссарова*

Сдано в набор 00.00.2018. Подписано в печать 00.11.2018.
Формат 60 × 88 1/8. Бумага офсетная. Усл. печ. л. 10,78.

Перепечатка материалов из журнала "Вестник машиностроения" возможна при обязательном письменном согласовании с редакцией журнала; ссылка на журнал при перепечатке обязательна.
За содержание рекламных материалов ответственность несет рекламодатель.

© ООО «Издательство "Инновационное машиностроение"», "Вестник машиностроения", 2018

КОНСТРУИРОВАНИЕ, РАСЧЕТ, ИСПЫТАНИЯ И НАДЕЖНОСТЬ МАШИН

УДК 621.882.29

М. Н. ЗАХАРОВ, д-р техн. наук (МГТУ им. Н. Э. Баумана), М. А. ЛЮБЧЕНКО,
И. В. МАГНИТСКИЙ, канд. техн. наук (ОАО "Композит", г. Королев), e-mail: zmn@bmstu.ru

Критерий разрушения резьбовых соединений деталей из композитных материалов

Сформулирован критерий разрушения резьбового соединения из углерод-углеродного композиционного материала со схемой армирования 4ДЛ. Предложена формула для оценки несущей способности резьбового соединения при проектировании соединений.

Ключевые слова: углерод-углеродный композиционный материал, резьбовое соединение, предельная нагрузка, несущая способность.

The criterion for the destruction of a threaded joint from a carbon-carbon composite material with a 4DL reinforcement scheme is formulated. A formula is proposed for estimating the load-bearing capacity of a threaded joint in the design ofjoints.

Keywords: carbon-carbon composite material, threaded joint, ultimate load, load-bearing capacity.

Специфика эксплуатации ряда изделий из композиционных материалов (КМ) обусловливает необходимость использования крепежа, изготовленного из КМ. Это, как правило, связано с эксплуатацией данных изделий при очень высоких температурах.

Стандартный крепеж в виде резьбовой пары винт—гайка из КМ нельзя подобрать и рассчитать традиционными методами, которые используют для металлических изделий [1—3], так как характер разрушений и напряженные состояния резьбовых соединений из КМ значительно отличаются от разрушений и состояний металлических соединений. Поэтому актуальным является разработка критерия разрушения резьбовых соединений из КМ, позволяющего оценить несущую способность данных соединений еще на этапе их проектирования.

При разработке критерия разрушения резьбовой пары из углерод-углеродных КМ (УУКМ) использовали метод, сочетающий в себе экспериментальное исследование и численное моделирование [4, 5], т. е. численный анализ напряженно-деформированного состояния (НДС) в зоне разрушения резьбового соединения при экспериментально определенной нагрузке $F_{раз.э}$, которую выдерживает резьбовая пара при нагружении на разрыв. За критерий разрушения резьбового соединения было принято минимальное напряжение $\tau_{ср}$, вызывающее срез витков резьбы, так как все эксперименты показали разрушение соединения в результате среза резьбы шпильки.

Цель настоящего исследования — определить, какая комбинация параметров НДС резьбовой пары на момент разрушения (т. е. при $F_{раз.э}$) удовлетворяет условию разрушения $f(\sigma) > \tau_{ср}$.

Значение нагрузки $F_{раз.э}$ определяли экспериментально на разрывной машине Schenck Trebel RMC-100 (рис. 1). В экспериментах использовали шпильки с резьбой М16×2. Значения $F_{раз.э}$ при разном числе b витков в соединениях приведены в табл. 1.

Прочность на срез является стандартной характеристикой материала, которая определяется испытаниями в соответствии с ОСТ 92-1474—78.

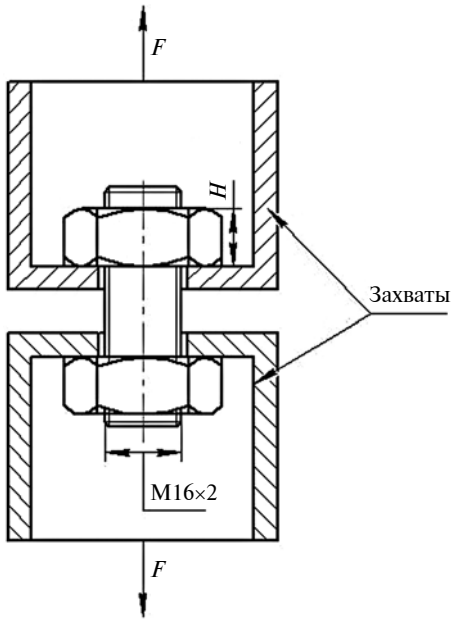


Рис. 1. Схема эксперимента

Таблица 1

Значения $F_{раз}$ при разном числе b витков резьбы

b	H, мм	$F_{раз}$, Н
1	2	1360
2	4	2181
3	6	2815
4	8	3666
5	10	4450
6	12	4024
7	14	4894
8	16	4908

Таблица 2

Результаты экспериментов по двум плоскостям среза

Плоскость	$\tau_{ср}$, МПа	D, МПа	Sq	θ
YX	27,3	41	1,340	±0,4
ZX	25,7	36	0,575	±0,2

Примечания: 1. θ — доверительный интервал для вероятности 95 %. 2. Sq — среднеквадратичное отклонение. 3. $D = \tau_{ср.max} - \tau_{ср.min}$ — разброс результатов эксперимента.

Свойства УУКМ с армированием 4ДЛ имеют выраженную анизотропию, поэтому рассматривали две плоскости (*YX* и *ZX*), в которых происходят разрушения. Результаты испытаний приведены в табл. 2.

Анализ НДС резьбы на момент разрушения

Расчеты проводили методом конечных элементов (МКЭ) в пакете ANSYS версии 18.2 в линейной постановке и с учетом физической линейности материала. При расчете УУКМ с армированием 4ДЛ материал рассматривали как однородный с ортотропными свойствами, такими же, как у рассматриваемого КМ.

Ввиду симметрии резьбового соединения моделировали его четвертую часть. На шпильку наложили нерегулярную конечно-элементную сетку из элементов Solid187 (трехмерный элемент объемного НДС с десятью узлами в форме тетраэдра), на гайку наложили сетку с преобладанием элемента Solid186 (трехмерный элемент объемного НДС с двадцатью узлами). Общий характерный размер элементов составил 0,3 мм, в зоне контакта — 0,1 мм. Для проверки сходимости решений проводили серию расчетов с разными размерами элементов конечно-элементной сетки.

Расчетная схема МКЭ приведена на рис. 2.

Граничные условия формировали следующим образом. Предполагали, что в зоне соприкосновения реализуется контакт с кулоновым трением, коэффициент трения 0,1 [3]. На площадках *A* заданы симметричные граничные условия, запрещающие перемещения по направлению нормали к площадкам, на площадке *B* запрещено перемещение по оси *Y*, к площадке *C* приложена сила $F_{раз.д}$ (рис. 3).

Поставлена задача — определить составляющие напряжений в момент разрушения резьбового соединения.

Экспериментально установлено, что разрушение соединения происходит в результате среза витков по внутреннему диаметру резьбы, поэтому за критерий разрушения принято осредненное значе-

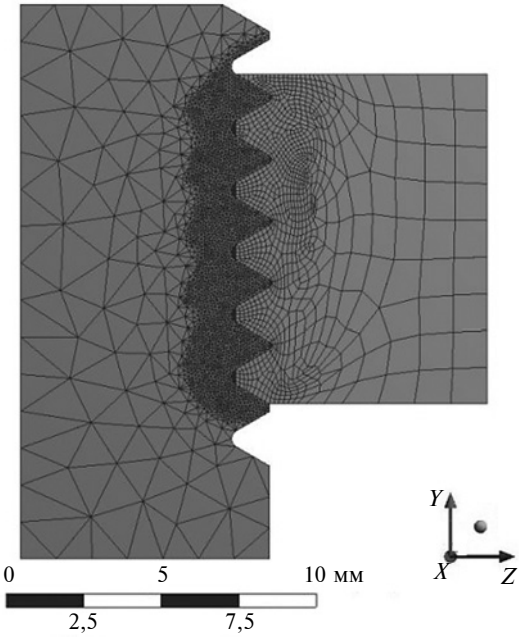


Рис. 2. Конечно-элементная модель

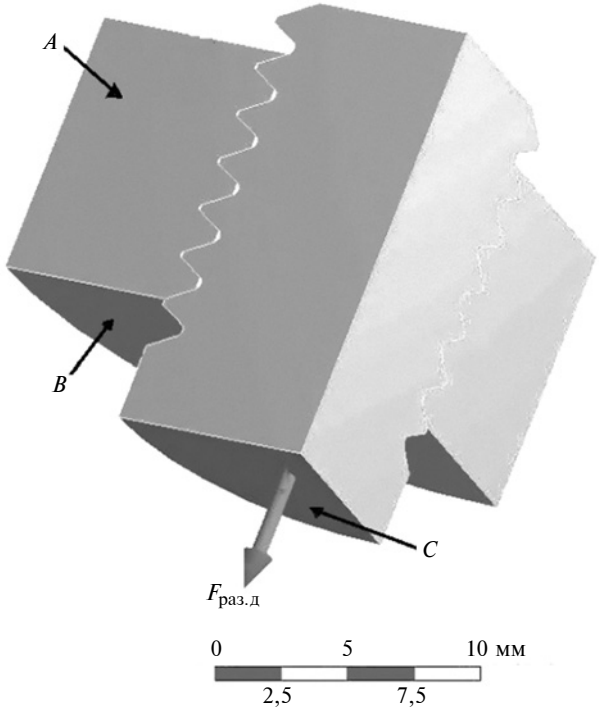


Рис. 3. Граничные условия

ние совокупности касательных напряжений в зонах основания витков (рис. 4) [1].

Ввиду анизотропии материала распределение касательных напряжений по витку имеет неравномерный характер, они увеличиваются в плоскости среза витков в направлении от оси Z к оси Y (рис. 5).

Были получены средние значения по каждому витку в цилиндрической системе координат, в которой ось Z совпадала с осью винта, а ось Y определяла угол поворота от 0 до 90° по витку резьбы. Путь осреднения задавали по основанию витка, где происходит срез резьбы. В этом направлении определяли среднее значение напряжений при срезе.

По полученным результатам построены зависимости, отражающие распределение напряжений по витку резьбы (рис. 6) для каждого витка.

Очевидно, что на прочность резьбового соединения из УУКМ наибольшее влияние оказывают напряжения в первом витке, так как они в 2 раза больше напряжений в последующих витках.

Следовательно, за критерий разрушения резьбового соединения из УУКМ можно принять:

1) среднее напряжение при срезе для первого витка в зависимости от числа b витков:

$$\tau_{\text{ср.1в}} = \frac{2}{\pi}\int_0^{\pi/2} \tau_{\text{ср.сред}} d\varphi,$$

где φ — полярный угол между осями Z и Y;

2) среднее напряжение для первого витка:
в плоскости ZX — минимальное среднее напряжение $\tau_{\text{ср.min } i\text{в}}$ при срезе на i-м витке;
в плоскости YX — максимальное среднее напряжение $\tau_{\text{ср.max } i\text{в}}$ при срезе на i-м витке;

3) максимальное локальное напряжение $\tau_{\max}$ в плоскости среза (цилиндрическая плоскость в основании витков);

4) эквивалентное напряжение по теории максимальных касательных напряжений.

Последний критерий (эквивалентное напряжение) не рассматривали, так как по данной теории разрушение резьбового соединения должно произойти по шпильке во впадине резьбы, что не соответствует результатам экспериментов.

Полученные значения критериев, рассчитанные на момент разрушения, т. е. при $F_{\text{раз.э}}$ (см. рис. 3), приведены в табл. 3.

Формирование критерия разрушения

Анализ табл. 2 и 3 показал, что в качестве критерия разрушения резьбового соединения целесообразно принять максимальное среднее напряжение $\tau_{\text{ср.max1в}}$ среза на первом витке, так как эти значения на момент разрушения наиболее близки к показателю прочности материала на срез по ОСТ 92-1474—78.

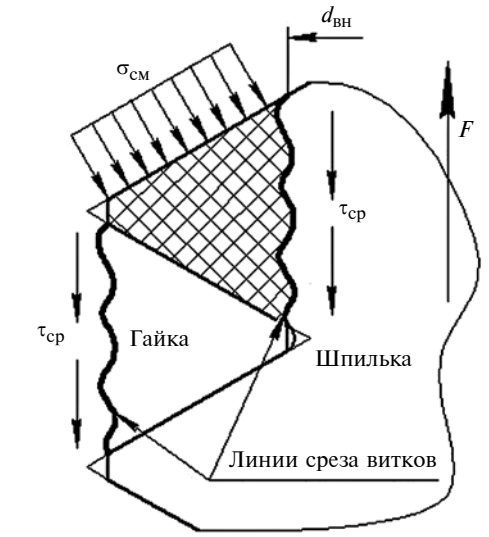


Рис. 4. Схема напряжений в резьбовом соединении

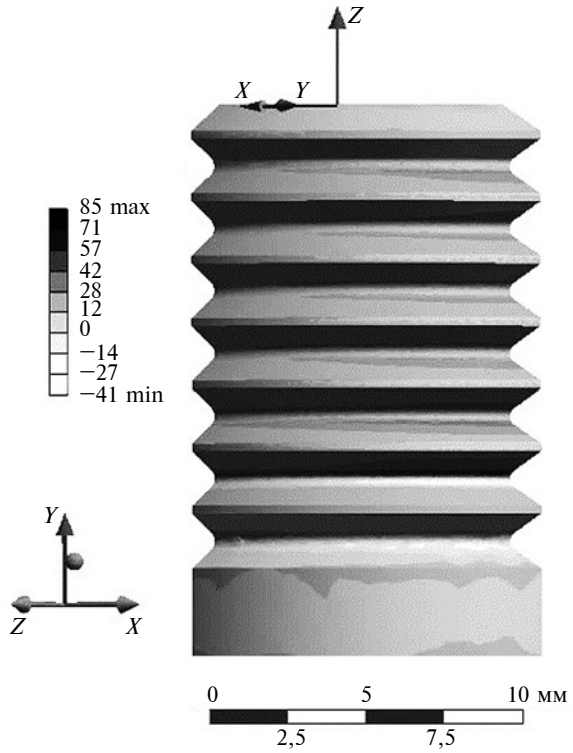


Рис. 5. Диаграмма напряжений в момент среза витка

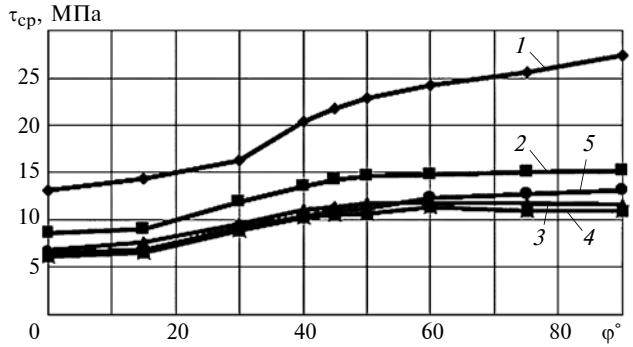


Рис. 6. Распределение средних напряжений $\tau_{\text{ср}}$ по витку резьбы в полярных координатах (φ); *1—5* — номера витков

Таким образом, критерий разрушения резьбового соединения из УУКМ, вырезанного в направлении оси X, имеет вид:

$$\tau_{ср.max1в} > \tau_{ср.\,YX}. \quad (1)$$

Используя критерий (1), можно определить силу, при которой произойдет разрушение резьбового соединения, и сравнить это значение с $F_{раз.э}$, оценив погрешность вычисления. Результаты расчета приведены в табл. 4.

Таблица 3

Значения показателей напряженного состояния резьбовых соединений из УУКМ при разном числе *b* витков, МПа

b	$\tau_{ср.1в}$	$\tau_{ср.max1в}$	$\tau_{ср.min1в}$	τ_{max}
1	21,6	25,9	14,5	49,7
2	18,1	22,8	11,7	47,4
3	18,0	23,8	10,7	62,7
4	19,8	27,1	12,3	75,2
5	20,5	27,4	13,2	56,4
6	21,1	27,4	13,2	76,9

Таблица 4

Значения расчетных разрушающих нагрузок по критерию (1) и погрешность расчета

b	$F_{раз.р}$, Н	$F_{раз.э}$, Н	$\lvert\delta\rvert$, %
1	1518	1360	11,6
2	2633	2181	20,7
3	3235	2815	14,9
4	3693	3666	0,7
5	4484	4450	0,8
6	4484	4024	11,4

Примечания: 1. $|\delta| = 100(F_{раз.э} - F_{раз.р})/F_{раз.э}$ — относительная погрешность.
2. Средняя относительная погрешность 10%.

Таблица 5

Доля нагрузки, приходящаяся на первый виток при разном числе витков

b	1	2	3	4	5 и более
η	1	0,56	0,45	0,38	0,32

Таблица 6

Значения расчетных разрушающих нагрузок по формуле (2) и погрешность расчета

b	$F_{раз.р}$, Н	$F_{раз.э}$, Н	$\lvert\delta\rvert$, %
1	979	1360	28,0
2	1748	2181	19,9
3	2175	2815	22,7
4	2576	3666	29,7
5	3059	4450	31,3
6	3059	4024	24,0

Средняя относительная погрешность 26 %.

По результатам расчета МКЭ (см. табл. 4) видно, что средняя относительная погрешность вычисления не превышает 10 %. Следовательно, модель резьбового соединения из УУКМ хорошо описывает реальный процесс разрушения КМ и может быть использована при расчете резьбовых соединений с учетом соответствующего коэффициента запаса прочности.

Экспериментальные исследования позволили сформулировать упрощенную формулу для оценки разрушающей нагрузки.

При моделировании были получены зависимости распределения разрушающей нагрузки от числа b витков, поэтому можно определить долю от всей нагрузки в соединении, воспринимаемую первым витком (табл. 5).

Кроме того, установлено, что разрушение резьбового соединения (срез) всегда приходится на первый виток шпильки, расчетные напряжения распределяются не равномерно по витку и могут отличаться в 2 раза. Таким образом, нагрузку, приводящую к разрушению (срезу витков), можно рассчитать по формуле

$$F_{раз} = S\tau_{ср}/(k\eta). \quad (2)$$

Здесь $\tau_{ср}$ — предел прочности материала на срез, МПа; η — доля нагрузки, воспринимаемая первым витком; $k = 2$ — коэффициент неравномерности восприятия нагрузки витком; $S = \pi d_3 H$ — площадь среза первого витка, где d_3 — внутренний диаметр резьбы; $H = k_э P$ — высота среза витка; $k_э = 0{,}825$ — коэффициент эффективности площади среза витка; P — шаг резьбы.

Используя формулу (2), получим значения $F_{раз}$ при разном числе b витков в соединении (табл. 6).

Погрешность упрощенного расчета не превышает 26 %, причем данная погрешность обеспечивает запас прочности. Таким образом, предложенная формула применима для проектных расчетов.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Захаров М. Н., Любченко М. А.** Исследование предельных нагрузок для резьбовых соединений из углерод-углеродных композиционных материалов // Конструкции из композиционных материалов. 2017. № 4. С. 82—87.
2. **Андриенко Л. А., Байков Б. А., Захаров М. Н.** Детали машин / под ред. О. А. Ряховского. М.: МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2014. 472 с.
3. **The effect** of sliding speed and temperature on the tribological behaviour of carbon-carbon composites / J. R. Gomes, O. M. Silva, C. M. Silva an ot. // Wear. 2001. N. 249. P. 240—245.
4. **Захаров М. Н.** Критерий разрушения трубных сталей в зонах острых и гладких концентраторов // Изв. вузов. Нефть и газ. 2000. № 3. С. 74—81.
5. **Булатова А. З., Захаров М. Н., Морозов Е. М.** Оценка опасности расслоений в металле конструкций на основе диаграммы трещиностойкости // Заводская лаборатория. Диагностика материалов. 2010. № 3. С. 41—46.

УДК 621.825.2

С. В. ШИШКИН, д-р техн. наук (МАИ), e-mail: ssshisha@yandex.ru

К расчету контактной нагрузки в уплотняемом стыке термомеханических соединений трубопроводов

Приведено решение контактной задачи для соединения трубопроводов муфтой с памятью формы, учитывающее реальную деформацию трубы на основании термомеханической диаграммы, моделирующей термическое восстановление формы муфты. Сформулированы условия такого подхода и рассмотрен пример определения контактной нагрузки в соединении.

Ключевые слова: трубопровод, соединение, муфта, память формы, термомеханическая диаграмма, мартенситное превращение, контактная нагрузка, деформация.

The solution of the contact problem for joining the pipes with a shape-memory sleeve is given, taking into account the actual deformation of the pipe based on a thermomechanical diagram simulating the thermal recovery of the coupling shape. The conditions of such approach are formulated and an example of determining the contact load in a joint is considered.

Keywords: pipeline, connection, coupling, shape memory, thermomechanical diagram, martensitic transformation, contact load, deformation.

Термомеханические соединения трубопроводов (ТМС) успешно конкурируют с традиционными сварными, паяными и ниппельными соединениями коммуникаций вследствие их высокой эксплуатационной надежности и широких технологических возможностей. Они позволяют соединять трубы в большом диапазоне размеров и допусков, в том числе из различных материалов, при наличии овальности, осевого зазора и отклонений по диаметру. Используются соединения труб разного диаметра без переходника, групповые сопряжения труб в тройниках, соединения типа: труба—бак, корпус—труба, труба через бак и другие — без дополнительных соединительных элементов. Сборка может проводиться как в стационарных, так и в полевых условиях при высокой плотности монтажа и в труднодоступных местах; при этом не требуется какой-либо подготовки посадочных мест. Эта технология эффективно применяется и для ремонта систем, так как после сброса давления и намораживания ледяных пробок жидким азотом даже не требуется слива рабочей жидкости.

Конструкция муфты типа "Крайофит" с эффектом памяти формы показана на рис. 1. Для ее изготовления используют сплав ТН1К с интервалом мартенситных превращений −120 ÷ −135 °С и требуемыми термомеханическими характеристиками [1]. Внутренний диаметр B муфты изготовляют на 6÷7 % меньше наружного диаметра d трубы. Перед сборкой в специальном приспособлении муфту охлаждают в жидком азоте и при температуре ниже интервала мартенситного превращения проводят ее раздачу по диаметру с таким расчетом, чтобы между силовыми поясками муфты и трубой имелся некоторый зазор s, величина которого должна обеспечивать комфортность сборки и компенсировать упругое восстановление муфты.

Охлажденную и деформированную муфту перед сборкой хранят при температуре −196 °С в специ-

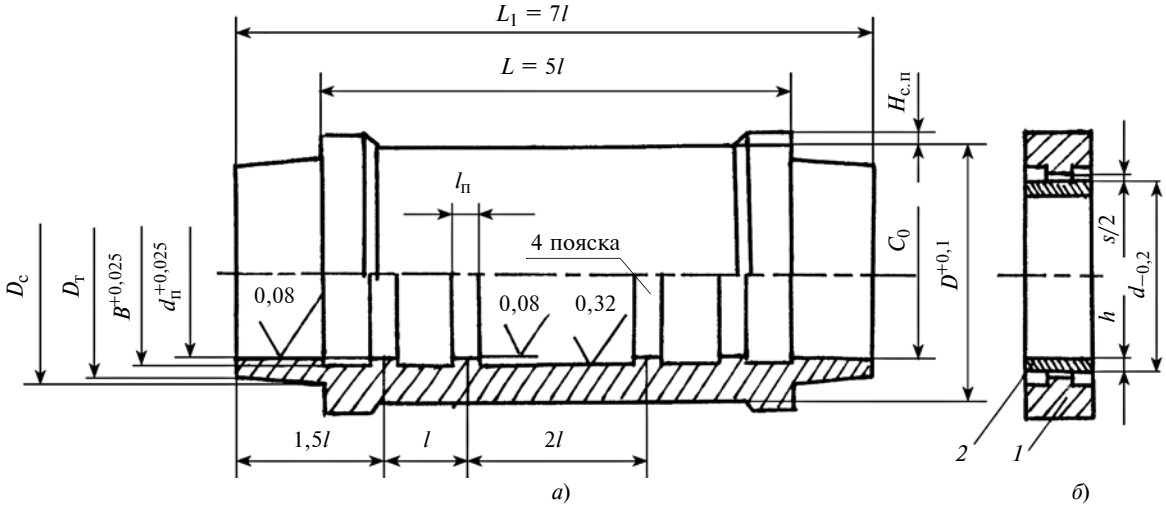


Рис. 1. Муфта из сплава ТН1К с эффектом памяти формы:
а — размеры муфты при изготовлении; *б* — положение муфты *1* относительно трубы *2* после ее радиальной раздачи

альном контейнере, который входит в комплект сборочного инструмента вместе с монтажным ключом, охладителями труб и набором дорнов.

Для сборки ТМС муфту устанавливают на концы труб. В интервале температур фазового перехода в результате естественного нагрева муфта стремится к восстановлению своих исходных размеров и плотно обжимает соединяемые трубы. Сила, с которой ее внутренние пояски врезаются в уплотняемые поверхности труб, должна быть достаточной для обеспечения их сквозной пластической деформации. Именно в этом случае, как свидетельствует накопленный опыт эксплуатации [2], достигаются высокая прочность и герметичность ТМС в интервале температур −90 ÷ +250 °С.

Контактная нагрузка в уплотняемом стыке возникает вследствие неполного восстановления исходных размеров муфты из-за сопротивления трубы. Усилие, развиваемое муфтой при сжатии в результате термомеханического возврата, уравновешивается реактивной нагрузкой на ее силовых поясках. Так как их ширина мала по сравнению с длиной силового элемента муфты, то контактное давление в уплотняемом стыке ТМС достаточно велико.

Поэтому для обеспечения высокой работоспособности ТМС необходимо разработать методику расчета контактной нагрузки с учетом особенностей реализации памяти формы сплава муфты, ее конструкции и реальной деформации трубопровода.

Соединение должно оставаться целым при разрыве трубы внутренним давлением. Для ТМС с диаметром $B = 14 \div 20$ мм ширину силовых поясков принимают в пределах $l_п = 1{,}2 \div 1{,}6$ мм.

При воздействии на торец трубы давления $p_{раз}$ осевая нагрузка воспринимается двумя силовыми поясками муфты. Разрушение соединения возможно из-за среза поясков или его распрессовки. Поэтому для обеспечения равной осевой прочности ТМС необходимо, чтобы удовлетворялись следующие условия:

$$\frac{h(d-h)}{2dl_п} p_{раз} \le [\tau];$$

$$\frac{h(d-h)}{2df_{тр}l_п} p_{раз} \le q_R(N_{\min}),$$

где d, h — наружный диаметр и толщина стенки трубы; $[\tau] = 150 \div 200$ МПа — касательное напряжение на срез сплава ТН1К в аустените; $f_{тр}$ — коэффициент трения, равный для стальных труб 0,30÷0,38; для титановых труб 0,35÷0,45 и для алюминиевых труб 0,25÷0,32; $q_R(N_{\min})$ — фактическое контактное давление под силовым пояском при минимальном натяге $N_{\min}$ в соединении.

Представим трубу в виде пластически деформированного диска с нелинейным упрочнением. Тогда давление $p_{раз}$ определяется выражением

$$p_{раз} = \frac{\sigma_в}{\Psi_{21}} \left(\frac{1}{2\sqrt{1+3K_2^4}} \right)^{m_2},$$

где $\sigma_в$, m_2 — предел прочности и коэффициент упрочнения материала трубы; $K_2 = d/(d-2h)$;

$$\Psi_{21} = \frac{1+3K_2^2}{2^{m_2+1} \int\limits_1^{K_2} \left[1 + 3\left(\frac{K_2}{\rho}\right)^4 \right]^{\frac{m_2+1}{2}} \rho d\rho},$$

где $\rho = 2r/(d-2h)$; r — текущий радиус трубы.

Расстояние между поясками внутреннего профиля муфты составляет $l = \pi/\beta$, где $\beta = \sqrt[4]{3(1-\mu^2)/(r_{ср}h)^2}$ (μ и $r_{ср}$ — коэффициент Пуассона и средний радиус трубы).

При радиальной раздаче муфты деформация на силовых поясках превышает $\varepsilon_V^+ = 0{,}08$, т. е. их остаточная осадка в ТМС составляет

$$\delta W_{ост} = \frac{2H_{с.п}(1+\varepsilon_V^+)}{B - 2H_{с.п}}(1 - K_f),$$

где B и $H_{с.п}$ — внутренний диаметр муфты при изготовлении и высота силового пояска; K_f — коэффициент восстановления размера при заданной деформации на пояске; ε_V^+ — объем памяти формы [1], определяемый из выражения

$$\varepsilon_{H_{с.п}} = \frac{1+\varepsilon_V^+}{1 - 2H_{с.п}/B} - 1.$$

Для обеспечения плавного выхода трубы из муфты с целью снижения концентрации напряжений зазор между деталями на этом участке в ТМС должен быть близок к нолю: $B_{ТМС} - d \to 0$. Поэтому величину $H_{с.п}$ выполняют минимально возможной, чтобы только исключить контакт между трубой и муфтой (за исключением уплотняемых стыков в соединении). Величину $\delta W_{ост}$ ввиду ее малости в расчетах не учитывают. Для труб с наружным диаметром $d = 14 \div 20$ мм высота силового пояса, как правило, составляет $H_{с.п} = 0{,}15 \div 0{,}20$ мм [2].

Реализацию эффекта памяти формы муфты в условиях противодействия можно смоделировать термомеханической диаграммой (ТМД), исходя из постулата одновариантности обратного превращения [1, 3] и однозначности реактивных напряжений от деформации недовосстановления.

При паспортизации термомеханических характеристик сплавов на основе никелида титана эту зависимость для заданной деформации растяжением на базе корреляционного и линейного регрессионного анализа данных описывают в нелинейной форме [4]:

$$\sigma_R = A\varepsilon_S^m,$$

где A, m — экспериментальные коэффициенты, характеризующие энергетику сплава в результате фазового превращения; σ_R и ε_S — реактивные напряжения и деформация недовосстановления.

При сертификации криогенного сплава ТН1К величину напряжения σ_R определяют в результате естественного нагрева жестко зафиксированного образца после его охлаждения в жидком азоте и растяжения до достижения заданной деформации $\varepsilon_i = \varepsilon_S$ [1]. Однако величина σ_R и характер термомеханической диаграммы (ТМД) зависят от вида заданной деформации [1]. Поэтому для получения корректных результатов расчета необходимо, чтобы вид заданной деформации на образцах при испытании сплава и деформация восстановления формы силового элемента в изделии были идентичными.

Экспериментально доказано, что ТМД, полученная по данным измерения деформации колец на имитаторах ТМС, близка к стандартной кривой при растяжении [5, 6].

Построение решения по напряженно-деформированному состоянию узла при завершении обратного мартенситного превращения в сплаве силового элемента, описываемого термомеханической кривой, позволяет исключить историю его термического нагружения, т. е. существенно упростить расчет [1]. В этом случае контактную нагрузку в ТМС определяют из решения обычной контактной задачи, где в качестве деформационно-силового аналога сплава муфты принимают ТМД.

Величина давления в уплотняемом стыке ТМС зависит от энергетики сплава ТН1К, толщин стенок муфты (H) и трубы (h), механических характеристик материала трубы, а также отклонений размеров контактных поверхностей тел от их номинальных значений. Представим имитатор ТМС в виде двух пластически деформированных дисков при их напряженной посадке. Условие совместности окружных деформаций деталей имеет вид $\varepsilon_{1\theta} - \varepsilon_{2\theta} = N$, где N — относительный натяг в ТМС.

В соответствии с работой [1] можем записать:

$$(1 + 3K_1^2)\left(\frac{q\Psi_1}{A_1}\right)^{1/m_1} + \left(1 + \frac{3}{K_2^2}\right)\left(\frac{q\Psi_2}{A_2}\right)^{1/m_2} = N,$$

где A_1, m_1 — коэффициенты ТМД сплава ТН1К муфты; q — контактная нагрузка;

$$\Psi_1 = \frac{1 + 3K_1^2}{2^{m_1+1}\int\limits_1^{K_1}\left(1 + \frac{3K_1^4}{z^4}\right)^{\frac{m_1+1}{2}} z\mathrm{d}z};$$

$$K_1 = 1 + 2H/B; \quad z = 1 + 2r/B;$$

$$\Psi_2 = \frac{K_2^2 + 3}{2^{m_2+1}K_2^2\int\limits_{1/K_2}^{1}\left(1 + \frac{3}{\rho^4 K_2^4}\right)^{\frac{m_2+1}{2}} \rho\mathrm{d}\rho};$$

$$K_2 = \frac{d}{d-2h}; \quad \rho = \frac{2r}{d-2h}.$$

Муфта должна иметь сравнительно небольшую массу, но при этом обладать устойчивостью при радиальной раздаче. Для труб диаметром $d = 14 \div 20$ мм рекомендуется принимать толщину стенки муфты в пределах $1{,}5h < H < 2{,}5h$ для обеспечения сквозной пластической деформации трубы под силовыми поясками. Поэтому контактная нагрузка в имитаторе ТМС, определяемая из уравнения совместности деформаций контактирующих деталей, должна удовлетворять неравенству

$$q \geq q_S = \frac{\sigma_\text{т}}{\Psi_2}\left(\frac{1}{2\sqrt{1 + 3/K_2^4}}\right)^{m_2},$$

где $\sigma_\text{т}$ — предел текучести материала трубопровода.

Отметим, что утяжеление муфты снижает циклическую прочность ТМС, хотя она и выше, чем у аналогичных сварных и паяных соединений из-за напряжений сжатия в концевых участках труб. Кроме того, при фазовом превращении снижается силоотдача муфты на единицу объема металла из-за уменьшения величины заданной деформации слоя по мере увеличения ее радиуса действия.

Контактную нагрузку q рассчитывают по наименьшему натягу с учетом предельных отклонений диаметров d трубы и $d_\text{п}$ пояска:

$$N = K_f\varepsilon_V^+ - \frac{s + ESB - eid}{d + eid} \quad (eid < 0),$$

где $K_f = 0{,}96 \div 1{,}0$ — коэффициент восстановления формы; $\varepsilon_V^+ = 0{,}078 \div 0{,}084$ — объем памяти формы, т. е. величина заданной деформации, которая практически полностью восстанавливается при нагреве в свободном состоянии; ESB и eid — предельные отклонения диаметров B и d.

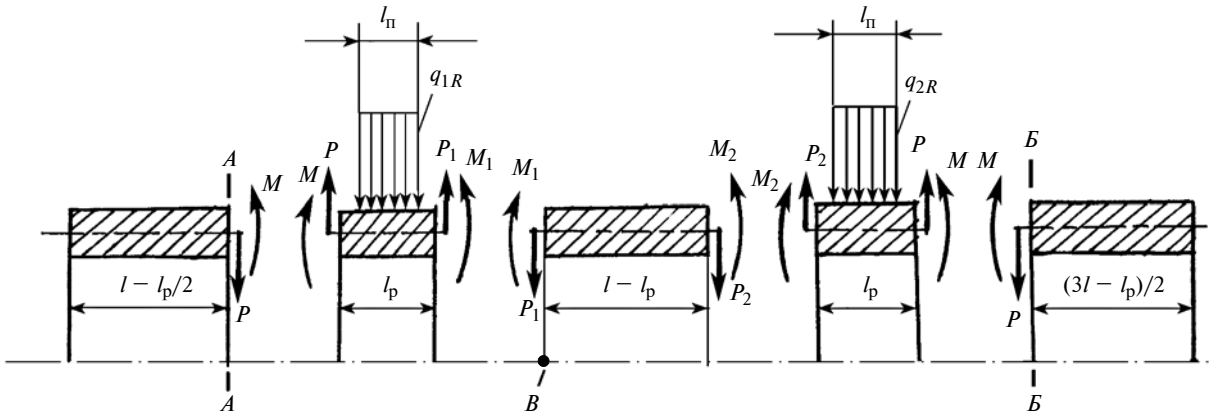


Рис. 2. Эквивалентная силовая схема нагружения трубы для расчета контактного давления в соединении

Для труб диаметром $d = 14 \div 20$ мм предельные отклонения диаметров d, B и $d_п$ указаны на рис 1: $d_{-0,2}$, $B^{+0,025}$, $d_п^{+0,025}$ мм.

Если при $H = 2,5h$ имеем $q < q_S$, то необходимо взять сплав ТН1К с более высокой энергетикой или изготовить муфты двух типоразмеров на диаметры d и $d - 0,5ITd$, где ITd — допуск на диаметр трубы.

Определим фактическую величину контактной нагрузки в уплотняемом стыке ТМС. В соответствии с рис. 2 заменим деформационное влияние кольцевых участков трубопровода под силовыми поясками эквивалентной системой силовых факторов в виде перерезывающих сил и моментов, которые равномерно распределены по окружности радиусом $r = d/2$.

Вследствие одновариантности обратного превращения полагаем, что муфта не подвергается деформации осесимметричного изгиба (к тому же ее жесткость больше жесткости трубы). В инженерном расчете также не будем учитывать влияние маложестких разгружающих поясков.

Пластическая деформация трубы под силовым пояском носит локальный характер, т. е. зона ее распределения ненамного превышает $l_п$. Приближенно ее можно определить как $l_р = l_п q/q_{экв}$, где $q_{экв}$ — эквивалентное давление, при котором отмечается начало течения материала трубы:

$$q_{экв} = \frac{\sigma_т}{\Psi_2(4)^{m_2}} = q_S\left(\frac{1}{2}\sqrt{1 + 3/K_2^4}\right)^{m_2}.$$

Глубина внедрения силового пояска определяется деформацией недовосстановления муфты в ТМС. Очевидно, что узкие переходные участки испытывают простой сдвиг (рис. 3), т. е. не происходит поворот их граничных сечений.

Основная часть трубы между поясками подвержена чисто упругой деформации. На границах перехода к упругой области прогиб нейтральной поверхности трубы составляет $W_у = 2r_S^2\varepsilon_т/d$, где $\varepsilon_т$ — деформация, соответствующая пределу текучести материала трубы.

Для описания упругой деформации трубы используем уравнения тонкостенной цилиндрической оболочки [7].

Начало координат для левого участка трубы примем в сечении A—A (см. рис. 2). Тогда можем записать:

$$W(0) = \frac{1}{2\beta^3 D}(P - \beta M);$$

$$\varphi(0) = -\frac{1}{2\beta^2 D}(P - 2\beta M),$$

где $D = \dfrac{Eh^2}{12(1-\mu^2)}$; E — модуль упругости материала трубы.

Неизвестные силовые факторы находим из краевых условий:

$$W(0) = W_у; \quad \varphi(0) = 0,$$

где $W_у$ — радиальный прогиб трубы под силовым пояском.

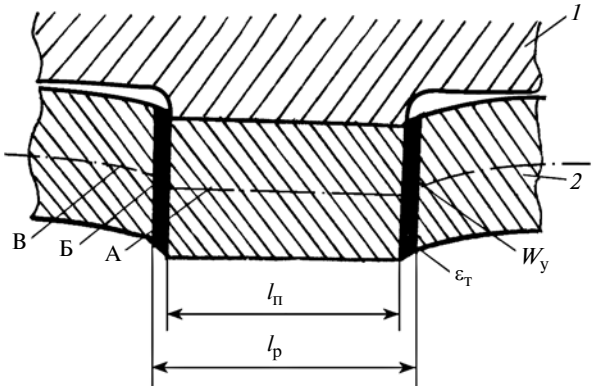


Рис. 3. Характер деформации трубы под силовым пояском муфты после образования соединения:

1 — муфта; *2* — труба; А — участок пластической деформации; Б — переходная зона; В — область упругой деформации

Отсюда получаем:

$$M = 2\beta^2 D W_y; \quad P = 4\beta^3 D W_y.$$

Такие же значения силовые факторы M и P имеют в сечении *Б—Б* правого участка трубы. Исходя из силовой схемы на рис. 2, фактическую контактную нагрузку q_{1R} под силовым пояском можно вычислить как

$$q_{1R} = q + (P + P_1)/l_п.$$

Для среднего участка трубы начало координат примем в точке *B*. В соответствии с граничными условиями имеем:

$$W(0) = W_y; \quad \frac{dW(0)}{dx} = 0.$$

Прогиб и угол поворота оболочки определяются как

$$W(x) = W_y y_0(\beta x) - \frac{M_1}{\beta^2 D} y_2(\beta x) + \frac{P_1}{\beta^3 D} y_3(\beta x);$$

$$\varphi(x) = -4\beta W_y y_3(\beta x) - \frac{M_1}{\beta D} y_1(\beta x) + \frac{P_1}{\beta^2 D} y_2(\beta x),$$

где $y_s(\beta x)$ — функции А. Н. Крылова при $s = 0, 1, 2, 3$ [7]:

$$y_0(\beta x) = \mathrm{ch}\beta x \cos\beta x;$$

$$y_1(\beta x) = \frac{1}{2}(\mathrm{ch}\beta x \sin\beta x + \mathrm{sh}\beta x \cos\beta x);$$

$$y_2(\beta x) = \frac{1}{2}\mathrm{sh}\beta x \sin\beta x;$$

$$y_3(\beta x) = \frac{1}{4}(\mathrm{ch}\beta x \sin\beta x - \mathrm{sh}\beta x \cos\beta x).$$

При $\xi = l - l_р$ имеем $W(\xi) = W_y\, \varphi(\xi) = 0$. Отсюда можем записать:

$$\begin{cases} -\beta M_1 y_2(\beta\xi) + P_1 y_3(\beta\xi) = \beta^3 D W_y[1 - y_0(\beta\xi)]; \\ -\beta M_1 y_1(\beta\xi) + P_1 y_2(\beta\xi) = 4\beta^3 D W_y y_3(\beta\xi). \end{cases} \quad (1)$$

Решая систему уравнений (1), находим силовые факторы M_1 и P_1:

$$M_1 = \beta^2 W_y D \frac{y_2(\beta\xi)[1 - y_0(\beta\xi)] - 4y_3^2(\beta\xi)}{y_1(\beta\xi)y_3(\beta\xi) - y_2^2(\beta\xi)};$$

$$P_1 = \beta^3 W_y D \frac{y_1(\beta\xi)[1 - y_0(\beta\xi)] - 4y_2(\beta\xi)y_3(\beta\xi)}{y_1(\beta\xi)y_3(\beta\xi) - y_2^2(\beta\xi)}.$$

Аналогично находим контактное давление q_{2R} под вторым пояском в ТМС:

$$q_{2R} = q + (P + P_2)/l_п.$$

Для этого определяем:

$$M_2 = -4\beta^2 D W_y y_2(\beta\xi) - M_1 y_0(\beta\xi) + \frac{1}{\beta} P_1 y_1(\beta\xi) \approx -M_1;$$

$$P_2 = 4\beta^3 D W_y y_1(\beta\xi) - 4\beta M_1 y_3(\beta\xi) - P_1 y_0(\beta\xi) \approx P_1.$$

В качестве практического примера вычислим контактную нагрузку в уплотняемом стыке соединения трубопроводов диаметром $d = 14_{-0,2}$ мм с толщиной стенки $h = 1{,}0$ мм. Трубы изготовлены из стали 12Х18Н10Т, которая имеет следующие механические характеристики: $E = 2{,}2 \cdot 10^5$ МПа, $\mu = 0{,}3$, $\sigma_т = 380$ МПа, $\sigma_в = 640$ МПа, а также коэффициенты деформационной кривой $A_2 = 1100$ МПа, $m_2 = 0{,}19$ и $\varepsilon_т = 0{,}0037$.

Термомеханические характеристики муфты из сплава ТН1К составляют: $A_1 = 786$ МПа, $m_1 = 0{,}334$, $\varepsilon_V^+ = 0{,}08$, $K_f = 0{,}96$.

Наружный диаметр муфты при изготовлении $D_0 = 17{,}5$ мм, высота силовых поясков $H_{с.п} = 0{,}18$ мм, предельные отклонения ее внутреннего профиля $ESB = ESd_п = 0{,}025$ мм, $EIB = 0$.

При заданном сборочном зазоре $s = 0{,}10$ мм получаем:

$$B = \frac{d + s}{1 + \varepsilon_V^+} + 2h_п = 13{,}416 \text{ мм}; \quad d_п = 13{,}056 \text{ мм};$$

$$H = 2{,}042 \text{ мм}; \quad \beta = 0{,}5042 \text{ мм}^{-1};$$

$$D = 2{,}015 \cdot 10^4 \text{ Н} \cdot \text{мм}; \quad p_{раз} = 90 \text{ МПа};$$

$$l_п = 1{,}4 \text{ мм}; \quad l = 6{,}5 \text{ мм}; \quad N_{\min} = 0{,}05325;$$

$$q_s = 52{,}21 \text{ МПа}; \quad q = 68{,}9 \text{ МПа}; \quad \varepsilon_s = 0{,}03806.$$

Далее находим: $l_р = 1{,}4584$ мм, $W_y = 0{,}02233$ мм.

Эквивалентные силовые факторы составляют: $P = 230{,}7$ Н/мм; $M = 228{,}8$ Н · мм/мм; $P_1 = 232{,}1$ Н/мм; $M_1 = 191{,}2$ Н · мм/мм; $P_2 = 229{,}9$ Н/мм; $M_2 = -191{,}2$ Н · мм/мм.

Радиальный зазор между деталями в ТМС составляет:

при минимальном натяге:

$$0{,}5\{B + ESB)[1 + \varepsilon_S(N_{\min})] - (d + eid)\} - W(\xi_1) = 0{,}0626 > 0;$$

при максимальном натяге:

$$0{,}5\{B[1 + \varepsilon_S(N)] - d\} - W(\xi_1) > 0; \quad \xi_1 = (l - l_р)/2.$$

Фактическая контактная нагрузка под силовыми поясками: $q_{1R} = 399{,}5$ МПа; $q_{2R} = 397{,}9$ МПа.

УДК 534.833: 621

А. Ф. ДЕНИСЕНКО, д-р техн. наук, М. В. ЯКИМОВ (Самарский ГТУ), e-mail: ask@samgtu.ru

Эффективность виброизоляции технологического оборудования машиностроения с использованием резинометаллических опор

Представлены результаты экспериментального определения упругих характеристик виброизолирующей резинометаллической опоры. На основе экспериментальных данных получена аппроксимирующая зависимость, адекватно описывающая изменение осевой жесткости опоры от нагрузки, с помощью которой оценена эффективность виброзащиты технологического оборудования.

Ключевые слова: виброизоляция, резинометаллическая опора, коэффициент виброизоляции, коэффициент динамичности, осевая жесткость, аппроксимирующая зависимость.

The results of the experimental determination of the elastic characteristics of a vibration-isolating rubber-metal support are presented. On the basis of experimental data, an approximating dependence is obtained that adequately describes the change in the axial stiffness of the support from the load, by means of which the efficiency of the vibration protection of the process equipment is estimated.

Keywords: vibration isolation, rubber-metal support, vibration isolation coefficient, dynamic coefficient, axial stiffness, approximating dependence.

Одним из распространенных способов установки технологического оборудования машиностроения, предназначенного для выполнения различных операций [заготовительных, обрабатывающих, отделочных (финишных), лакокрасочных, термических и т. д.], необходимых для получения изделия требуемых точности и качества, является установка на виброизолирующие опоры. Такой способ весьма удобен, так как в настоящее время работа предприятий машиностроения сопровождается частой сменой объектов производства, что требует перестановки оборудования.

При установке технологического оборудования на виброизолирующие опоры решаются две задачи, приоритеты между которыми в первую очередь зависят от точностных характеристик монтируемого оборудования. При установке оборудования, имеющего значительные внутренние источники колебаний (кузнечно-прессовое оборудование, металлорежущие станки заготовительного производства и обрабатывающие неуравновешенные заготовки, имеющие возвратно-поступательные формообразующие движения, реализующие прерывистый характер резания и др.), приоритетным является ограничение распространения возникающих колебаний на расположенное рядом оборудование, а при установке оборудования повышенной точности (прецизионные металлорежущие станки, в том числе с ЧПУ, координатно-измерительные машины) — защита их от вредного воздействия колебаний основания.

В обоих случаях задача виброизоляции решается одинаково — между объектом и основанием устанавливают упругие элементы.

Самую многочисленную группу технологического оборудования машиностроительного производства составляют металлорежущие станки, для которых характерны обе указанные выше задачи виброизоляции.

(Окончание статьи. Начало см. на стр. 7)

Предложенная методика может быть внедрена без каких-либо изменений в практику конструкторских бюро, занимающихся проектированием ТМС для авиационной и космической техники, судостроения и атомного машиностроения.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Шишкин С. В., Махутов Н. А.** Расчет и проектирование силовых конструкций на сплавах с эффектом памяти формы. М.: НИЦ "Регулярная и хаотическая динамика", 2007. 412 с.
2. **Махутов Н. А., Шишкин С. В.** Безопасные соединения трубопроводов с эффектом памяти формы. М.: ИМАШ РАН. 1999. 504 с.
3. **Лихачев В. А., Кузьмин С. Л., Каменцева З. П.** Эффект памяти формы. Л.: ЛГУ, 1987. 216 с.
4. **Степнов М. Н.** Статистическая обработка результатов механических испытаний. М.: Машиностроение, 1972. 232 с.
5. **Шишкин С. В.** Об обобщенной термомеханической диаграмме сплавов с памятью формы // Заводская лаборатория. 1993. Т. 59. № 11. С. 41—47.
6. **Шишкин С. В., Махутов Н. А.** Об экспериментальном определении термомеханической диаграммы материалов с памятью формы при радиальном растяжении и сжатии // Заводская лаборатория. 1994. Т. 60. № 11. С. 43—48.
7. **Биргер И. А.** Круглые пластинки и оболочки вращения. М.: Оборонгиз, 1961. 368 с.

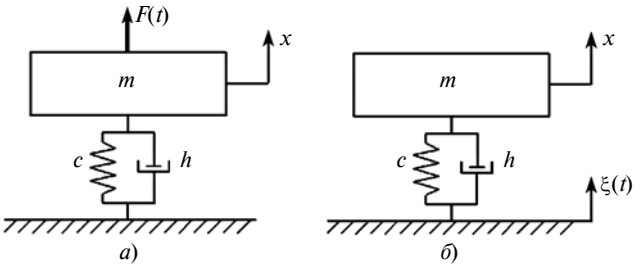


Рис. 1. Динамическая модель виброзащитной системы с одной степенью свободы при силовом (*а*) и кинематическом (*б*) возбуждении

В настоящее время для установки станков широко распространены резинометаллические виброизолирующие опоры, в которых в стальном корпусе закреплен резиновый упругий элемент.

Существует два типа резинометаллических опор: с линейной и нелинейной характеристикой жесткости.

Близкую к линейной характеристику жесткости имеют опоры ОВ-30, которые могут обеспечить частоту собственных колебаний в вертикальном направлении $f_Z \geq 10 \div 11$ Гц при нагрузках до 40 кН [1].

Каждую опору, устанавливаемую под станком, подбирают таким образом, чтобы при той нагрузке на данную опору, которая возникает под действием веса станка, обеспечивалась заданная частота собственных колебаний станка на опорах.

Однако опоры ОВ-30 имеют существенный недостаток, связанный с тем, что нагрузка на опору может меняться при эксплуатации станка в широких пределах при изменении массы обрабатываемых заготовок и перемещении массивных узлов станка.

Этого недостатка нет у опор ОВ-31 и ОВ-33 с нелинейной характеристикой жесткости, которые преимущественно используются в металлообработке. Жесткость этих опор приблизительно пропорциональна нагрузке, вследствие чего частота собственных колебаний станка мало зависит от нагрузки на опору [1]. Поэтому опоры ОВ-31 и ОВ-33 называются равночастотными.

При оценке эффективности виброизоляции металлообрабатывающего оборудования используются две динамические модели, соответствующие рассмотренным выше задачам и описывающие силовое и кинематическое воздействия на станок (рис. 1), где m — масса станка, кг; x — координата вертикальных перемещений станка, м; F — сила, приложенная к станку, Н; ξ — координата вертикальных перемещений основания, на которое устанавливается станок, м; c — жесткость опор станка, Н/м; h — демпфирование в опорах станка, кг/с.

При силовом возбуждении (см. рис. 1, *а*)

$$F(t) = F_0 \sin\omega t; \quad \xi(t) = 0,$$

где F_0 и ω — амплитуда и частота вынуждающей силы.

Цель защиты состоит в уменьшении [2]:

амплитуды силы, передаваемой на основание,

$$R_0 = \frac{F_0\sqrt{\omega_0^4 + 4n^2\omega^2}}{\sqrt{(\omega_0^2 - \omega^2)^2 + 4n^2\omega^2}}; \qquad (1)$$

амплитуды установившихся вынужденных колебаний станка

$$X_0 = \frac{F_0}{m\sqrt{(\omega_0^2 - \omega^2)^2 + 4n^2\omega^2}}, \qquad (2)$$

где $\omega_0 = \sqrt{c/m}$ — собственная частота системы; $n = h/(2m)$ — коэффициент демпфирования.

При кинематическом гармоническом возбуждении (см. рис. 1, *б*) [$F(t) = 0$; $\xi(t) = \xi_0 \sin\omega t$] цель защиты заключается в уменьшении [2]:

амплитуды абсолютного ускорения станка

$$W = \frac{\xi_0\omega^2\sqrt{\omega_0^4 + 4n^2\omega^2}}{\sqrt{(\omega_0^2 - \omega^2)^2 + 4n^2\omega^2}}; \qquad (3)$$

амплитуды его колебаний относительно основания

$$X_0' = \frac{\xi_0\omega^2}{\sqrt{(\omega_0^2 - \omega^2)^2 + 4n^2\omega^2}}. \qquad (4)$$

Количественно степень реализации целей виброзащиты характеризуется безразмерными коэффициентами виброизоляции (k_R) и динамичности (k_X, $k_{X'}$).

При силовом возбуждении

$$k_R = R_0/F_0; \quad k_X = cX_0/F_0; \qquad (5)$$

при кинематическом возбуждении

$$k_R = W/(\omega^2\xi_0); \quad k_{X'} = X_0'/\xi_0. \qquad (6)$$

Зависимости k_R, k_X и $k_{X'}$ от безразмерных параметров $z = \omega/\omega_0$ и $\nu = n/\omega_0 = h/2\sqrt{cm}$ имеют вид [2]:

$$k_R = \sqrt{\frac{1 + 4\nu^2 z^2}{(1 - z^2)^2 + 4\nu^2 z^2}};$$

$$k_X = \frac{1}{\sqrt{(1 - z^2)^2 + 4\nu^2 z^2}}; \qquad (7)$$

$$k_{X'} = \frac{z^2}{\sqrt{(1 - z^2)^2 + 4\nu^2 z^2}}.$$

Зависимости $k_R = k_R(z, \nu)$, $k_X = k_X(z, \nu)$ и $k_{X'} = k_{X'}(z, \nu)$ при фиксированных значениях ν представляют собой амплитудно-частотные характеристики системы по соответствующему входу и выходу.

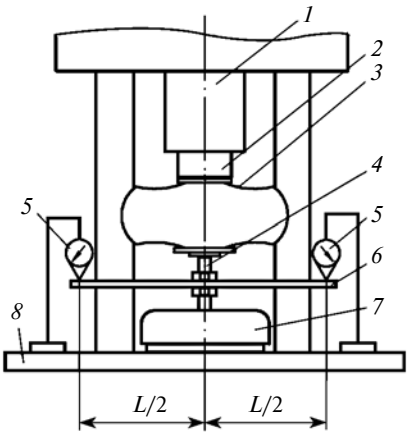
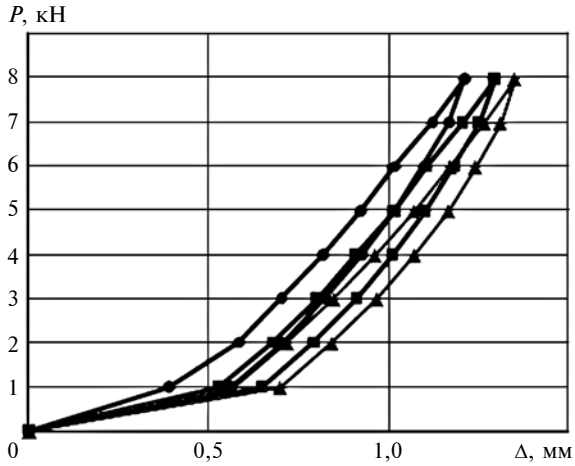
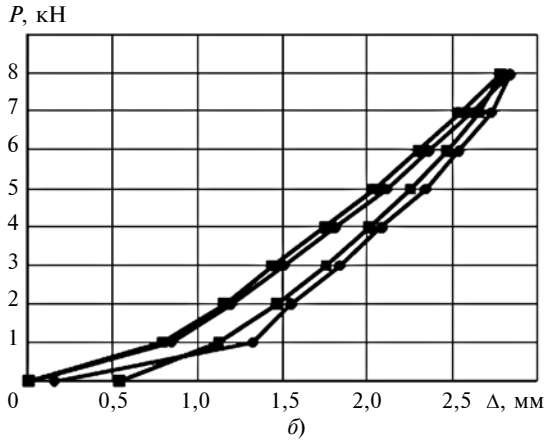


Рис. 2. Схема экспериментальной установки:

1 — шпиндель; *2* — оправка; *3* — нагрузочное устройство; *4* — регулировочный винт резинометаллической опоры; *5* — индикаторы; *6* — измерительное коромысло; *7* — резинометаллическая опора; *8* — стол станка



а)



б)

Рис. 3. Зависимости от приложенной осевой силы *P* упругих деформаций Δ резинометаллических опор № 1 по трем сериям измерений (*а*) и № 2 по двум сериям измерений (*б*):

♦ — серия 1; ■ — серия 2; ▲ — серия 3

Таблица 1

Упругие деформации резинометаллических опор, мм

Нагрузка *P*, кН	Средние упругие деформации опор по двум-трем сериям испытаний				Средние упругие деформации $\Delta_{ср}$ опор по десяти измерениям
	Номер испытуемой опоры				
	1 (три серии)	2 (две серии)	3 (три серии)	4 (две серии)	
0	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000
1	0,497	0,818	0,720	0,505	0,635
2	0,662	1,175	0,947	0,828	0,903
3	0,787	1,475	1,128	1,150	1,135
4	0,898	1,780	1,297	1,440	1,354
5	1,007	2,078	1,455	1,728	1,567
6	1,102	2,333	1,595	1,953	1,745
7	1,202	2,580	1,730	2,140	1,913
8	1,290	2,815	1,858	2,313	2,069
7	1,247	2,695	1,798	2,233	1,993
6	1,177	2,508	1,703	2,103	1,873
5	1,098	2,300	1,602	1,933	1,733
4	1,007	2,048	1,472	1,708	1,558
3	0,903	1,798	1,327	1,438	1,366
2	0,783	1,508	1,157	1,128	1,144
1	0,638	1,223	0,938	0,768	0,892
0	0,000	0,345	0,000	0,000	0,082

По данным работы [3] для опоры ОВ-31 имеем $\nu = 0,5$.

Как следует из зависимостей (1)—(7), эффективность виброизоляции в первую очередь определяется жесткостью виброизолятора, которая нелинейно зависит от прилагаемой нагрузки, что необходимо учитывать при эксплуатации прецизионного оборудования.

Вследствие сложности учета конструктивных особенностей виброизоляторов на степень нелинейности определить зависимость, адекватно описывающую эту характеристику, можно только экспериментально.

Для этого на базе сверлильного станка была смонтирована установка (рис. 2). В качестве нагрузочного устройства использовали динамометр ДОСМ-1 с наибольшей предельной нагрузкой 10 кН. При экспериментах с помощью вертикального перемещения стола опора нагружалась до 8 кН с шагом 1 кН с последующей разгрузкой с тем же шагом.

Испытали четыре опоры ОВ-31, бывшие в эксплуатации. Для каждой опоры цикл "нагрузка—разгрузка" повторяли два-три раза (табл. 1) и по экспериментальным данным построили зависимости осевой упругой деформации Δ от нагрузки *P*. Например, на рис. 3, *а* и *б* приведены графики для опор № 1 и № 2, наглядно показывающие нели-

нейный характер зависимости жесткости от нагрузки. Учитывая одинаковые полученные качественные и количественные характеристики всех исследуемых опор, определили средние значения $\Delta_{ср}$ упругих деформаций опор по десяти измерениям, приведенные в табл. 1 и на рис. 4.

На рис. 5 приведен график осевой жесткости $c_{оп}$ опоры, построенный для значений средней линии (см. рис. 4), подтверждающий нелинейный характер зависимости жесткости от нагрузки.

Для определения зависимости, адекватно описывающей экспериментальную характеристику жесткости, приведенную на рис. 5, были использованы возможности Excel, позволяющие построить тренд по виду аппроксимирующей зависимости. Результаты и соответствующие им коэффициенты R^2 достоверности аппроксимации приведены в табл. 2.

Сравнение приведенных зависимостей показало, что наиболее адекватно описывает экспериментальную характеристику осевой жесткости резинометаллической опоры полиномиальная зависимость с $n = 3$ (рис. 6).

Полученная аппроксимация осевой жесткости $c_{оп}$ резинометаллической опоры от приложенной силы позволяет оценить изменение частоты собственных колебаний оборудования, установленного на виброопорах (рис. 7), где $m_{оп}$ — масса оборудования, приходящаяся на одну опору, а также эффективность виброизоляции (рис. 8).

Эффективность виброзащиты по коэффициентам k_R; k_X и $k_{X'}$ определяется выполнением неравенств $k_R \le 1$; $k_X \le 1$; $k_{X'} \le 1$ [2], т. е. виброизоляция по коэффициенту k_R становится эффективной при $\omega \ge \sqrt{2}\omega_0$; по коэффициенту k_X — во всем частотном диапазоне, если $\nu > 1/\sqrt{2}$, и при $\omega \ge \sqrt{2(1-2\nu^2)}\,\omega_0$, если $\nu > 1/\sqrt{2}$; по коэффициенту $k_{X'}$ — во всем частотном диапазоне, если $\nu > 1/\sqrt{2}$, и в диапазоне $0 < \omega < \omega_0/\sqrt{2(1-2\nu^2)}$, если $\nu < 1/\sqrt{2}$.

Таблица 2

Аппроксимации экспериментальной зависимости $c_{оп} = f(P)$

Вид аппроксимации	Аппроксимирующая зависимость	R^2
Линейная	$c_{оп} = 0{,}3081P + 1557$	0,9577
Степенная	$c_{оп} = 86{,}43P^{0{,}4242}$	0,9965
Логарифмическая	$c_{оп} = 1092\ln(P) - 6052$	0,9930
Полиномиальная ($n = 2$)	$c_{оп} = -2{,}979 \cdot 10^{-5}P^2 + 0{,}5762P + 1110$	0,9935
Полиномиальная ($n = 3$)	$c_{оп} = 6{,}438 \cdot 10^{-9}P^3 - 1{,}167 \cdot 10^{-4}P^2 + 0{,}9078P + 791{,}1$	0,9994

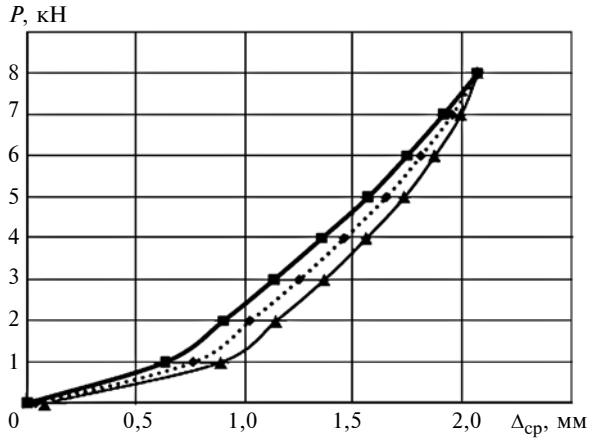


Рис. 4. Зависимости средних значений упругих деформаций $\Delta_{ср}$ резинометаллической опоры от приложенной осевой силы P:
■ — нагружение; ▲ — разгрузка; ♦ — средняя линия

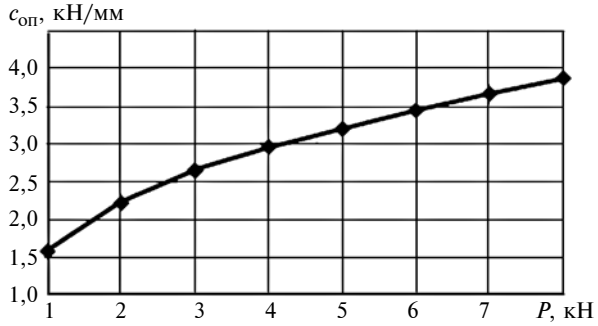


Рис. 5. Зависимость осевой жесткости $c_{оп}$ резинометаллической опоры от приложенной силы P

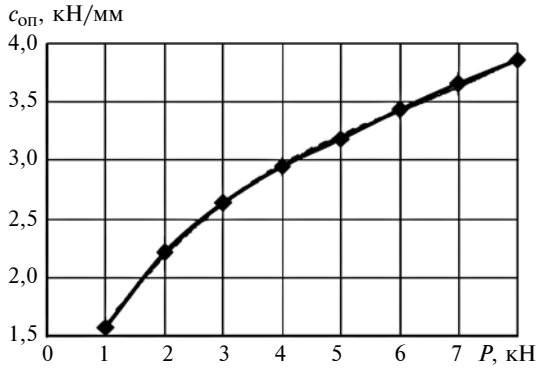


Рис. 6. Полиномиальная аппроксимация ($n = 3$) (штриховая линия) зависимости $c_{оп} = f(P)$ (–♦–)

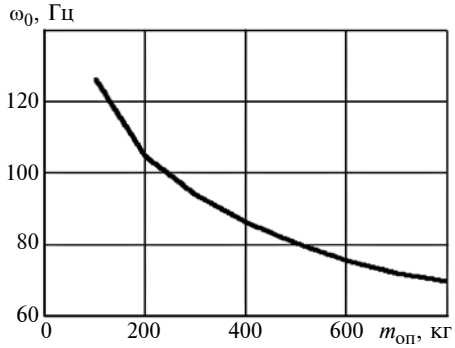


Рис. 7. Частота собственных колебаний оборудования, установленного на виброопорах

На рис. 9 показаны кривые изменения коэффициентов эффективности виброизоляции при установке на четыре виброизолирующих опоры токарного станка с ЧПУ мод. 16Б16Т1 (масса 2800 кг) Средневолжского станкозавода, построенные по формулам (7) при условии равномерного распределения веса станка по опорам.

Частота собственных колебаний станка 16Б16Т1 на виброопорах, рассчитанная по полученной полиномиальной аппроксимирующей зависимости, ω_0 = 72,068 Гц. Тогда при ν = 0,5 виброизоляция станка эффективна: по коэффициенту k_R при $\omega \geq$ $\geq$ 101,92 Гц; по коэффициенту k_X при $\omega \geq$ 72,068 Гц; по коэффициенту $k_{X'}$ при $0 < \omega <$ 72,068 Гц, что подтверждается данными рис. 9.

Поскольку станок имеет максимальную частоту вращения 3200 мин$^{-1}$, то частота силового возбуждения, связанная с частотой вращения шпинделя, составит менее 54 Гц. Поэтому установка станка 16Б16Т1 на виброопоры неэффективна по критериям, ограничивающим распространение вибраций от работающего станка на рядом расположенное оборудование. Однако поскольку указанный станок относится по точности к классу П, то более существенна его защита от колебаний основания, т. е. при кинематическом возбуждении. В соответствии с данными, приведенными в работе [3], спектр регулярных колебаний оснований для установки станков находится в пределах от 1,5÷2 до 50÷60 Гц, что практически соответствует указанному выше диапазону эффективности виброизоляции по коэффициенту $k_{X'}$ ($0 < \omega <$ 72,068 Гц), характеризующему уменьшение амплитуды колебаний станка относительно основания.

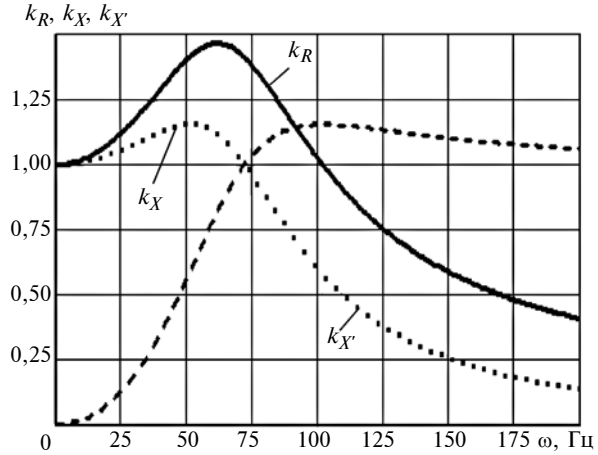


Рис. 9. Коэффициенты эффективности виброизоляции токарного станка с ЧПУ 16Б16Т1 в диапазоне частот 0÷200 Гц

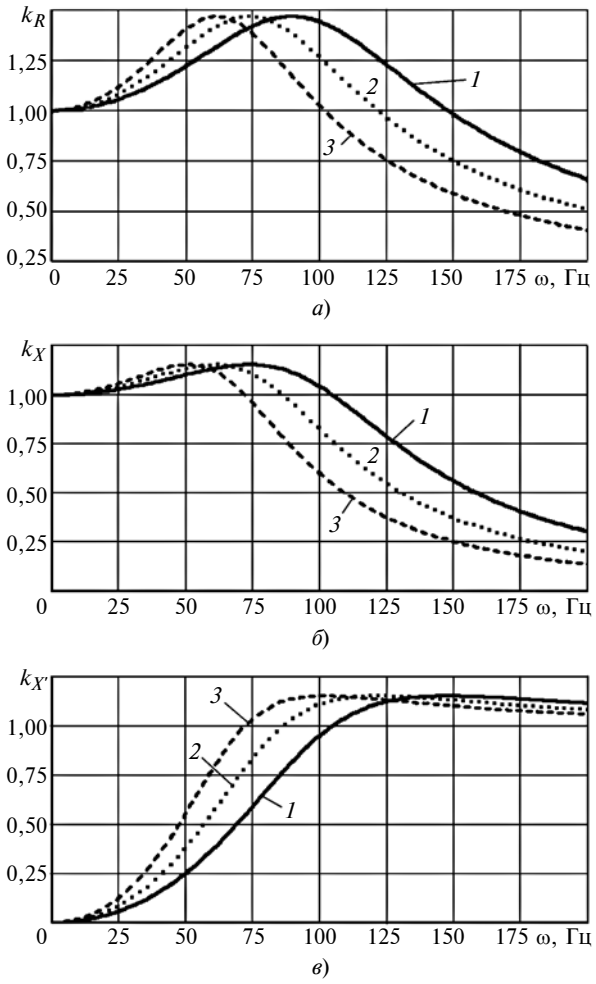


Рис. 8. Коэффициенты k_R (*а*), k_X (*б*), $k_{X'}$ (*в*) эффективности виброизоляции в зависимости от частоты ω гармонического возбуждения при массе оборудования, приходящейся на одну опору $m_{оп}$ = 200 (*1*), 400 (*2*), 700 кг (*3*)

Таким образом, полученная экспериментальная нелинейная зависимость жесткости резинометаллической опоры от нагрузки позволила определить аппроксимирующую зависимость, использование которой дает возможность более точно определить зоны эффективности виброизоляции технологического оборудования в зависимости от его точности.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Проектирование** металлорежущих станков и станочных систем: Справочник-учебник. В 3 т. Т. 2. Расчет и конструирование узлов и элементов станков / А. С. Проников, Е. И. Борисов, В. В. Бушуев и др. Под общ. ред. А. С. Проникова. М.: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана: Машиностроение, 1995. 320 с.

2. **Вибрации** в технике: Справочник. В 6 т. / Ред. совет: В. Н. Челомей (пред.). М.: Машиностроение, 1981. Т. 6. Защита от вибрации и ударов / Под ред. К. В. Фролова. 1981. 456 с.

3. **Каминская В. В., Решетов Д. Н.** Фундаменты и установка металлорежущих станков. М.: Машиностроение, 1975. 208 с.

УДК 621.86.59

Н. И. ХАБРАТ (Крымский инженерно-педагогический университет, г. Симферополь), e-mail: ervin777@yandex.ru

Теория и расчет основных параметров многодискового грузоупорного тормоза с винтовым замыканием

Рассмотрены применение, работа и силовые взаимодействия между отдельными деталями многодискового грузоупорного тормозного механизма с винтовым замыканием. Определена разница моментов сил трения, передаваемых поверхностями отдельных дисков. Установлены условия обеспечения работоспособности механизма. Даны рекомендации и последовательность расчета основных параметров рассматриваемого тормозного механизма.

Ключевые слова: грузоупорный тормозной механизм, дисковый тормозной механизм, коэффициент запаса, тормозные диски, автоматический осевой тормозной механизм, размыкающиеся поверхности.

The application, work and force interactions between individual parts of a multi-disc cargo brake mechanism with a screw closure are considered. The difference in moments of friction forces transmitted by the surfaces of individual disks is determined. The conditions for ensuring the working ability of the mechanism are established. Recommendations and sequence of calculation of the principal parameters of the considered brake mechanism are given.

Keywords: cargo brake mechanism, disc brake mechanism, safety factor, brake discs, automatic axial brake mechanism, opening surfaces.

Нормативными документами [1] предусматривается установка тормозов постоянно замкнутого типа в приводах механизмов подъема сельскохозяйственных грузов и других грузоподъемных устройств, обеспечивающих остановку опускающегося груза в течение заданного времени торможения и его надежное удержание.

Среди многих известных конструкций тормозов [2—4], применяемых в грузоподъемных устройствах, в наибольшей мере требованиям эксплуатации удовлетворяют грузоупорные тормоза с винтовым замыканием (ГТВЗ), так как при работе они автоматически создают тормозной момент, пропорциональный массе опускающегося груза, вследствие чего уменьшается его сила тяжести и снижаются динамические нагрузки на металлоконструкцию рамы и детали привода механизма подъема груза.

В данной работе используем аналитический метод исследования ГТВЗ.

В работах [2, 4] конструкции многодисковых грузоупорных тормозов упоминаются без рассмотрения основ теории силового взаимодействия между отдельными деталями, а следовательно, и основ их расчета и проектирования.

В отечественных машинах (например, в подъемнике-стогометателе ПС-6) и зарубежных (например, фирмы Shepard, США) и в других устройствах [2, 4] эти тормоза нашли практическое применение при повышенных тормозных моментах сил и значительно уменьшенных радиальных размерах тормозных дисков.

Анализ результатов исследований вопроса о несущей способности ГТВЗ был проведен по узкоспециализированным источникам [1—15].

В работах [2—5, 8—14] приведены некоторые аналитические зависимости для однодисковых тормозов, многие из которых неточны.

В работе [6] рассмотрена динамика размыкания однодисковых тормозов существующих нерациональных конструкций без учета силового взаимодействия отдельных деталей между собой и без рекомендаций по оптимизации конструкций.

В остальных рассмотренных работах приведены общие схемы однодисковых тормозов.

Цель данной статьи — разработка рекомендаций по расчету основных параметров конструкции ГТВЗ, для чего рассмотрим конструкцию тормоза, конструктивная схема которого приведена на рис. 1.

В состав ГТВЗ входит приводной вал *9*, на котором установлены: неподвижный в тангенциальном направлении и подвижный в осевом направлении комплект вспомогательных дисков *1*; нажимной диск *5*, перемещающийся по резьбе *6* на валу *9*, и ограничитель *8* его перемещения в осевом направлении. На наружном конце диска *5* установлена шестерня *7*, передающая вращение на привод механизма подъема груза. Внутри тормозной колодки *2* на шлицах установлен комплект основных дисков *4*, между которыми расположены тормозные диски *3*, входящие в зацепление с тормозной обоймой *2*. Тормозная обойма зубчатым храповиком *11* соединяется с нереверсивной защелкой *10*. Так как внутренняя торцевая рабочая поверхность трения нажимного диска передает при работе тормоза силы трения такой же величины, как и отдельные рабочие поверхности основных дисков, то в дальнейшем для упрощения описания работы тормоза рабочая поверхность трения нажимного диска включена в состав рабочих поверхностей трения основных дисков.

Рассмотрим работу ГТВЗ в качестве составной части привода механизма подъема грузоподъемного устройства. При включении привода механизма подъема вра-

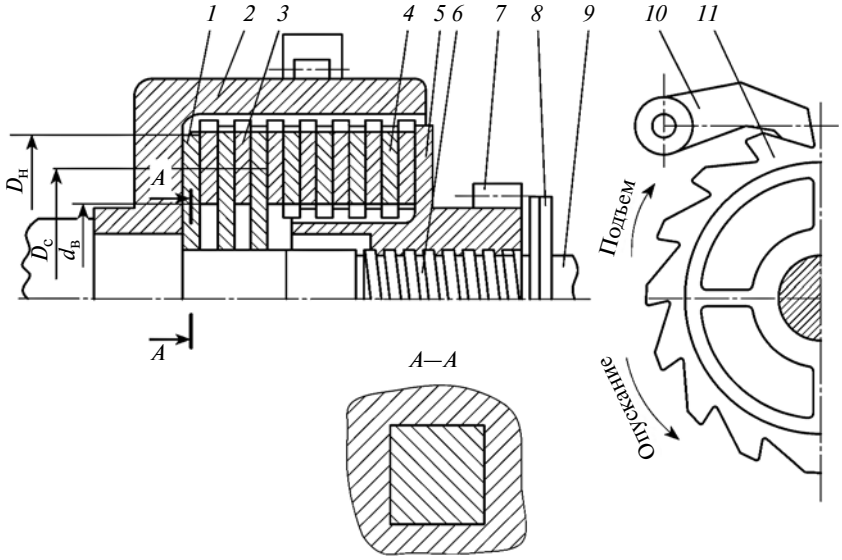


Рис. 1. Конструктивная схема многодискового ГТВЗ

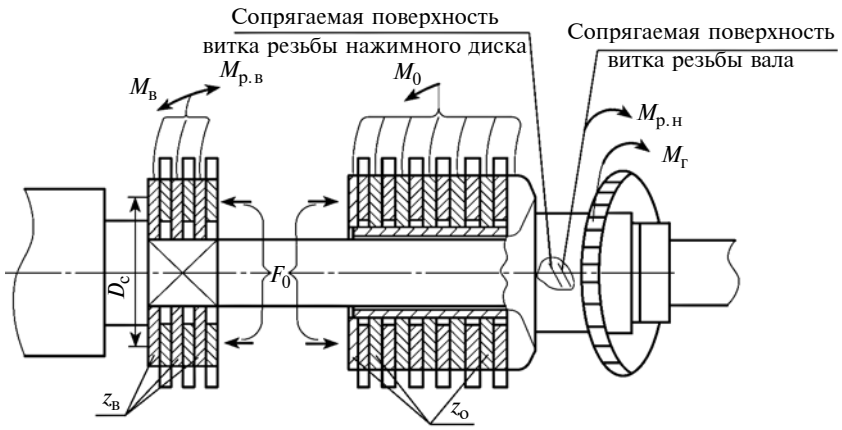


Рис. 2. Расчетная схема сил, воздействующих на детали многодискового ГТВЗ

щательное движение передается на вал *9* и через резьбовое сопряжение вала и нажимного диска *5* шестерне *7* и далее элементам привода механизма подъема. При этом нажимной диск *5*, навинчиваясь на вал *9*, сжимает осевой силой F_0 комплекты тормозных (*3*), основных (*4*) и вспомогательных (*1*) дисков, вращающихся вместе со всеми деталями тормоза, причем защелка *10* не препятствует вращению тормозной обоймы *2* (см. рис. 1).

При отключении привода механизма подъема грузоподъемного устройства под действием силы тяжести поднятого груза шестерне *7* передается вращение в противоположном направлении. При входе защелки в зацепление с зубчатым венцом тормозной обоймы прижимаются друг к другу в осевом направлении диски всех комплектов тормоза. Возникающие при этом моменты сил трения между поверхностями дисков предотвращают опускание груза через некоторое время и обеспечивают его удержание в зафиксированном положении.

Для аналитического описания силового взаимодействия между отдельными деталями тормоза на рис. 2 на каждом из его элементов указаны воздействующие силовые факторы. Грузовой момент сил $M_г$, приложенный к шестерне *7*, воспринимается моментом сил в резьбе нажимного диска

$$M_{р.н} = 0{,}5\ F_0\ d_2 \mathrm{tg}(\alpha + \beta) \qquad (1)$$

и моментом сил трения между поверхностями дисков основных комплектов

$$M_о = 0{,}5 F_0 D_{с.о} f_о z_о, \qquad (2)$$

где F_0 — осевая сила сжатия дисков тормоза; d_2 — средний диаметр резьбового сопряжения нажимной диск — вал; α и β — соответственно средний угол подъема резьбы и угол трения в резьбовом сопряжении; $D_{с.о}$ — средние диаметры поверхностей трения основных и тормозных дисков; $f_о$ — коэффициент трения скольжения по сопрягаемым поверхностям основных и тормозных дисков; $z_о$ — число поверхностей трения в сопряжениях основных и тормозных дисков, включая и поверхность нажимного диска.

Следовательно, нажимным диском с учетом коэффициента $K_т$ запаса торможения при опускающемся грузе воспринимается полный момент сил

$$M_{п.н} = -M_г K_т = M_{р.н} + M_о = \\ = 0{,}5 F_0 [d_2 \mathrm{tg}(\alpha + \beta) + \\ + D_{с.о} f_о z_о]. \qquad (3)$$

Коэффициентом $K_т$ запаса торможения учитываются моменты сил $M_{р.н}$, $M_о$, а также момент сил, создаваемый инерционными силами замедленно опускающегося груза, причем по рекомендациям работ [2—5, 13] следует принимать $K_т = 1{,}25$, а по правилам [1] $K_т = 1{,}5$.

Отметим также, что момент сил $M_{р.н}$, воздействующий на витки резьбы нажимного диска, передается на витки резьбовой части вала ($M_{р.в}$) и далее на вспомогательные диски в направлении, противоположном моменту $M_о$ сил трения.

Момент $M_о$ сил трения передается части комплекта тормозных дисков в виде момента $M_{т.о}$ тормозной обоймы, равного по величине и противоположного по направлению, т. е. $M_{р.н} = -M_{р.в}$ и $M_о = -M_{т.о}$.

В результате взаимодействия прижатых друг к другу поверхностей трения тормозных и вспо-

могательных дисков с некоторой частью комплекта тормозных дисков на последние передается момент сил трения $M_в = -M_{т.в}$, т. е. равный по величине и противоположный по направлению:

$$M_{т.в} = 0{,}5F_0D_{с.в}f_вz_в - \\ - 0{,}5F_0d_2\text{tg}(\alpha + \beta), \qquad (4)$$

где $D_{с.в}$ — средние диаметры поверхностей трения вспомогательных и тормозных дисков; $f_в$ — коэффициент трения скольжения по сопрягаемым поверхностям вспомогательных и тормозных дисков; $z_в$ — число сопрягаемых поверхностей трения вспомогательных дисков, включая и поверхность упорного диска.

Представим момент сил на тормозной обойме при опускании груза с учетом коэффициента $K_т$ запаса торможения в виде:

$$M_{г.о} = -K_тM_г = M_{т.о} + M_{т.в} = \\ = 0{,}5F_0[D_{с.о}f_оz_о + D_{с.в}f_вz_в - \\ - d_2\text{tg}(\alpha + \beta)]. \qquad (5)$$

Приравняв между собой уравнения (3) и (5) и решив их относительно $D_{с.в}f_вz_в$, получим:

$$D_{с.в}f_вz_в = 2d_2\text{tg}(\alpha + \beta). \qquad (6)$$

Соотношение параметров по зависимости (6) выражает условие обеспечения работоспособности рассматриваемой конструкции тормоза при задаваемом значении коэффициента $K_т$ запаса торможения.

Рассмотрим содержание зависимости (6), учитывая способ ее получения.

Из уравнения (3) равновесия моментов сил, воздействующих на нажимной диск, следует, что на тормозные диски передается только момент сил $M_о$ (2). Момент сил, передаваемый вспомогательными дисками на тормозные, уменьшается на величину момента сил сопротивления проворачиванию нажимного диска по валу (1). Следовательно, для обеспечения равенства моментов сил нажимного диска и тормозной обоймы на упорном диске (комплект вспомогательных дисков) должен создаваться момент

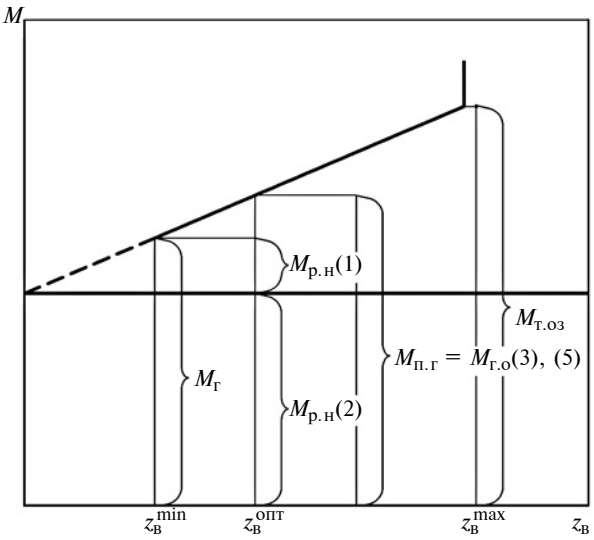


Рис. 3. Зависимость моментов *M* сил, передаваемых отдельными элементами многодискового ГТВЗ, от числа $z_в$ поверхностей трения на вспомогательных дисках

сил, превышающий в 2 раза момент сил сопротивления проворачиванию нажимного диска по резьбовому сопряжению вала, т. е. момент для восприятия передающегося момента $M_{р.в}$ на вспомогательные диски и для восприятия момента сил на нажимном диске.

Проанализируем условие (6) с точки зрения обеспечения работоспособности тормоза. Из рис. 1 следует, что наиболее рациональному конструктивному решению этого тормоза соответствуют параметры $D_{с.о} = D_{с.в} = D_с$, $f_о = f_в = f$, параметр d_2 резьбы определяется заданной прочностью вала, а углы α и β обеспечивают выполнение функций тормоза рассматриваемой конструкции.

При таком варианте параметров тормоза на его работоспособность в значительной степени влияет число $z_в$ поверхностей трения на вспомогательных дисках.

Преобразуем зависимость (6) к виду:

$$z_в = [2d_2\text{tg}\,(\alpha + \beta)]/D_cf. \qquad (7)$$

Как следует из рис. 1 и 2, число $z_в$ поверхностей трения и параметры резьбовой пары d_2, α и β определяют величину момента сил для привода расторможенного тормоза при опускающемся грузе и значение коэффициента $K_т$ запаса тормоза.

На рис. 3 представлена диаграмма распределения моментов сил, передаваемых отдельными элементами многодискового ГТВЗ, в предположении постоянства параметров $M_г$, $D_{с.о}$, $z_о$, d_2, α, β.

Проанализируем зависимость (6) в ее преобразованном виде (7), определяющем работоспособность тормоза.

Соблюдение условия (7) при работе ГТВЗ обеспечивает задаваемое значение коэффициента $K_т$ запаса тормоза и минимальную величину момента сил, действующего на привод тормоза при опускающемся грузе.

Согласно рис. 3 при условии (7) и сохранении ранее принятых параметров при уменьшении $z_в$ менее $z_в^{опт}$ момент $M_{т.о}$ сил на тормозной обойме уменьшается. Следовательно, уменьшается и коэффициент $K_т$ запаса торможения. При снижении тормозного момента на обойме до значения грузового момента $M_г$ наступает неустойчивое равновесное положение тормоза, при котором коэффициент запаса торможения $K_т = 1$. Груз опускается с постоянной скоростью (без затормаживания). Это соответствует минимальному числу $z_в^{min}$ поверхностей трения на вспомогательных дисках. При $z_в < z_в^{min}$ тормоз неработоспособен.

Значение $z_в > [2d_2\text{tg}(\alpha + \beta)]/(D_c f)$ способствует увеличению тормозного момента на тормозной обойме. Это приводит к увеличению момента сил, действующего на привод тормоза при опускающемся грузе, и увеличению коэффициента $K_т$ запаса тормоза.

При дальнейшем увеличении числа поверхностей трения вспомогательных дисков до

$$z_в^{max} > [2d_2\text{tg}(\alpha + \beta) + D_c f z_о]/(D_c f) \quad (8)$$

наступает самозаклинивание тормоза, что следует из уравнения (5) при подстановке в него неравенства (8).

Из анализа силового взаимодействия деталей многодискового ГТВЗ (см. рис. 2) следует, что плавное опускание груза обеспечивается моментами сил трения от опускающегося груза $M_г$ и суммарным моментом $M_п$ сил привода на преодоление трения вспомогательных дисков и сопротивлений в резьбовом сопряжении нажимного диска с валом при соблюдении условия (6).

В развернутом виде эти составляющие моментов сил имеют вид:

$$M_г = 0{,}5F_0'[D_{с.о}f_о z_о + D_{с.в}f_в z_в - d_2\text{tg}(\alpha + \beta)]; \quad (9)$$

$$M_п = 0{,}5F_0'[D_{с.в}f_в z_в + d_2\text{tg}(\beta - \alpha)],$$

где F_0' — осевая сила в резьбовом сопряжении при работе тормоза в режиме опускающегося груза, определяемая из соотношения (9), при соблюдении условия (6) и при $D_{с.н} = D_{с.в} = D_с$ и $f_н = f_о = f$:

$$F_0' = \frac{2M_г}{D_c f(z_о + z_в) - d_2\text{tg}(\alpha + \beta)}.$$

В базовых зависимостях (1)—(6) используется средний диаметр поверхностей трения дисков тормоза, определяемый по зависимости [5]:

$$D_с = \frac{2(D_н^3 - d_в^3)}{3(D_н^2 - d_в^2)} = \frac{2}{3}d_в\frac{\psi^3 - 1}{\psi^2 - 1}, \quad (10)$$

где $D_н$, $d_в$ — наружный и внутренний диаметральные размеры поверхностей трения дисков; $\psi = D_н/d_в$ — коэффициент, выражающий соотношение указанных размеров.

Преобразуем зависимость (10) к виду:

$$\frac{D_с}{d_в} = \frac{2}{3}\frac{\psi^3 - 1}{\psi^2 - 1}.$$

Параметр ψ с высокой для проектировочных расчетов точностью определяется по эмпирической зависимости

$$\psi = (D_с/d_в - 0{,}24)/0{,}64 \quad (11)$$

для известных параметров $D_с$ и $d_в$.

Параметр $D_н$ можно определить и более сложным путем, решая неполное кубическое уравнение по методу Кардано, используя соотношение (10), расчетное значение $D_с$ (3) и задавшись размером $d_в$, который определяется конструктивно при прочерчивании тормоза на валу.

Последовательность расчета многодискового ГТВЗ

Параметры, необходимые для проведения проектировочного расчета тормоза:

1. $M_г$ — грузовой крутящий момент сил, нагружающий ступицу нажимного диска;

2. $K_т$ — коэффициент запаса торможения, который принимается по рекомендациям Гостехнадзора [1] для проектируемого типа механизма;

3. $d_{вала}$ — минимальный диаметр приводного вала тормоза, полученный из проектировочного расчета на прочность;

4. Условия в зоне работы тормоза — в масляной ванне или всухую.

Расчет.

1. Принимаем резьбу для винтовой пары вал—ступица нажимного диска предпочтительно прямоугольного или трапецеидального сечения с внутренним диаметром $d_1 \geq d_{вала}$, шагом $p \approx 0{,}2d_1$ и числом заходов $n = 2 \div 4$ [2].

Из рекомендуемых шагов p резьбы принимаем $p = 2$; 3; 4; 5; 6; 10; 12; 16; 20 мм [16] при наружном диаметре d от 20 до 52 мм через каждые 2 мм и с 55 до 100 мм через каждые 5 мм [16].

Средний диаметр d_2 резьбы определяется зависимостями:

для прямоугольной и симметричной трапецеидальной резьб $d_2 = d - 0{,}5p$; для упорной резьбы $d_2 = d - 0{,}75p$.

2. Определяем угол α подъема резьбы по среднему диаметру.

Рекомендуется принимать $\alpha = 12 \div 15°$ [2]; $\alpha = \text{arctg}[np/(\pi d_2)]$.

3. Материалом резьбовой части ступицы нажимного диска предпочтительно принять бронзу с углом трения $\beta = 6°$ и допускаемыми давлениями в резьбовой паре $[q_р] = 6 \div 8$ Н/мм^2 [2].

В случае резьбовой пары из стали $[q_р] = 5 \div 6$ Н/мм^2 [2].

4. Принимаем значения коэффициентов трения $f_о$ и $f_в$ между дисками и допускаемые давления между ними $[\sigma_о]$, $[\sigma_в]$ в зависимости от условий смазывания [2, с. 356, 357]. Предпочтительно принимать $f_о = f_в = f$, $[\sigma_о] = [\sigma_в] = [\sigma]$.

5. Исходя из условия (6), определяем средний диаметр поверхностей трения вспомогательных дисков тормоза

$$D_{с.в} = [2d_2\text{tg}(\alpha + \beta)]/(f_в z_в).$$

Числом поверхностей трения задаются ($z_в$ = 1, 3, 5, 7 и т. д.) так, чтобы приближенно получить требуемый наружный диаметр поверхностей трения $D_{н.в} \approx 1{,}35 \div 1{,}45D_с$.

При этом для проектируемой конструкции ГТВЗ предпочтительно принять $D_{с.о} = D_{с.в} = D_с$ и $f_о = f_в = f$.

6. По зависимости (11) определяем коэффициент ψ и $D_{н.в} = \psi d_в$. Внутренний диаметр $d_в$ поверхности трения определяем, прочерчивая тормоз (см. рис. 1).

7. Определяем значение осевой силы F_0 сжатия дисков тормоза $F_0 = 0{,}25\pi(D_{н.в}^2 - d_в^2)[\sigma_в]$,

где $[\sigma_в]$ — допускаемое давление по поверхностям дисков [2, с. 357].

8. Определяем число поверхностей трения основных дисков по преобразованной зависимости (3):

$$z_о \geq [2M_г K_т/F_0 - d_2 \mathrm{tg}(\alpha + \beta)]/(D_с f),$$

которое округляем до целого нечетного числа для рассматриваемой конструкции тормоза (см. рис. 1).

9. Определяем число $z_р$ витков резьбы на нажимном диске, сопрягающихся с валом:

$$z_р \geq F_0/(\pi d_2 h[q_р]),$$

где d_2, h, $[q_р]$ — параметры по пп. 1; 2; 3.

Изучение картины силового взаимодействия между деталями многодискового ГТВЗ позволило:

1. Создать последовательность проектировочного расчета его основных параметров.

2. Разработать условие, обеспечивающее работоспособность тормоза с учетом его основных параметров.

3. Создать конструкцию тормоза с минимальными энергозатратами, работающего в режиме опускания груза грузоподъемной машиной.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Правила** устройства и безопасной эксплуатации кранов. М.: Металлургия, 1983. 173 с.
2. **Александров М. П.** Тормоза подъемно-транспортных машин. М.: Машиностроение, 1976. 338 с.
3. **Справочник** по кранам. В 2 т. Т. 2 / Под ред. М. М. Гохберга. Л.: Машиностроение, 1988. 509 с.
4. **Тормозные** устройства. Справочник / М. П. Александров, А. Г. Лысяков, В. Н. Федосеев и др. Под ред. М. П. Александрова. М.: Машиностроение, 1985. 312 с.
5. **Александров М. П.** Подъемно-транспортные машины. М.: Высшая школа, 1985. 517 с.
6. **Алексеев Р. К.** Статические и динамические условия размыкания винтового грузоупорного тормоза // Труды ЛПИ. 1966. № 269. С. 110—116.
7. **Барабанова Е. Н.** Анализ отечественных и зарубежных конструкций грузоупорных тормозов // Труды ВНИИПТМАШ. Вып. 7 (80). Л.: ВНИИПТМАШ, 1967. С. 133—140.
8. **Бондаровский Ф. П., Корнеев Г. В.** Детали машин и подъемно-транспортные машины М.: Машгиз, 1962. 552 с.
9. **Грузоподъемные** машины / М. П. Александров, Л. Н. Колобов, Н. А. Лобов и др. М.: Машиностроение, 1986. 400 с.
10. **Иванов М. Н., Комаров М. С.** Детали машин и подъемно-транспортные машины. Львов: Изд-во Львовского университета, 1961. 588 с.
11. **Иванченко Ф. К.** Конструкция и расчет подъемно-транспортных машин. Киев: Вища школа, 1983. 352 с.
12. **Красников В. В.** Подъемно-транспортные машины в сельском хозяйстве. М.: Колос, 1973. 464 с.
13. **Справочник** по кранам. В 3 т. Т. 2 / Под ред. А. И. Дукельского. М.: Машгиз, 1962. 332 с.
14. **Справочник** конструктора сельскохозяйственных машин. В 4 т. Т. 1. М.: Машиностроение, 1967. 722 с.
15. **Biewer P.** Die Teilscheibenbremse Konstruktion. B. 22. N. 4. 1970. S. 142—144.
16. **Дьяченко С. К., Столбовой С. З.** Расчет и проектирование деталей машин: Киев: Техника, 1964. 316 с.

УДК (621-752:629.5).001.573

А. Н. ЛЕСНЯК (ПО "Севмашпредприятие"), А. А. ПШЕНИЦЫН, д-р техн. наук (Северный арктический федеральный университет), В. С. САМОХИН (АО "НИПТБ "ОНЕГА", г. Северодвинск), e-mail: samokhinvs@yandex.ru

Компьютерное моделирование и оценка эффективности применения вибродемпфирующих покрытий

Проанализирована эффективность применения вибродемпфирующих покрытий путем моделирования. Приведены экспериментальные характеристики исследуемых покрытий. Предложенный развитый алгоритм позволяет оценить ожидаемые динамические параметры конструкций в зависимости от их формы и характеристик вибродемпфирующих материалов.

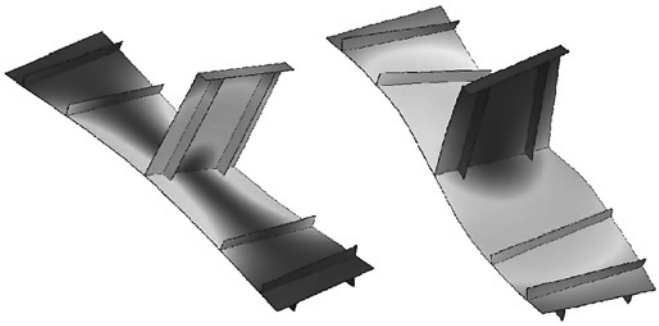
Ключевые слова: вибродемпфирующие покрытия, эффективность, оценка, моделирование.

The effectiveness of the application of vibration damping coatings by simulation is analyzed. Experimental characteristics of the investigated coatings are given. The proposed developed algorithm makes it possible to estimate the expected dynamic parameters of structures depending on their shape and characteristics of the vibrodamping materials.

Keywords: vibration damping coatings, effectiveness, evaluation, simulation.

В связи с повышением требований к условиям обитаемости судов, а также к надежности и экологичности работы энергетических установок особое значение имеют методы и средства уменьшения вибрации. В судостроении для снижения уровней шума и вибрации часто применяют различные вибропоглощающие и виброизолирующие средства [1—3]. Эффективное применение как средств виброизоляции, так и средств вибропоглощения является сложной задачей, решение которой может быть найдено с помощью компьютерного моделирования.

Большинство графических пакетов имеют расчетные модули для расчета статических, динамических нагрузок, резонансных частот и других характеристик механической системы. С использованием систем 3D-моделирования разработку конструкций фундамента, размещение оборудования, обвязку его трубопроводами можно выпол-



а) *б*)

Рис. 1. Результаты расчета судового фундамента:
а — колебания тона 1, частотой $f = 20{,}3$ Гц, *б* — колебания тона 8, частотой $f = 144{,}08$ Гц

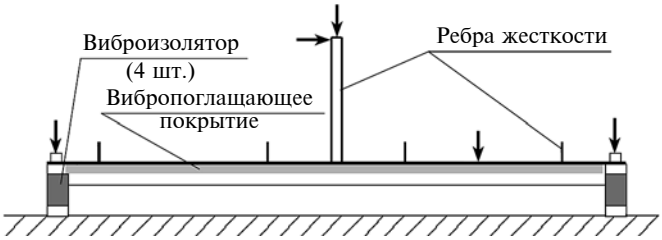


Рис. 2. Схема установки макета фундамента и расположение точек измерений

нять не последовательно, а параллельно. Это значительно сокращает сроки проектирования от постановки задачи до разработки готовых чертежей. При этом в значительной степени уменьшается число ошибок, связанных с нестыковками оборудования.

В данной статье рассмотрим проектирование пространственной распределенной динамической системы на примере макета судового фундамента.

Трехмерный проект макета фундамента делали в системе SolidWorks [4], которая позволяет также выполнить расчеты резонансных частот и форм колебаний в интегрированной системе SW Simulation.

Динамический расчет фундамента был выполнен методом конечных элементов [5]. Задача о вынужденных колебаниях пространственной конструкции из плоских пластин при кинематическом и силовом возбуждении решается методом конечных элементов в форме перемещений. Уравнение движения в матричной форме имеет вид:

$$([K] + i[R])\{y\} + [D]\{\dot{y}\} + [M]\{\ddot{y}\} = \{F\}e^{i\omega t}. \quad (1)$$

В выражении (1) $[K]$ — матрица жесткости; $[R]$ и $[D]$ — матрицы внутреннего и внешнего демпфирования соответственно; $[M]$ — матрица массы; $\{F\}$ — вектор внешней нагрузки; $\{y\}$ — матрица узловых перемещений конструкции в общей системе координат (размер этих матриц $n \times n$, где n — число неизвестных в общей системе координат); i — мнимая еденица; ω — угловая частота; t — время.

Результаты определения частот и форм колебаний с помощью пакета программ Solid Works макета судового фундамента для тонов колебаний 1 и 8 представлены соответственно на рис. 1, *а* и рис. 1, *б*.

Выполнив виртуально нанесение вибродемпфирующего покрытия "ВИПОКОМ" на поверхность основания со стороны продольных ребер жесткости, рассчитали изменения собственных частот фундамента относительно тех, которые были определены до нанесения вибродемпфирующего материала. Полученные результаты сведены в таблицу.

Амплитудно-частотные характеристики исходного фундамента и фундамента с покрытием значительно отличаются. В представленном диапазоне частот конструкция имеет восемь резонансов. Резонансные частоты при нанесении покрытия увеличились. Это указывает на то, что увеличился суммарный модуль упругости. С другой стороны, амплитуды колебаний на резонансных частотах для конструкций с покрытием "ВИПОКОМ" имеют меньшие значения, что обусловлено его вибродемпфирующими свойствами.

Для подтверждения эффективности применения вибропоглощающего покрытия "ВИПОКОМ" в лабораторных условиях были выполнены экспериментальные исследования фундамента.

Виброакустические характеристики фундаментов измеряли как до нанесения соответствующих покрытий, так и после. Вибровозбуждение фундаментов осуществлялось белым шумом с помощью электродинамического вибратора типа 4808 фирмы "Брюль и Къер" в вертикальном и продольном направлениях в точке крепления, выполненной на вертикальной полке фундамента (рис. 2).

Измеряли следующие параметры:

1. Виброускорение в точке вибровозбуждения, нормированное относительно силы воздействия вибратором на фундамент в этой точке (A/F, м · с$^{-2}$/Н, или в децибелах относительно 3,16E—4 м · с$^{-2}$/Н).

2. Виброускорения на опорах фундаментов в точках крепления виброизоляторов, также нормированные относительно силы F воздействия вибратором ($A_1/F \div A_4/F$, м · с$^{-2}$/Н).

Виброускорение в узкой полосе частот является откликом фундамента на воздействие вибратора в

Фундамент	Частота, Гц, колебаний судового фундамента для тонов							
	1	2	3	4	5	6	7	8
Без покрытия	20,3	26,88	62,94	73,31	85,35	94,57	142,01	144,08
С покрытием	19,125	29,01	63,28	72,54	95,16	105,19	152,79	159,24

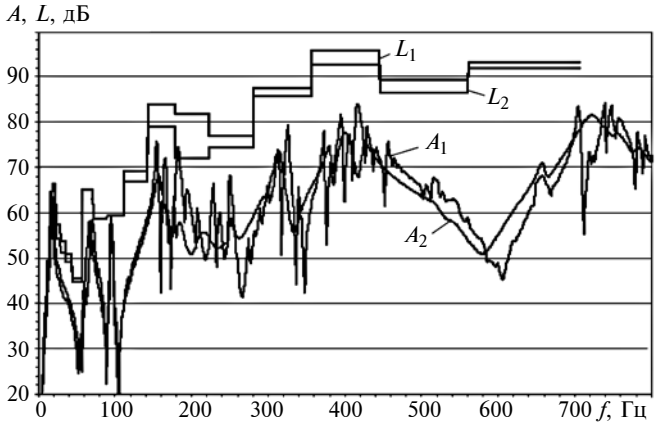


Рис. 3. Узкополосные (*A*) и третьоктавные (*L*) спектры виброускорений в вертикальном направлении при вибровозбуждении фундамента в вертикальном направлении до нанесения покрытия "ВИПОКОМ" (A_1, L_1) и после (A_2, L_2)

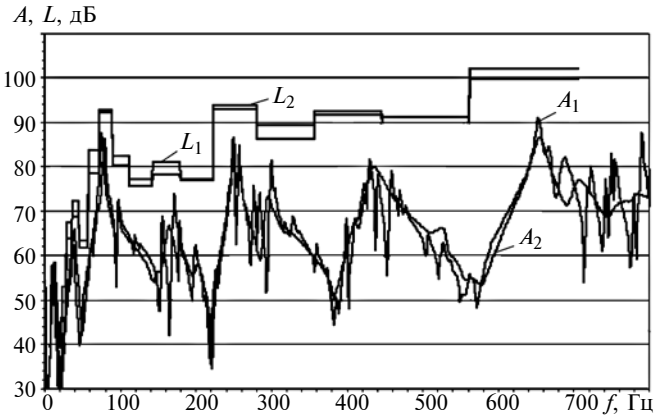


Рис. 4. Узкополосные (*A*) и третьоктавные (*L*) спектры виброускорений в продольном направлении в точке вибровозбуждения фундамента в продольном направлении до (A_1, L_1) и после (A_2, L_2) нанесения покрытия "ВИПОКОМ"

точке возбуждения белым шумом с силой, постоянной в представленном частотном диапазоне и равной 1 Н, т. е. узкополосные спектры виброускорений нормированы относительно силы вибровозбуждения. Этот параметр в диапазоне линейности системы не зависит от величины силы вибровозбуждения и является характеристикой фундаментной конструкции.

Уровни виброускорений в третьоктавных полосах частот получены из узкополосных спектров путем энергетического суммирования в соответствии с характеристиками третьоктавных фильтров 1 класса.

На рис. 3 представлены узкополосные и третьоктавные спектры виброускорений в контрольной точке макета фундамента при вибровозбуждении в вертикальном направлении до и после нанесения покрытия "ВИПОКОМ". Из рисунка видно, что принципиальных отличий между узкополосными спектрами нет. В диапазоне частот до 140 Гц они практически повторяют друг друга. На более высоких частотах спектр виброускорения для фундамента с покрытием повторяет форму спектра виброускорения для фундамента без покрытия, но более сглажено, с явно меньшей динамикой изменения виброускорения, что наглядно указывает на влияние вибропоглощающего покрытия. Третьоктавный спектр виброускорения фундамента с покрытием "ВИПОКОМ" практически во всем частотном диапазоне, за исключением двух фильтров, имеет уровни ниже, чем аналогичный спектр без покрытия. Повышение уровней в двух третьоктавных фильтрах вызвано не повышением уровней виброускорений в этих полосах частот, а смещением резонансных частот фундамента в область низких частот ввиду повышения погонной массы элементов фундамента после нанесения вибропоглощающего покрытия.

Как и для фундаментов без покрытий, делать окончательные выводы об эффективности вибропоглощающих покрытий по одной точке измерений не вполне корректно. Поэтому были выполнены исследования для других точек измерения.

Здесь следует отметить, что эффективность вибропоглощающих покрытий на фундаментной конструкции зависит как от параметров покрытий, так и от динамических характеристик самих фундаментов, т. е. полученные эффективности вибропоглощающих покрытий в третьоктавных полосах частот характерны именно для данной конструкции фундамента. На фундаментах другой конструкции могут быть другие эффективности испытываемых материалов. Поскольку провести сравнительные испытания вибропоглощающих покрытий на всевозможных фундаментных конструкциях не представляется возможным, то на имеющейся конструкции изменим точку вибровозбуждения. Так, если вибровозбуждение имеющейся конструкции фундамента проводить, например, в точке крепления вибратора в продольном направлении, то коренным образом изменятся смещения по формам колебаний, так как активно возбуждаются те формы, смещение по которым совпадает с направлением силы. И, соответственно, изменятся динамические характеристики, что и требуется для более объективной оценки вибропоглощающих покрытий.

На рис. 4 представлены узкополосные и третьоктавные спектры виброускорений фундаментов в точке вибровозбуждения в продольном направлении до и после нанесения покрытия "ВИПОКОМ".

Из рисунка видно, что на узкополосных спектрах ярко выражены четыре максимума с частотами, примерно кратными нечетному ряду целых чисел 1, 3, 5 и 7, что указывает на ряд резонансных форм колебаний некого элемента фундаментной конструкции. Из конструкции фундамента видно, что при продольном вибровозбуждении фундамента вертикальный элемент конструкции является консолью относительно горизонтальной части фундамента. А, как известно из технической литературы,

УДК 539.431:620.175.3

Д. С. ДОБРОВОЛЬСКИЙ (Ижевский ГТУ им. М. Т. Калашникова), e-mail: d-s-dobrov@mail.ru

Оценка трещиностойкости вала при изгибе с вращением

Для повышения надежности прогнозирования живучести элементов конструкций предложен энергетический критерий трещиностойкости нелинейной механики разрушения — критический коэффициент интенсивности энергии формы. Проведены усталостные испытания 15 модельных элементов вала при изгибе с вращением. Дана оценка трещиностойкости вала в зависимости от глубины кольцевых трещин.

Ключевые слова: вал, кольцевые трещины, коэффициент интенсивности, энергия формы, трещиностойкость.

To increase the reliability of forecasting the damage tolerance of structural elements, an energy criterion for the crack growth resistance of nonlinear fracture mechanics is proposed — the critical energy factor of the form. Fatigue tests of 15 model elements of the shaft at bending with rotation were carried out. The estimation of crack growth resistance of a shaft is given depending on the depth of annular cracks.

Keywords: shaft, annular cracks, intensity factor, form energy, crack growth resistance.

Для совершенствования методов оценки качества материалов, машин и конструкций в итоговой и программной работе [1] сформулирован комплекс свойств в виде восьмиуровневой пирамиды, включающей живучесть, составной частью которой является трещиностойкость элементов конструкций. Валы машин различного назначения имеют выточки, переходы диаметров, участки резьбы, которые, являясь концентраторами напряжений, служат причинами образования мелких кольцевых трещин. При дальнейшей работе вала мелкие трещины развиваются и превращаются в глубокие. Когда сочетание глубины трещины и постоянно растущих напряжений становится критическим, происходит разрушение вала. Вместе с тем исследований трещиностойкости элементов конструкций в широком диапазоне размеров трещин выполнено недостаточно. В связи с этим в данной работе предлагается энергетический критерий трещиностойкости нелинейной механики разрушения элементов конструкций и на его основе проводится оценка трещиностойкости вала при изгибе с вращением в условиях мелких и глубоких кольцевых трещин.

Аналогично экспериментально обоснованной четвертой теории прочности [2] за физический критерий разрушения вала принята удельная энергия формы, поскольку при соответствующем разрушению предельном пластическом деформировании энергия изменения объема стремится к нулю. Для определения энергии формы используется экспериментальная диаграмма упругопластического деформирования материала в интенсивностях напряжений σ_i и деформаций e_i, аппроксимированная линейной и степенной функциями:

$$\sigma_i = \sigma_{i\text{т}} e_i / e_{i\text{т}} \text{ при } \sigma_i \le \sigma_{i\text{т}}; \quad (1)$$

$$\sigma_i = \sigma_{i\text{т}} (e_i / e_{i\text{т}})^{m_i} \text{ при } \sigma_i \ge \sigma_{i\text{т}}, \quad (2)$$

где $\sigma_{i\text{т}}$, $e_{i\text{т}}$ — интенсивности напряжений и деформаций, соответствующие аппроксимированному пределу текучести; m_i — показатель деформационного упрочнения.

В точке, расположенной в нетто-сечении вала на расстоянии r от вершины кольцевой трещины,

(Окончание статьи. Начало см. на стр. 21)

консоль с защемленным одним концом и свободным другим имеет ряд резонансных частот, близкий к нечетному ряду целых чисел. Поскольку представленные на рис. 4 спектры измерены в точке возбуждения, то резонансный характер узкополосных спектров в этой точке в основном обусловлен резонансными свойствами вертикального элемента фундамента. Вибропоглощающие покрытия на эту часть фундамента не наносили, этим объясняется практически отсутствие влияния вибропоглощающих покрытий на вибрационные характеристики в точке вибровозбуждения.

Таким образом, для правильной оценки эффективности вибродемпфирующего покрытия необходимо учитывать целый ряд факторов: форму и конструкцию фундамента, зоны нанесения покрытий, координаты точек возбуждения конструкций, координаты точек измерений. Применение методов компьютерного моделирования позволяет уменьшить число возможных вариантов исследований.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Боголепов И. И.** Промышленная звукоизоляция. Л.: Судостроение, 1986, 368 с.
2. **Нашиф А., Джоунс Д., Хендерсон Д.** Демпфирование колебаний. М.: Мир, 1988. 277 с.
3. **Лесняк А. Н., Пшеницын А. А., Спиридонов А. Ю.** К вопросу об эффективности применения вибродемпфирующих покрытий // Судостроение. 2015. № 3. С. 39—42.
4. **Компьютерное** моделирование в инженерной практике / А. А. Алямовский, А. А. Собачкин, Е. В. Одинцов и др. // SolidWorks 2007/2008 СПб.: БХВ-Петербург, 2008. 1040 с.
5. **Зенкевич О.** Метод конечных элементов в технике. М.: Мир, 1975. 542 с.

реализуется условие местной плоской деформации. С учетом этого можно представить главные местные напряжения в предположении упругого деформирования в виде [3]:

$$\sigma_1 = K_1/\sqrt{2\pi r}; \quad \sigma_2 = \mu\sigma_1; \quad \sigma_3 \approx 0$$

и их интенсивность

$$\sigma_{ie} = \sqrt{1-\mu+\mu^2}\, K_1/\sqrt{2\pi r},$$

где $K_1 = Y_1\sigma_н\sqrt{\pi l}$ — коэффициент интенсивности напряжений (КИН) для трещины нормального отрыва размером l; Y_1 — функция, зависящая от размера трещины, формы сечения и вида нагружения; $\sigma_н$ — номинальное напряжение в вершине трещины; μ — коэффициент Пуассона.

Первое главное напряжение σ_1 направлено нормально к нетто-сечению вала, второе σ_2 — по касательной к фронту кольцевой трещины, а третье σ_3 — перпендикулярно σ_1 и σ_2.

С учетом формул (1), (2) удельная энергия формы вблизи вершины трещины при местном упругопластическом деформировании составляет

$$u = \int_0^{e_i} \sigma_i de_i = 0{,}5\sigma_{iт}e_{iт} + \frac{1}{1+m_i}(\sigma_i e_i - \sigma_{iт}e_{iт}). \quad (3)$$

В соответствии с решением [4] можно записать интенсивности напряжений и упругопластических деформаций для номинального упругопластического деформирования ($\sigma_{iн} \geq \sigma_{iт}$):

$$\sigma_i = \sigma_{iн}[(\sigma_{ie}/\sigma_{iн})^2 F]^{\frac{m_i}{1+m_i}}; \quad (4)$$

$$e_i = e_{iн}[(\sigma_{ie}/\sigma_{iн})^2 F]^{\frac{1}{1+m_i}}, \quad (5)$$

где $\sigma_{iн}$, $e_{iн}$ — интенсивности номинальных напряжений и упругопластических деформаций в вершине трещины.

Корректирующая функция $0{,}5 < F < 1$ представлена на рис. 1 работы [4]. Если иметь в виду, что при соответствующем разрушению предельном пластическом деформировании значение $F \to 1$ и $\sigma_i e_i = \sigma_{ie}e_{ie}$, а слагаемое $\sigma_{iт}e_{iт}$ пренебрежимо мало по сравнению с $\sigma_i e_i$, и учесть, что $e_{ie} = 2(1 + \mu)\sigma_{ie}/(3E)$, то, совместно рассматривая выражения (3)—(5), получаем формулу для критического значения удельной энергии формы в точке вблизи вершины трещины в виде:

$$u_c = K_{1u_c}/(2\pi r),$$

где
$$K_{1u_c} = \frac{4(1+\mu^3)}{3(1+m_i)}\frac{K_{1c}^2}{2E} \quad (6)$$

— критерий трещиностойкости нелинейной механики разрушения, называемый критическим коэффициентом интенсивности энергии формы (КИЭФ) и характеризующий удельную энергию формы вблизи вершины трещины при разрушении элемента конструкции, необходимую для образования единицы длины поверхности трещины (K_{1c} — критический КИН; E — модуль упругости материала).

При упругом деформировании ($\mu = 0{,}3$; $m_i = 1$) и хрупком разрушении из формулы (6) следует:

$$K_{1u_c} = 0{,}685K_{1c}^2/(2E).$$

Этот результат подтверждается критерием Дж. Ирвина [5] линейной механики разрушения, если его использовать для определения u_c как части полной энергии u_{ct} и учесть, что энергия, необходимая для образования единицы длины поверхности трещины, равна $0{,}5G_{1c} = (1 - \mu^2)K_{1c}^2/(2E)$, а при упругом деформировании $u_c/u_{ct} = 2(1 - \mu + \mu^2)/[3(1 - \mu)]$. Для предельного пластического деформирования ($\mu \to 0{,}5$) и вязкого разрушения материала без упрочнения ($m_i = 0$) из формулы (6) получаем физически обоснованный результат:

$$K_{1u_c} = 1{,}5K_{1c}^2/(2E).$$

При необходимости учета в формуле (6) изменения коэффициента Пуассона в пластической области можно использовать интерполяционную зависимость [3]

$$\mu_* = 0{,}5 - \frac{0{,}5-\mu}{(e_c/e_{iт})^{1-m_i}}, \quad (7)$$

где $e_c = \ln(1 - \psi)^{-1}$ — предельная логарифмическая деформация (ψ — сужение в шейке при разрыве образца).

Для экспериментальной оценки трещиностойкости вала оригинальная установка [6], предназначенная для малоциклового нагружения на изгиб плоских образцов, модернизирована для испытаний модельных элементов вала на консольный изгиб с вращением при частоте 8 цикл./мин. Модельные элементы (МЭ) с диаметрами рабочей части $d = 20$ мм, головок для зажима $D = 40$ мм и длиной 200 мм изготовляли из стали 45 ($\sigma_т = 480$ МПа; $\sigma_в = 675$ МПа; $\delta = 6{,}7$ %; $\psi = 46{,}2$ %; $E = 2{,}04 \times 10^5$ МПа; $\mu = 0{,}3$). При испытаниях модельных элементов с помощью нагружающего устройства задавали необходимый изгибающий момент $M_и$ и, следовательно, критическое напряжение $\sigma_c = 32M_и/(\pi d^3)$ по брутто-сечению, обеспечивающее долговечность до разрушения в диапазоне $N \approx 10^2 \div 10^5$ циклов. После разрушения модельного элемента измеряли диаметр $d_н$ нетто-сечения и определяли критическую глубину $l_c = 0{,}5(d - d_н)$ кольцевой трещины. Режимы нагружения и результаты испытаний 15 модельных элементов вала представлены в таблице.

В соответствии с работой [7] критические КИН при изгибе для условно мелкой ($0 < \lambda \le 0{,}5$) и глубокой ($0{,}5 \le \lambda < 1$) кольцевых трещин составляют:

$$K_{1c} = \frac{1-0{,}5\lambda}{(1-\lambda)^2}\sigma_c\sqrt{\pi l_c} \text{ при } 0 < \lambda \le 0{,}5; \quad (8)$$

$$K_{1c} = \frac{0{,}375}{(1-\lambda)^3}\sqrt{\frac{1-\lambda}{\lambda}}\sigma_c\sqrt{\pi l_c} \text{ при } 0{,}5 \le \lambda < 1, \quad (9)$$

где $\lambda = 2l_c/d$ — относительная критическая глубина трещины.

Полученные по формулам (8) и (9) критические значения КИН с учетом результатов испытаний модельных элементов приведены в таблице.

Необходимые для использования критерия (6) трещиностойкости параметры аппроксимации (1), (2) для стали 45 получили ранее в работе [4] по рекомендуемой методике [3]: $\sigma_{i\text{т}} = 480$ МПа; $e_{i\text{т}} = 0{,}204$ %; $m_i = 0{,}147$. Анализ формулы (7) применительно к стали 45 показал, что при предельном пластическом деформировании значение $\mu_* \to 0{,}5$. С учетом этого из выражения (6) следует:

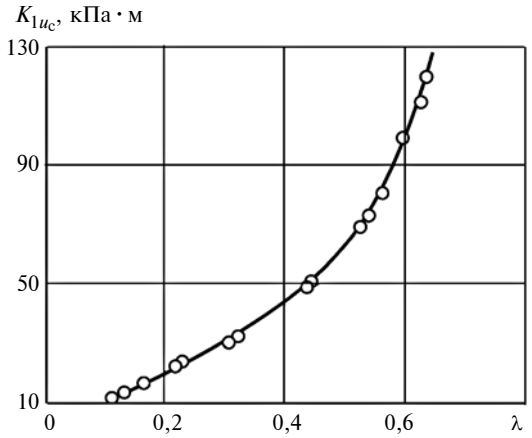
$$K_{1u_c} = 1{,}308\,K_{1c}^2/(2E). \quad (10)$$

По формуле (10) вычисляли критические значения КИЭФ вала (см. таблицу). Для наглядности зависимость критических КИЭФ от относительной глубины λ трещины представлена на рисунке. Результаты проведенного эксперимента показали, что значения предлагаемого критерия (6) трещиностойкости существенно зависят от глубины трещины. Это необходимо учитывать при прогнозировании живучести вала.

Предлагаемый критерий трещиностойкости является теоретически и экспериментально обоснованным, поскольку, во-первых, при его разработке использован более экспериментально достоверный физический критерий разрушения — энергия формы; во-вторых, учтена располагаемая пластичность материала (ψ); в-третьих, использованы экспериментальные закономерности упругопластического деформирования материала ($\sigma_{i\text{т}}$; $e_{i\text{т}}$; m_i); в-четвертых, критерий основан на развитии решения упругопластической задачи [4] для анализа предельного энергетического состояния вблизи вершины трещины.

Результаты испытаний и оценки трещиностойкости вала при изгибе с вращением

МЭ	σ_c, МПа	N, цикл.	$d_{\text{н}}$, мм	l_c, мм	K_{1c}, МПа$\sqrt{\text{м}}$	K_{1u_c}, кПа · м
1	821	178	17,60	1,20	61,2	12,0
2	811	244	17,25	1,37	66,5	14,2
3	755	330	16,60	1,70	73,3	17,2
4	689	870	15,60	2,20	83,8	22,5
5	689	903	15,50	2,25	85,6	23,5
6	544	2036	13,90	3,30	103,0	34,0
7	542	2563	13,50	3,25	100,6	32,5
8	424	2761	11,20	4,40	124,0	49,3
9	424	8520	11,10	4,45	126,5	51,3
10	325	31 720	9,30	5,35	146,5	68,8
11	325	30 573	9,10	5,45	154,6	76,7
12	309	37 374	8,80	5,60	159,9	82,0
13	275	57 215	8,10	5,95	175,1	98,3
14	243	89 779	7,50	6,25	187,5	112,8
15	243	95 310	7,40	6,30	193,8	120,5



Зависимость критического коэффициента K_{1u_c} интенсивности энергии формы от относительной глубины λ кольцевой трещины при изгибе с вращением вала

Использование предлагаемого критерия трещиностойкости позволит повысить надежность прогнозирования живучести элементов конструкций.

Полученные результаты применяются на кафедре "Сопротивление материалов" Ижевского ГТУ им. М. Т. Калашникова при выполнении студентами лабораторной работы "Оценка трещиностойкости материалов при статическом нагружении".

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Махутов Н. А.** Базовые характеристики конструкционных материалов при комплексной оценке прочности, ресурса и живучести опасных объектов // Заводская лаборатория. Диагностика материалов. 2012. № 1. С. 62—70.
2. **Dobrovolsky V. I., Dobrovolsky S. V.** Mechanics of Materials: textbook. Izhevsk: Publishing House of ISTU, 2012. 408 p.
3. **Махутов Н. А.** Деформационные критерии разрушения и расчет элементов конструкций на прочность. М.: Машиностроение, 1981. 272 с.
4. **Добровольский Д. С.** Напряжения и упругопластические деформации стержней с кольцевыми трещинами // Заводская лаборатория. Диагностика материалов. 2016. № 9. С. 65—69.
5. **Dobrovolsky V. I., Dobrovolsky S. V.** Mechanical Tests of Materials: study guide. Izhevsk: Publishing House of ISTU, 2013. 268 p.
6. **А. с. 953514 СССР.** МКИ^3 G01N3/32. Установка для малоцикловых испытаний образцов материалов.
7. **Добровольский Д. С.** Коэффициенты интенсивности напряжений для цилиндрического образца с кольцевой трещиной // Заводская лаборатория. Диагностика материалов. 2016. № 5. С. 61, 62.

УДК 629.33.03-83

М. И. МАЛЕНКОВ, В. А. ВОЛОВ (АО НТЦ "РОКАД", Санкт-Петербургский политехнический университет им. Петра Великого), e-mail: m.i.malenkov@gmail.com

Сравнительный анализ и синтез схем балансирных подвесок планетоходов с автономным управлением[1]

Проанализированы балансирные подвески шестиколесных самоходных шасси по влиянию их кинематических схем и геометрических параметров на компоновку, проходимость и статическую устойчивость тихоходных автономных планетоходов. Приведены результаты синтеза новой схемы подвески для четырехколесного шасси и результаты расчета ее характеристик.

Ключевые слова: планетоход, балансирная (пассивная) подвеска, мотор-колесо, параллелограммный механизм, самоходное шасси, активная подвеска, механизм шагания, колесно-шагающий движитель.

Balanced suspension of six-wheeled self-propelled chassis is analyzed on the influence of their kinematic schemes and geometric parameters on the layout, cross-country ability and static stability of slow-moving autonomous planetary rovers. The results of the synthesis of a new suspension scheme for a four-wheel chassis and the results of calculating its characteristics are presented.

Keywords: planetary rover, balance (passive) suspension, motor-wheel, parallelogram mechanism, self-propelled chassis, active suspension, stepping mechanism, wheel-walking propeller.

В опубликованных ранее статьях авторов [1—3] рассмотрено влияние схемы и геометрических параметров подвески на ходовые качества планетоходов с металлическими колесами небольшого диаметра с учетом анализа результатов многолетней эксплуатации на Марсе американских марсоходов миссии Mars Exploration Research (MER) массой менее 200 кг и марсохода Curiosity с рекордной для планетоходов массой 899 кг [4, 5]. Как известно, на протяжении своего беспримерно длительного срока эксплуатации марсоходы попадали в так называемые песчаные ловушки. Частота попадания в такие ловушки очень мала: 2—3 раза в год. Однако при многолетней эксплуатации это доставляло группе управления дни и месяцы ненужных забот, ведь в результате зарывания колес в грунт и, соответственно, неограниченного увеличения коэффициента сопротивления движению, марсоход двигался в аварийном режиме, проходя в день несколько сантиметров пути. Буксование при выезде из ловушек достигало 95 %!

В СССР еще во второй половине XX в. талантливый механик, выпускник Ленинградского политехнического университета И. Ф. Кажукало теоретически обосновал способ существенного повышения главного ходового качества — проходимости колесных планетоходов в аварийных ситуациях и предложил различные схемы бортовых и встроенных механизмов шагания [6, 7]. Эффективность способа и простота автоматических алгоритмов управления при реализации различных походок различными механизмами шагания на стендах и естественных полигонах [8, 9].

Главный недостаток такого способа — увеличение числа приводных механизмов и, соответственно, массы самоходного шасси. Одним из путей решения проблемы является уменьшение числа колес до четырех с их одновременным оснащением механизмами шагания, способными реализовать колесно-шагающий режим движения планетохода в случае угрозы аварийного застревания в слабосвязном грунте. Для увеличения функциональных возможностей планетохода эти механизмы шагания могут при некотором усложнении привода выполнять функции активной подвески в колесном режиме движения и на стоянке [10].

Цель статьи — обобщение методик и результатов расчетных исследований проходимости и статической устойчивости от опрокидывания шести- и четырехколесных планетоходов с балансирными подвесками на косогорах; обоснование и синтез новой схемы балансирной подвески для четырехколесного шасси на основе параллелограммных механизмов, гармонично сочетающихся с активной подвеской.

Балансирные подвески и подвижность планетоходов

Как и у наземных транспортных машин, подвески планетоходов предназначены для механического сопряжения движителя с корпусом (несущей рамой, контейнером) и обеспечения заданных характеристик этого сопряжения. Вместе с колесным движителем подвески составляют один из обязательных компонентов самоходного шасси — ходовую часть, которая непосредственно взаимодействует с опорной поверхностью.

[1] Прикладные научные исследования проведены при финансовой поддержке Минобрнауки РФ в рамках проекта № 14.576.21.0050, уникальный идентификатор прикладных научных исследований RFMEFI57614X0050.

На начало 2018 г. самоходные шасси (СШ) всех созданных в СССР, США и Китае планетоходов (реально работавших на Луне луноходов, работавших и продолжающих работать на Марсе марсоходов), снабжены исключительно неприводными балансирными подвесками. Подобные подвески актуальны и для вновь проектируемого американского марсохода, запуск которого планируется на 2020 г., а также для марсохода европейской программы ExoMars и индийского лунохода, находящихся на различных этапах создания.

Главными требованиями к подвеске являются прочность связей движителя с корпусом в течение заданного ресурса, исключение отрыва колес от опорной поверхности, снижение уровней динамических нагрузок и обеспечение комфортных для бортового и перевозимого оборудования параметров плавности хода при движении с заданной скоростью по поверхности сложного рельефа. Статические и динамические силы и моменты, возникающие в месте контакта колес полноприводного СШ, определяются гравитационным полем в месте эксплуатации, свойствами поверхности, а также параметрами планетохода и характеристиками его движения.

Чем выше скорость движения и чем слабее гравитационное поле исследуемого небесного тела, тем более значимыми оказываются динамические факторы. Самоходные шасси пилотируемых американских лунных вездеходов Lunar Roving Vehicle (LRV) позволяли двигаться по поверхности Луны со скоростью до 13 км/ч. Максимальная скорость роботизированных СШ дистанционно управляемых советских луноходов составляла 2 км/ч. Решение динамических проблем, возникающих при таких скоростях в слабом гравитационном поле, обеспечивалось упругодиссипативными компонентами балансирных подвесок этих аппаратов.

Особенности современных методов автономного управления планетоходами и наземными роботами с периодическим участием групп дистанционного управления существенно ограничивают скорость движения. Номинальная скорость лунохода Юйту не превышает 0,2 км/ч, скорость марсоходов миссии MER — 0,18 км/ч, Curiosity — 0,144 км/ч, скорость марсохода проекта ExoMars предполагается в пределах 0,04÷0,07 км/ч [11]. Такие скорости позволяют отказаться от амортизации корпуса и на начальных этапах проектирования планетоходов, когда рассматриваются несколько альтернативных вариантов, выполнять расчеты всех параметров движения, включая критичные углы устойчивости от опрокидывания, в статической постановке.

Главными критериями качества неподрессоренных подвесок наряду с прочностью и ресурсом оказываются их адаптивные свойства, в конечном счете влияющие на проходимость планетоходов и подвижность, обобщенной характеристикой которой является время, необходимое для перемещения из одного пункта в другой в заданном районе исследований. Здесь имеется в виду неуправляемая, пассивная адаптация, которая определяется исключительно свойствами направляющего механизма подвески каждого колеса и характером кинематических связей этих механизмов между собой.

Для сравнительной оценки качества подвески мотор-колес с индивидуальным электромеханическим приводом в соответствии с оправдавшей себя российской научной традицией выбраны безразмерные коэффициенты загрузки колес. Схемы, методики расчета и результаты анализа качества наиболее популярных для шестиколесных планетоходов подвесок типа Rocker-Bogie и типа так называемой трехточечной подвески приведены в статьях [1, 2].

Но подвижность планетохода в общем случае зависит не только от проходимости. Необходимость объездов, которые могут существенно увеличить время выполнения транспортных задач в ущерб научной программе исследований, может быть обусловлена характеристиками устойчивости планетохода к опрокидыванию при сложном рельефе планеты. В качестве критерия оптимизации СШ с различными схемами подвесок, но с одинаковыми колеей, колесной базой и координатами центра масс в данном случае могут быть приняты абсолютные величины — критичные углы статической устойчивости.

Как и в теории тракторов [12], расчетная оценка статической устойчивости планетоходов проводится при стоянке планетохода на наклонной поверхности в произвольной ориентации. В крайних положениях, когда продольная ось планетохода совпадает с линией наибольшего угла подъема (курсовой угол $\theta = 0$ или 180°), говорят о критичных углах продольного опрокидывания. При курсовых углах $\theta = \pm 90°$ независимо от полярности говорят о поперечной устойчивости. Во всех промежуточных положениях траектория опрокидывания может быть произвольной.

Критичные углы, при которых происходит статическое опрокидывание планетохода, определяются координатами центра масс, геометрией и свойствами механизмов подвески. Коэффициент φ сцепления колес с грунтом считается достаточным для исключения движения транспортного средства во всех возможных направлениях. Поэтому коэффициент сопротивления движению $f = 0$. Колеса заторможены или установлены в положение, при котором их качение исключено. Тяговые двигатели выключены, нормальные реакции опорных колес определяются только гравитационными силами.

При симметричном расположении проекции центра масс относительно опорного четырехугольника достаточно рассчитать диаграмму критичных

углов устойчивости в диапазоне курсовых углов $\theta = 0 \div 90°$.

Однако это положение не распространяется на шестиколесное СШ, содержащее три тележки с подвесками колес каждой тележки с помощью параллелограммных механизмов. Такое решение было реализовано на одном из первых ходовых полноразмерных макетов СШ европейского марсохода программы ExoMars, результаты испытаний которого приведены в статье [13].

Как показали испытания макетов с такой подвеской, реальные критичные углы устойчивости не определяются опорным четырехугольником, образованным крайними колесами. Пробел в методике расчета статической устойчивости транспортных средств подвесками подобных типов был выявлен при компьютерном моделировании процессов опрокидывания на косогорах при различных углах азимута [14, 15]. Это привело к доработке концепции СШ европейского марсохода с заменой двух параллелограммных механизмов каждой тележки на один качающийся рычаг — балансир. При этом получается схема трехточечной подвески с простыми тележками (simple baggies) [11].

Аналитические методики расчета устойчивости СШ с такими подвесками авторам обнаружить не удалось. Отсутствует и методика расчета статической устойчивости четырехколесных планетоходов с вновь синтезированной подвеской на основе параллелограммных механизмов.

Предлагаемые в настоящей статье методики расчета позволяют сравнить альтернативные варианты на самых ранних стадиях проектирования, еще до выбора характеристик тягового привода мотор-колес. На последующих стадиях необходимо проведение проверочного расчета динамической устойчивости.

Обоснование и синтез схемы балансирной подвески на основе параллелограммных механизмов для четырехколесного планетохода

В современных подвесках под балансиром подразумевают одно- или двуплечий рычаг с осью качания, находящейся соответственно на одном из концов или между двумя свободными концами рычага. Главным недостатком подвесок типа Rocker-Bogie является наличие поперечных связей бортовых подвесок — механизмов синхронизации углов поворота бортовых балансиров, ограничивающих компоновочные возможности контейнера. При использовании в качестве механизмов синхронизации межбортовых дифференциалов ограничения относятся к компоновке приборов внутри контейнера (Spirit и Opportunity). При исполнении механизма синхронизации в виде межбортового коромысла (Sojourner и Curiosity) ограничения накладываются на размещение на контейнере навесного оборудования.

Бортовым балансирам свойственны некоторая громоздкость и массивность, так как их длина соизмерима с длиной колесной базы и они замыкают на корпус все внешние силы и крутящие моменты, действующие на ходовые колеса при взаимодействии с грунтом. Общим недостатком всех подвесок, не обеспечивающих плоскопараллельное перемещение колес, является изменение положения оси шкворня рулевых механизмов, увеличивающее момент сопротивления повороту колес. Кроме того, присущее таким подвескам замыкание реактивных моментов тяговых приводов на балансир в определенных случаях может приводить к отрыву средних колес от грунта.

Другой вариант балансирной подвески — подвеска Лунохода-1 и Лунохода-2 [16]. Балансиром этой подвески является нижний рычаг, качающийся относительно оси, проходящей через один из концов этого рычага. Нормальные к опорной поверхности реакции грунта на колесо, приведенные к свободному концу нижнего рычага, в пределах угла качания, ограниченного верхним и нижним упорами, уравновешиваются упругим моментом стержневой пружины кручения — торсиона, свободные концы стержней заделаны в корпус (раму) транспортного средства. На корпус через пару нижний рычаг — верхняя тяга передается и реактивный крутящий момент тягового привода, который, таким образом, не нагружает торсион.

Параллелограммный механизм обеспечивает наиболее благоприятный для взаимодействия с опорной поверхностью плоскопараллельный характер вертикальных перемещений приводных колес при движении лунохода по поверхности неровного рельефа.

С учетом компактности и других положительных качеств параллелограммный механизм был взят за прототип для четырехколесного шасси, но для фиксации положения корпуса относительно опорной поверхности были созданы связи между индивидуальными балансирными подвесками колес. Это привело к уменьшению плеч рычагов механизмов подвесок, улучшению их габаритных характеристик в сравнении с бортовыми балансирами подвесок типа Rocker-Bogie при сохранении свойственного этим подвескам эффекта уменьшения угла наклона несущей рамы или корпуса в случаях преодоления одиночных препятствий.

К тому же добавилось такое положительное свойство подвески, как сохранение при ее работе плоскопараллельной траектории перемещения колес, и следовательно, сохранение ориентации оси шкворня механизмов поворота колес относительно пятна контакта колеса с грунтом. Кроме того, более чем в 2 раза увеличилась высота преодолеваемых препятствий при сохранении контакта всех колес с

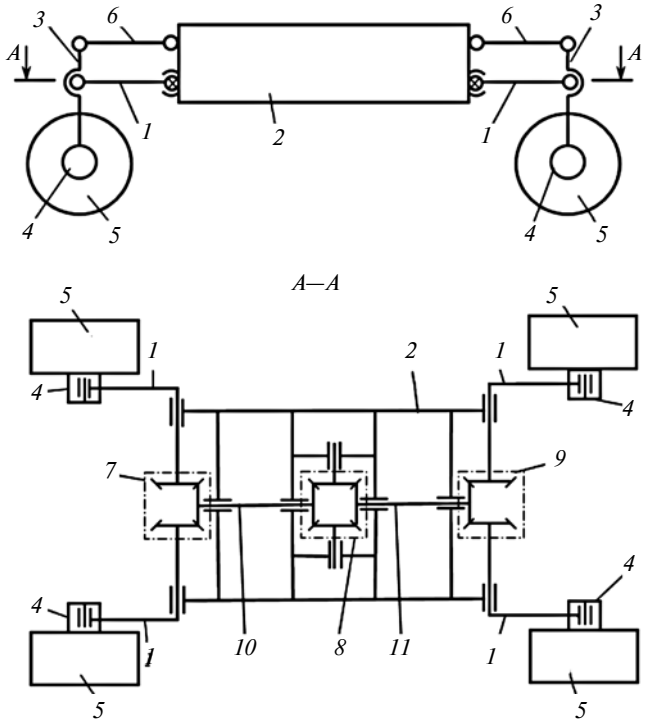


Рис. 1. Кинематическая схема четырехколесного шасси с индивидуальными балансирными подвесками колес

грунтом по сравнению с подвеской советских луноходов при соизмеримых размерах балансиров.

Кинематическая схема индивидуальной балансирной подвески четырехколесного транспортного средства приведена на рис. 1. Подвески колес выполнены в виде четырехзвенных параллелограммных механизмов, сторонами которого являются нижний рычаг *1* (балансир) и верхняя тяга *6*, а также рама *2* и стойка *3*, жестко соединенная с тяговым приводом *4* мотор-колеса *5*. Связи между балансирными подвесками колес организованы с помощью двух межбортовых дифференциалов *7* и *9* и одного межосевого дифференциала *8*. Межбортовые дифференциалы соединены с балансирами подвесок противоположных бортов с помощью двух поперечных полуосей и друг с другом с помощью двух продольных полуосей *10* и *11* и межосевого дифференциала *8*.

Реактивные моменты от тягового привода мотор-колеса через пару "нижний рычаг — верхняя тяга" замыкаются на раму, что исключает воздействие реактивных моментов тягового привода на работу подвески.

При наезде на препятствие одним из колес стойка с мотор-колесом поднимается, совершая плоскопараллельное перемещение, соответствующий нижний рычаг поворачивается на некоторый угол, при этом нижний рычаг мотор-колеса другого борта с помощью межбортового дифференциала поворачивается на такой же угол в противоположном направлении, а нижние рычаги другой колесной пары с помощью межосевого дифференциала и соответствующего этой колесной паре межбортового дифференциала поворачиваются в противоположных направлениях так, что нижние рычаги мотор-колес, относящихся к одному борту, поворачиваются на одинаковый угол в одном направлении. При этом рама наклоняется на угол в 2 раза меньший, чем реальный угол, обусловленный различием вертикальных координат осей колес противоположных бортов при движении этих колес по разным неровностям.

Подвеска позволяет преодолевать одиночные препятствия высотой, равной удвоенному ходу нижнего рычага при переезде препятствия одним колесом. Максимальный размер препятствий под двумя колесами противоположных бортов одновременно соответствует ходу нижнего рычага, при этом рама транспортного средства в некоторых ситуациях может даже сохранить горизонтальное положение.

В соответствии с предложенной схемой была разработана конструкция применительно к подвеске с ходом ±90 мм от горизонтального положения и плечом нижнего рычага, равным 180 мм.

Конструктивно такая подвеска удачно сочетается с механизмами шагания. Как показано на рис. 2, балансир *6* и реактивная тяга *5* подвески каждого колеса шарнирно соединены с механизмами *7* шагания (МШ) комбинированного типа, которые обеспечивают и колесно-шагающий режим движения, и режим работы активной подвески. В режиме работы активной подвески вертикальный ход приводов МШ относительно номинального положения рычагов составляет ±160 мм. Таким образом, работой активной подвески сов-

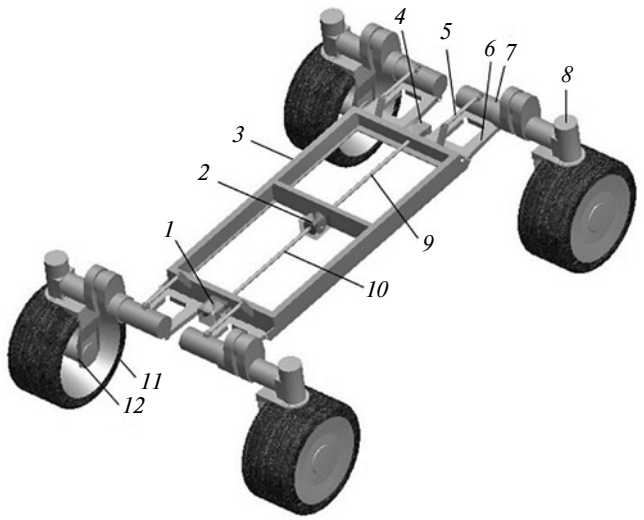
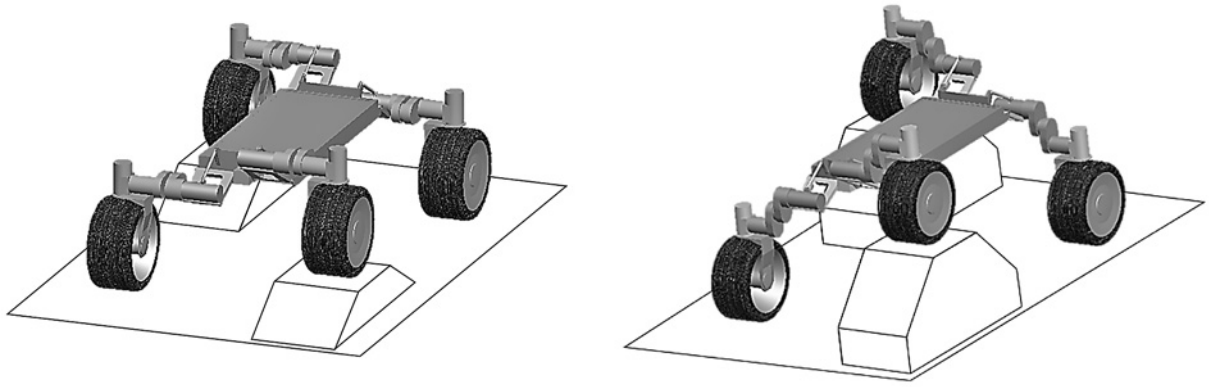


Рис. 2. Конструктивная схема четырехколесного шасси с индивидуальными балансирными подвесками колес:

1, *4* — межбортовые дифференциалы; *2* — межосевой дифференциал; *3* — рама; *5*, *6* — реактивная тяга и балансир подвески колеса; *7* — механизм шагания; *8* — рулевой механизм; *9*, *10* — продольные полуоси; *11* — колесо; *12* — тяговый привод



а) *б*)

Рис. 3. Конфигурация четырехколесного шасси при преодолении препятствий:

а — переезд двух препятствий высотой 180 мм под колесами противоположных бортов одновременно; *б* — переезд двух препятствий высотой 500 мм под колесами противоположных бортов одновременно при совместной работе пассивной и активной подвесок

местно с пассивной балансирной подвеской обеспечивается возможность преодоления одиночных препятствий высоты до 500 мм.

На несложном рельефе с небольшими препятствиями высотой до 180 мм работает только балансирная подвеска, которая не требует энергопотребления и позволяет оптимально адаптироваться к рельефу, обеспечивая постоянный контакт всех колес с грунтом и выравнивание нормальных реакций. На рис. 3, *а* показана конфигурация шасси при преодолении одиночных препятствий высотой 180 мм под передним колесом левого и задним колесом правого борта.

При усложнении рельефа и преодолении препятствий высотой до 500 мм включаются механизмы шагания в режиме работы активной подвески. Совместная работа активной и пассивной подвесок показана на рис. 3, *б*.

Статическая устойчивость четырехколесного шасси с индивидуальной балансирной подвеской колес

Рассмотренная выше подвеска четырехколесного шасси не имеет аналогов, поэтому анализ статической устойчивости планетохода (рис. 4) с этой подвеской представляет интерес.

Ориентация планетохода на косогоре может быть произвольной. Поэтому был выполнен анализ круговой диаграммы статической устойчивости, которая строится на основании зависимости угла статической устойчивости от геометрических параметров планетохода и его ориентации на косогоре относительно линии наибольшего подъема.

В соответствии с рис. 4 уравнение равновесия системы сил в проекции на ось Z имеет вид:

$$\sum_{i=1}^{n} R_{Zi} = G\cos\alpha, \qquad (1)$$

где i — номер колеса; n — число колес ($n = 4$).

Условие равенства моментов в межосевом дифференциальном механизме:

$$(R_{Z1} - R_{Z2})l_1 = (R_{Z3} - R_{Z4})l_1, \qquad (2)$$

где l_1 — плечо балансира подвески.

Из равенства (2) следует, что для данной схемы подвески диаграмма устойчивости не зависит от высоты расположения дифференциалов. Определенную свободу в выборе координат размещения опор, полуосей и дифференциала следует отнести к положительным особенностям схемы.

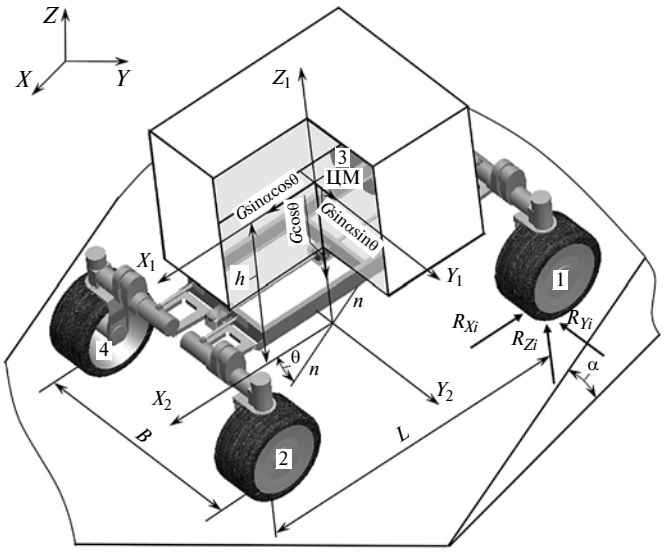


Рис. 4. Расчетная схема для определения статической устойчивости четырехколесного планетохода на косогоре:

R_{Zi}, R_{Yi}, R_{Xi} — реакции грунта в точке пятна контакта i-го колеса; L — колесная база шасси; B — ширина колеи; h — высота центра масс планетохода; G — вес планетохода; XYZ — система координат местной вертикали; $X_1Y_1Z_1$ — система координат планетохода; ЦМ — центр масс планетохода; X_2 и Y_2 — соответственно проекции осей X_1 и Y_1 на опорную поверхность; n—n — линия наибольшего подъема; θ — угол между направлением линии наибольшего подъема и продольной осью планетохода

Уравнения равновесия в виде суммы моментов относительно осей X_2 и Y_2 имеют вид:

$$G\sin\alpha\sin\theta\cdot h + (R_{Z3} + R_{Z4} - R_{Z1} - R_{Z2})\frac{B}{2} = 0; \quad (3)$$

$$G\sin\alpha\cos\theta\cdot h + (R_{Z1} + R_{Z3})\left(\frac{L}{2} - x\right) - $$
$$- (R_{Z2} + R_{Z4})\left(\frac{L}{2} + x\right) = 0, \quad (4)$$

где x — продольное смещение центра масс планетохода относительно колес.

Принимаем условием потери статической устойчивости отрыв колеса 3, т. е. $R_{Z3} = 0$. Тогда из условия (2) имеем:

$$R_{Z4} - R_{Z2} = -R_{Z1}. \quad (5)$$

Подставив равенство (5) в уравнение (3), получим:

$$G\sin\alpha\sin\theta\cdot h - R_{Z1}B = 0.$$

Отсюда

$$R_{Z1} = G\sin\alpha\sin\theta\cdot\frac{h}{B}. \quad (6)$$

Из уравнения (1) имеем:

$$R_{Z2} + R_{Z4} = G\cos\alpha - R_{Z1}.$$

Подставляя полученное равенство в формулу (4), имеем:

$$G\sin\alpha\cos\theta\cdot h + R_{Z1}L - G\cos\alpha\left(\frac{L}{2} + x\right) = 0.$$

С учетом формулы (6) получим:

$$\sin\alpha\cos\theta\cdot h + \sin\alpha\sin\theta\frac{hL}{B} - \cos\alpha\left(\frac{L}{2} + x\right) = 0.$$

Отсюда

$$\frac{\cos\alpha}{\sin\alpha} = \cos\theta\frac{2h}{(L+2x)} + \sin\theta\frac{2hL}{B(L+2x)}.$$

Тогда угол статической устойчивости составит:

$$\alpha = \mathrm{arcctg}\left(\cos\theta\frac{2h}{(L+2x)} + \sin\theta\frac{2hL}{B(L+2x)}\right). \quad (7)$$

При $x = 0$ (МШ в номинальном положении) и $\theta = 0$, т. е. когда продольная ось планетохода совпадает с направлением линии наибольшего подъема, из выражения (7) получим статическую продольную устойчивость

$$\alpha = \mathrm{arcctg}\frac{2h}{L}.$$

При $x = 0$ и $\theta = 90°$, т. е. когда продольная ось планетохода перпендикулярна направлению линии наибольшего подъема, получим статическую поперечную устойчивость

$$\alpha = \mathrm{arcctg}\frac{2h}{B}.$$

Используя выражение (7), можно построить круговую диаграмму статической устойчивости. Условно вращая шасси на опорной поверхности относительно оси Z в направлении θ, находим соответствующие значения угла α статической устойчивости.

Расчетная область диаграммы устойчивости в зависимости от угла θ в выражении (7) при $x = 0$ составляет: $0 \le \theta \le 90°$.

При значениях $x \ne 0$, при которых угол α в выражении (7) имеет физический смысл, расчетная область диаграммы устойчивости в зависимости от x определяется условием:

$$0 \le \theta \le \theta_1,$$

где угол $\theta_1 = \mathrm{arctg}\frac{B}{2x}$ соответствует отрыву от грунта колес 3 и 4, т. е. когда реакции R_{Z3} и R_{Z4} равны нулю.

Расчетная характеристика статической устойчивости планетохода на косогоре при $x = 0$, $h = 0{,}45L$, $B = 0{,}9L$, полученная при изменении углового положения шасси относительно линии наибольшего подъема в пределах 360°, показана на рис. 5. Видно, что наименьшая устойчивость наблюдается, когда планетоход движется по косогору под углом около 45° к линии наибольшего подъема.

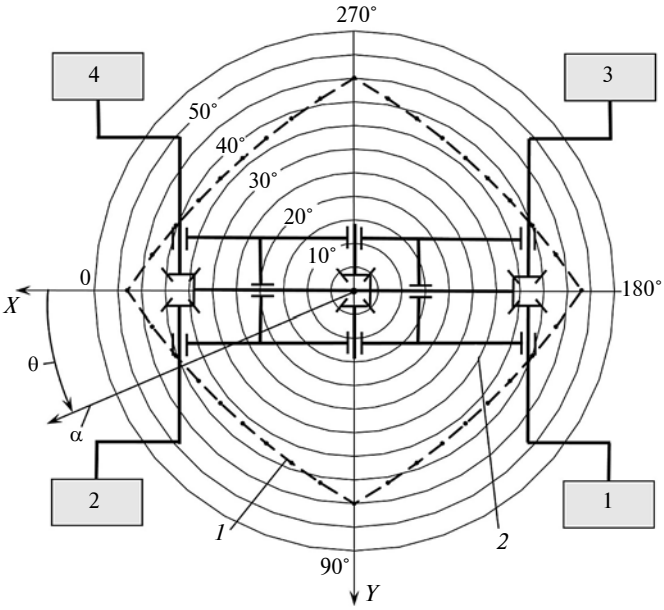


Рис. 5. Расчетная круговая диаграмма статической устойчивости четырехколесного планетохода:

1—4 — колеса шасси; *1* — схема шасси; *2* — круговая диаграмма статической устойчивости

С помощью механизмов колесного шагания можно изменять продольное положение ЦМ планетохода относительно колес, что может быть эффективно использовано для увеличения его статической устойчивости на косогоре. Так, например, смещение ЦМ на $x = 0{,}11L$ в соответствии с формулой (7) обеспечивает увеличение продольной устойчивости с 48 до 58° и увеличение минимального значения статической устойчивости с 36 до 43°.

Таким образом, для повышения устойчивости четырехколесного планетохода на косогоре в пределах курсового угла $\pm\theta_1$ относительно линии наибольшего подъема целесообразно переносить ЦМ относительно опорного четырехугольника, образованного точками контакта крайних колес с опорной поверхностью, вперед при движении на подъем и назад при движении под уклон. Автоматические алгоритмы обеспечения устойчивости в соответствии с круговой диаграммой могут обеспечиваться в системе местной вертикали на основании информации датчиков крена и дифферента и датчиков механизмов шагания.

Как правило, максимальные углы наклона поверхности, на которой работает планетоход, составляют 30÷35°. Соответствующая статическая устойчивость в этом случае должна быть 40÷45°. Как видно из расчетного анализа, это условие для рассматриваемого четырехколесного шасси с учетом дополнительных возможностей по проходимости, создаваемых механизмами шагания, обеспечивается полностью.

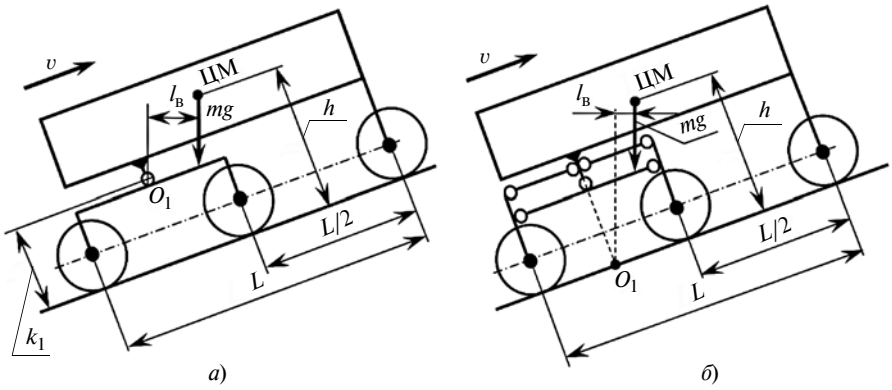


Рис. 6. Схемы для анализа устойчивости шасси с различными подвесками при движении на подъем:

а — бортовые тележки с однорычажными равноплечими подвесками (O_1 и плечо $l_в$ показаны для варианта $k_1 \le h/2$); *б* — бортовые тележки с параллелограммными подвесками; v — скорость движения; L — колесная база; h — высота центра тяжести; k_1 — высота оси качания тележки с однорычажной равноплечей подвеской; $l_в$ — плечо восстанавливающей силы; m — полная масса планетохода; g — ускорение свободного падения; O_1 — мгновенный центр поворота при потере устойчивости

Статическая устойчивость на косогорах: сравнительная оценка схемы подвески шестиколесных шасси

Определить критичные углы устойчивости можно, проанализировав условие равенства нулю коэффициентов $D_{гi}$ загрузки колес. У шестиколесного шасси на критичных углах стоянки происходит отрыв от опорной поверхности передних и средних колес, т. е. выполняется условие $D_{г1} = 0$ и $D_{г2} = 0$.

Используя приведенные в работе [2] формулы, определим наименьший критичный угол продольной устойчивости для шасси с трехточечными однорычажными подвесками тележек и подвеской типа Rocker-Bogie при стоянке на подъеме с тележками сзади (рис. 6, *а*):

$$\alpha = \min\left(\operatorname{arcctg}\left(\frac{4(h-k_1)}{L}\right), \operatorname{arcctg}\left(\frac{4k_1}{L}\right)\right). \qquad (8)$$

Критичный угол продольной устойчивости для шасси с бортовыми тележками с параллелограммной подвеской (рис. 6, *б*) составляет:

$$\alpha = \operatorname{arcctg}(4h/L). \qquad (9)$$

Из формул (8) и (9) видно, что критичные углы статической устойчивости шасси с подвесками двух рассмотренных типов могут быть равны между собой только при $k_1 = 0$. Это означает, что мгновенный центр поворота параллелограммной подвески находится на опорной поверхности, по середине между колесами тележки, т. е. является виртуальным (точка O_1, на рис. 6, *б*).

Так как у однорычажных балансирных тележек $k_1 \ne 0$, то статическая устойчивость подвески с однорычажными балансирами будет больше, чем у параллелограммной подвески. Это хорошо видно также из рис. 6, *а* и *б* по величине плеча $l_в$ действия восстанавливающей силы относительно мгновенного центра поворота при потере устойчивости. У тележки с однорычажной подвеской это плечо больше и, следовательно, шасси с этой подвеской имеет большую устойчивость. Данные выводы также согласуются с расчетно-теоретическими исследованиями, выполненными методом компьютерного моделирования [14, 15].

Из выражения (8) с учетом равенства углов статической устойчивости при отрыве передних и средних колес нетрудно видеть, что условие оптимальной координаты высоты оси качания тележек с однорычажной подвеской, при которой устойчивость будет наибольшей, имеет вид:

$$k_1 = h/2.$$

Отсюда критичный угол статической устойчивости шасси с этой подвеской составит:

$$\alpha = \operatorname{arcctg}(2h/L).$$

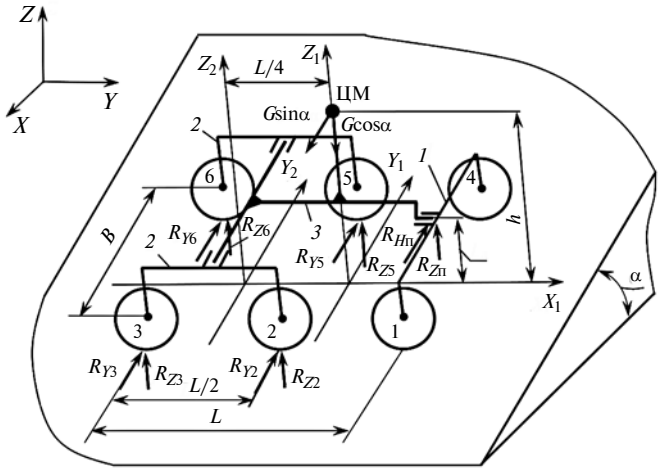


Рис. 7. Схема для расчета статической поперечной устойчивости шасси с трехточечной подвеской:

XYZ — система координат местной вертикали; $X_1Y_1Z_1$ — система координат опорной поверхности шасси; $X_1Y_2Z_2$ — система координат опорной поверхности бортовых тележек; *L* — колесная база; *B* — ширина колеи; R_{Zi}, R_{Yi} — соответственно нормальные и касательные реакции грунта в точке пятна контакта колес; $R_{Z\text{п}}$, $R_{Y\text{п}}$ — реакции в шарнире поперечного балансира (ось качания торцевой тележки); *G* — сила тяжести; *h* — высота центра масс планетохода; $h_\text{п}$ — координата высоты оси качания торцевой тележки; α — угол наклона опорной поверхности по линии наибольшего подъема в системе координат местной вертикали; 1—6 — колеса шасси; *1* — торцевая тележка; *2* — бортовая тележка; *3* — Т-образная рама

В этом случае, например, при $h = L/2$ получим: $\alpha = 45°$.

Для сравнения, критичный угол шасси с параллелограммной подвеской при $h = L/2$ в соответствии с формулой (9) равен 27°.

Расчетная схема для оценки поперечной устойчивости шасси с трехточечной подвеской и однорычажными балансирами представлена на рис. 7.

Находим угол α при отрыве колес 5 и 6, т. е. при $R_{Z5} = 0$; $R_{Z6} = 0$; $R_{Y5} = 0$; $R_{Y6} = 0$.

В этом случае сумма проекций сил на ось Z_1 составляет:

$$R_{Z\text{п}} + R_{Z2} + R_{Z3} - G\cos\alpha = 0. \quad (10)$$

Сумма моментов относительно оси X_1 равна нулю:

$$\Sigma M_{X_1} = 0; \quad (R_{Z2} + R_{Z3})\frac{B}{2} - G\sin\alpha \cdot h + R_{Y\text{п}}h_\text{п} = 0.$$

Так как

$$R_{Y\text{п}} = R_{Z\text{п}}\text{tg}\alpha,$$

получим выражение

$$(R_{Z2} + R_{Z3})\frac{B}{2} - G\sin\alpha \cdot h + R_{Z\text{п}}h_\text{п}\text{tg}\alpha = 0. \quad (11)$$

Из формулы (10) имеем:

$$R_{Z2} + R_{Z3} = G\cos\alpha - R_{Z\text{п}}. \quad (12)$$

Подставив равенство (11) в выражение (12), получим:

$$(G\cos\alpha - R_{Z\text{п}})\frac{B}{2} - G\sin\alpha \cdot h + R_{Z\text{п}}h_\text{п}\text{tg}\alpha = 0. \quad (13)$$

Составим уравнение суммы моментов относительно оси Y_2:

$$\Sigma M_{Y_2} = 0; \quad R_{Z\text{п}}\frac{3}{4}L - G\frac{1}{4}\cos\alpha = 0.$$

Отсюда выразим

$$R_{Z\text{п}} = \frac{1}{3}G\cos\alpha.$$

С учетом этого из формулы (13) после преобразований получим:

$$\frac{B}{3}\cos\alpha - \sin\alpha\left(h - \frac{h_\text{п}}{3}\right) = 0.$$

Отсюда угол статической поперечной устойчивости

$$\alpha = \text{arcctg}\left(\frac{3h - h_\text{п}}{B}\right). \quad (14)$$

Анализируя выражение (14), видим, что для трехточечной подвески поперечная устойчивость зависит от параметра $h_\text{п}$, т. е. от высоты расположения оси качания торцевой тележки.

Если координата высоты расположения оси качания торцевой тележки $h_\text{п} = 0$, имеем аналог параллелограммного механизма в ее подвеске. В этом случае статическая устойчивость

$$\alpha = \text{arcctg}\left(\frac{3h}{B}\right).$$

Тогда, например, при $h = 0{,}5B$ статическая устойчивость $\alpha = 34°$. Таким образом, параллелограммный механизм в подвеске торцевой тележки существенно снижает поперечную устойчивость шасси.

Если $h_\text{п} = h$ (ось качания торцевой тележки находится на высоте центра масс планетохода), имеем

$$\alpha = \text{arcctg}\left(\frac{2h}{B}\right),$$

и при $h = 0{,}5B$ угол поперечной устойчивости $\alpha = 45°$, что соответствует устойчивости шасси с опорным многоугольником, образованным крайними колесами. Таким образом, условие $h_\text{п} = h$ является оптимальным для оси качания торцевой тележки, так как при этом статическая поперечная устойчивость шасси с трехточечной подвеской будет наибольшей.

Сравнительные результаты расчетных эксплуатационных параметров шести- и четырехколесных планетоходов, самоходные шасси которых имели подвески различных типов, представлены в таблице. Исходные данные для расчета: колесная база

Расчетные данные эксплуатационных параметров планетоходов с различными типами подвесок

Параметр	Подвеска			Четырехколесное шасси с индивидуальной балансирной подвеской колес
	Rocker-Bogie	Трехточечная с параллелограммными механизмами подвески тележек	Трехточечная с однорычажными подвесками тележек	
Коэффициенты загрузки	$D_{г1}/D_{г2}/D_{г3}$			$D_{г1}/D_{г2}$
	Движение на подъем с тележками впереди			0,30/0,77 (независимо от направления движения)
	0,14/0,61/0,84	0,30/0,30/1,0	0,14/0,61/0,84	
	Движение на подъем с тележками сзади			
	0,33/0,24/1,0	0,06/0,77/0,77	0,33/0,24/1,0	
Статическая продольная устойчивость	49°/42° *	49°/30° *	49°/42° *	49° (независимо от направления движения)
Статическая поперечная устойчивость	46°	35°	42°	46°

* В знаменателе представлена статическая продольная устойчивость в направлении бортовых тележек (см. рис. 6, *а* и *б*).

L = 1,1 м, ширина колеи B = 1 м, радиус колеса $r_к$ = 0,15 м, высота центра масс h = 0,48 м, высота оси подвеса бортовых тележек k_1 = 0,3 м. Координата высоты подвеса торцевой тележки $h_п$ = 0,33 м. Коэффициент сопротивления при движении на подъем f = 0,12.

Расчеты коэффициентов $D_{гi}$ загрузки выполнены для случая движения на подъем (α = 25°) по связному грунту.

Полученные расчетные оценки продольной и поперечной статической устойчивости были подтверждены при проведении экспериментов на физических моделях.

Заключение

Снижение критичных углов статической устойчивости шасси с трехточечной (или трехмодульной) подвеской на основе параллелограммов связано с тем, что мгновенный центр поворота такой подвески в составе шасси при опрокидывании является виртуальным и не совпадает с физическими осями качания балансиров.

Шасси с трехточечными однорычажными равноплечими балансирными подвесками трех независимых тележек, принятое для марсохода проекта ExoMars, не уступает по устойчивости и проходимости шасси с подвеской типа Rocker-Bogie американских марсоходов. Однако при этом трехточечная подвеска не имеет поперечных связей и не ограничивает свободу компоновки аппаратуры, научного и служебного оборудования во внутренних объемах и на внешних поверхностях контейнера. Обеспечиваются возможность использования легкой Т-образной рамы, возможность автономного проектирования и испытаний самоходного шасси и контейнера, которые в этом случае могут иметь наиболее простые механические интерфейсы.

Вновь разработанная балансирная подвеска четырехколесного шасси сохраняет известные преимущества параллелограммных подвесок и не снижает критичных углов продольной и поперечной статической устойчивости. Некоторое снижение критичных углов опрокидывания при курсовых углах 35÷55° вполне может быть нивелировано путем использования механизмов шагания. Благодаря свободе выбора высоты физических осей качания балансиров межбортовые и межосевая связи параллелограммных подвесок компактно реализуются в конструкции несущей рамы и не затрагивают контейнер.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Повышение подвижности** марсоходов путем совершенствования систем передвижения и алгоритмов их управления / М. И. Маленков, В. А. Волов, Н. К. Гусева, Е. А. Лазарев // Вестник машиностроения. 2015. № 8. С. 37—44.
2. **Маленков М. И., Волов В. А., Лазарев Е. А.** Методы и результаты анализа качества ходовой части планетоходов // Вестник машиностроения. 2016. № 7. С. 6—13.
3. **Маленков М. И., Волов В. А.** Колесно-шагающий движитель планетохода с функцией активной подвески в колесном режиме движения // Вестник машиностроения. 2017. № 9. С. 34—40.
4. **Mars** Exploration Rovers. http://mars.nasa.gov/mer/mission/status_opportunityAll.html
5. **MSL** Curiosity Rover. http://mars.jpl.nasa.gov/msl
6. **Кажукало И. Ф.** Колесно-шагающий движитель // Планетоходы / Под ред. А. Л. Кемурджиана. М.: Машиностроение, 1982. С. 84—107.
7. **Кажукало И. Ф.** Колесно-шагающий движитель как средство повышения проходимости // Передвижение по грунтам Луны и планет / Под ред. А. Л. Кемурджиана. М.: Машиностроение, 1986. С. 141—185.
8. **Кажукало И. Ф., Маленков М. И., Кемурджиан А. Л.** Описание и некоторые результаты ходовых испытаний макетов планетоходов // Передвижение по грунтам Лу-

УДК 62-97/-98

А. С. РЕШЕНКИН, А. Г. ТИХОМИРОВ, кандидаты технических наук (Донской ГТУ, г. Ростов-на-Дону),
В. А. ТИХОМИРОВ (ВА РВСН, г. Балашиха), e-mail: reshenkin@list.ru

Экспериментальные исследования торсионных элементов упругопластических амортизаторов

Исследовано влияние способа наклепа на силовые характеристики и свойства торсионных элементов упругопластических амортизаторов. Установлено, что для торсионных элементов, предназначенных для поглощения энергии удара, оптимальной является текстура, полученная в результате наклепа прокаткой, упругие торсионы целесообразно изготовлять из материалов без наклепа или проводить рекристаллизационный отжиг, восстанавливающий зернистую текстуру.

Ключевые слова: торсион, деформация, текстура, наклеп.

The influence of the method of hardening on the force characteristics and properties of torsional elements of elastoplastic shock-absorbers is studied. It is determined, that for torsion elements designed to absorb impact energy, the texture obtained as a result of cold hardening by rolling is optimal, it is expedient to make elastic torsions from materials without hardening or to perform recrystallization annealing, restoring the granular texture.

Keywords: torsion, deformation, texture, hardening.

Одним из перспективных направлений создания средств защиты от ударных воздействий является разработка демпфирующих устройств, основанных на упругопластическом кручении металлических стержней (торсионов). В настоящее время в области пассивной безопасности транспортных средств разработано много технических решений торсионных энергопоглощающих бамперов и буферов, имеющих несомненные преимущества по сравнению с аналогичными по функционалу устройствами [1]. Торсионные амортизаторы отличаются высокой удельной энергоемкостью, относительной простотой и технологичностью конструкций, оптимальной силовой характеристикой, не зависящей от скорости воздействия и параметров окружающей среды, отсутствием необходимости регулярного технического обслуживания и способностью сохранять полную работоспособность в течение практически неограниченного срока эксплуатации (срока ожидания воздействия). Одной из причин того, что разработанные технические решения не находят практического применения, является недостаточность информации, необходимой для их проектирования. В частности, полностью не исследовано влияние исходной текстуры материалов на свойства торсионов, силовые характеристики и ресурс работы. В большинстве работ для повышения энергоемкости предлагается упрочняющая термообработка или говорится, что исходный материал "в состоянии поставки" [2]. Между тем торсионные элементы, изготовленные из разных заготовок (шестигранных, круглых), но из одного по структуре материала, могут иметь различную текстуру, полученную в результате разных технологий изготовления. Например, при холодной прокатке в результате наклепа заготовки приобретают волокнистую текстуру. Текстура материала наравне с его структурой определяет большинство свойств изделия. Текстура материала торсионных элементов также может изменяться в процессе кручения в пластической области диаграммы деформирования (наклеп кручением).

(Окончание статьи. Начало см. на стр. 27)

ны и планет / Под ред. А. Л. Кемурджиана. М.: Машиностроение, 1986. С. 235—261.

9. **Soviet** Developments of Planet Rovers in period of 1964—1990. A. L. Kemurdjian, V. V. Gromov, I. F. Kazhukalo et al. // In Proc. First International Symposium "Planet Rovers: Purpose, Technology and Design" (France, Toulouse. September 28—30, 1992).

10. **Новые** проектно-компоновочные решения по манипуляционной системе, системам передвижения и навигации для повышения подвижности и функциональных возможностей планетоходов / М. И. Маленков, А. Н. Богачев, В. А. Волов и др. // Известия ЮФУ. Технические науки. 2017. № 1—2. С. 42—54.

11. **ExoMars** Suspension and Locomotion / R. Mc. Coubrey, J. Smith, A. Cernusco et al. // i-SAIRAS, Montreal, Canada. 2014. June. P. 17—19.

12. **Иванов В. В., Илларионов В. А., Морин М. М.** Основы теории автомобиля и трактора. М.: Высшая школа, 1973. С. 172—187.

13. **Design** and Manufacture of a full Size Breadboard ExoMars Rover / C. G.-Y. Lee, J. Dalcolmo, S. Klinkner et al. // 9-th ESA Workshop on Advanced Space Technologies for Robotics and Automation. "ASTRA 2006".

14. **Development** of the ExoMars Chassis and Locomotion Subsystem / S. Michaud, A. Gibbesch, T. Thueer, A. Krebs // i-SAIRAS, Hollywood, USA. 2008. February. P. 26—29.

15. **Poulakis P.** Port-Based modeling and simulation of planetary rover locomotion on rough terrain // MSc Report University of Twente, The Netherlands. 2007.

16. **Устройство** и работа станции Луна-17 и Лунохода-1 // Передвижная лаборатория на Луне — Луноход-1 / Под ред. А. П. Виноградова. М.: Наука, 1971. Т. 1. С. 7—20.

Для определения влияния способов наклепа на силовые характеристики и свойства торсионных элементов экспериментально исследовали:

1) закономерности изменения петли гистерезиса в процессе циклического кручения торсионов без наклепа и с предварительным наклепом кручением и прокаткой;

2) текстурные изменения материала образцов с разным исходным состоянием (без наклепа и с предварительным наклепом кручением и прокаткой) при разных режимах кручения;

3) влияние методов наклепа на число циклов до разрушения.

Планировалось определить:

1) зависимость условных касательных напряжений от величины относительной деформации при кручении торсионов без наклепа и с предварительным наклепом кручением и прокаткой;

2) зависимость числа циклов срабатывания до разрушения при знакопеременном циклическом кручении для торсионов без наклепа и с предварительным наклепом кручением и прокаткой от величины амплитуды деформации.

Испытания проводили в три этапа.

Первый этап — статическое нагружение. Осуществляли кручение торсионов (без наклепа и с предварительным наклепом кручением и прокаткой) до величин сдвига, равных 1,4.

Второй этап — циклическое статическое нагружение. Осуществляли знакопеременное кручение торсионов (без наклепа и с предварительным наклепом кручением и прокаткой) с максимальной амплитудой сдвига 0,45.

Третий этап — квазистатическое циклическое нагружение. На экспериментальной установке осуществляли знакопеременное кручение с частотой циклического деформирования 0,83 $с^{-1}$.

Для исследования кручения при статическом нагружении на основании требований, предъявляемых к экспериментальным установкам [3, 4], и с учетом плана испытаний разработали и изготовили установку, приведенную на рис. 1.

Установка включает в себя механизм создания крутящего момента, состоящий из барабана *2* с навитыми на него в противоположных направлениях тросами *6* и *8*, которые соединены с грузозахватными приспособлениями *5* и *9* через обводные блоки *7*. Барабан жестко соединен с валом *3*, установленным в подшипниках опоры *1*. Один конец (неподвижный) исследуемого торсиона *10* закрепляется в захвате опоры *11*, другой конец торсиона входит в захват барабана *2*. Угол скручивания торсиона, равный углу поворота вала *2*, определялся по шкале транспортира *4*.

Работа установки заключается в следующем. После установки торсиона в зависимости от требуемого направления кручения последовательно нагружают одно из грузозахватных приспособлений

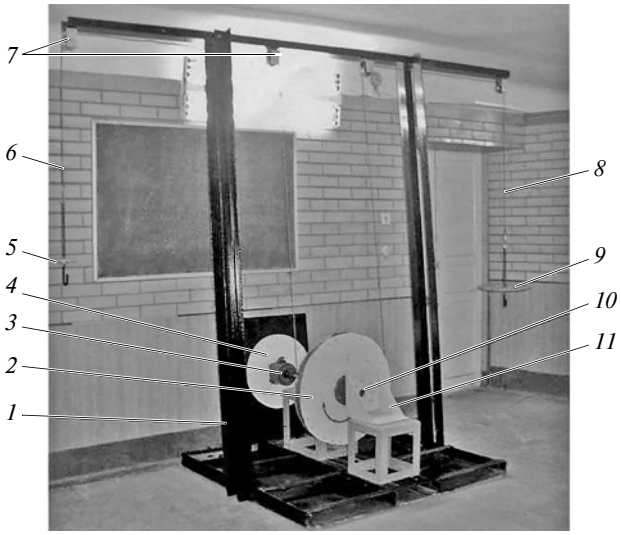


Рис. 1. Экспериментальная установка для исследования кручения при статическом нагружении

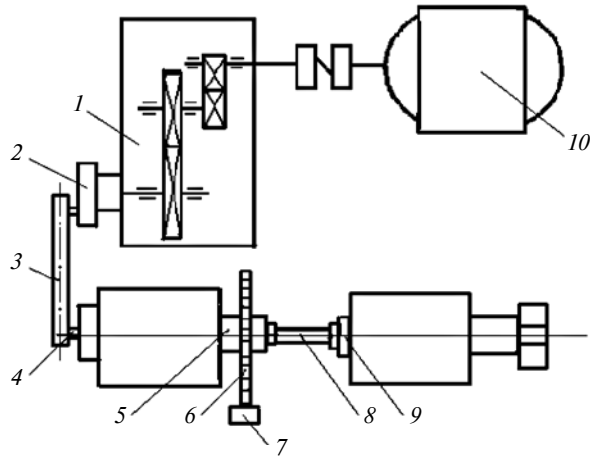


Рис. 2. Экспериментальная установка для исследования квазистатического кручения

грузами, имеющими форму диска с поперечными пазами. При изменении направления кручения грузозахватное приспособление разгружалось, а затем нагружение проводилось в обратном направлении и т. д. В результате экспериментов получили зависимость угла скручивания торсиона от крутящего момента, определяемого произведением веса груза на радиус барабана с учетом потерь на обводных блоках.

Для исследования циклического кручения при квазистатическом режиме нагружения использовали экспериментальную установку (рис. 2), включающую кривошипно-шатунный механизм (кривошип *2*, шатун *3*, рычаг *4*), который приводится в действие электродвигателем *10* через редуктор *1*, подвижный *5* и неподвижный *9* захваты для крепления испытуемого образца *8* (торсиона), зубчатое колесо *6* и счетчик *7* числа циклов. Все оборудование смонтировано на жесткой металлической станине, установленной на бетонном основании. Уста-

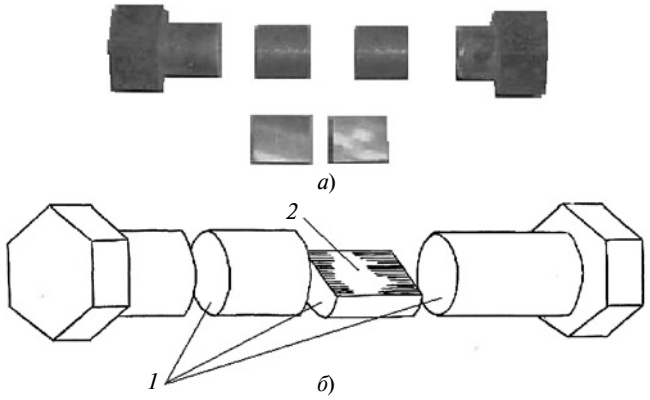


Рис. 3. Подготовка торсиона к металлографическому исследованию

новка обеспечивает частоту циклического деформирования 0,83 $с^{-1}$. Амплитуда угла скручивания торцов образца относительно друг друга определяется выбором соответствующего рычага *3*. Входящие в состав установки рычаги позволяют устанавливать углы закручивания, равные 30°, 45°, 65° и 90°.

Для испытаний изготовили образцы ∅20 мм с длиной рабочей части 20, 40, 60, 80 и 100 мм из высококачественной малоуглеродистой стали 20, среднеуглеродистой стали 45 и легированной стали 40Х. После изготовления и в ходе испытаний исследовали структуры и текстуры образцов, для чего торсионы разделили на пять равных частей, а каждую из частей разделили пополам (рис. 3, *а*). Полученные части после подготовки, соответствующей изготовлению микрошлифов, изучали с помощью микроскопа МИМ-7 в поперечном *1* и продольном *2* направлениях (рис. 3, *б*). После изготовления торсионов с тремя исходными текстурами (без наклепа и с предварительным наклепом кручением и прокаткой) все образцы подвергли неполному отжигу, который позволил, не изменяя структуры и текстуры материала, устранить напряжения, возникшие в нем при изготовлении образцов.

Для изготовления торсионов без наклепа использовали круглый пруток ∅40 мм. В продольном и поперечном направлениях образцы, изготовленные без наклепа, имеют зернистую текстуру (рис. 4, *а*). Образцы с предварительным наклепом прокаткой изготовляли из шестигранного профиля № 32, имеющего волокнистую текстуру, полученную при изготовлении. Образцы с предварительным наклепом прокаткой имели полосчатую текстуру в продольном направлении (рис. 4, *б*) и ячеистую текстуру в поперечном направлении (рис. 4, *в*). Для получения предварительно наклепанной текстуры кручением торсионы, изготовленные из круглого прутка, подвергали трем циклам знакопеременного кручения с амплитудой относительного сдвига 1,4 на экспериментальной установке для исследования кручения при статическом нагружении. Полученные образцы имели два вида текстуры: центральная часть, находящаяся в области упругих деформаций, имела зернистую текстуру, аналогичную текстуре не наклепанного образца (см. рис. 4, *а*); текстура поверхностной области, имеющая вид кольца, представляла собой смесь мелкоячеистой и полосчатой текстур (рис. 4, *г*). Чем ближе к поверхности образца, тем четче проявлялась полосчатая текстура. Соотношение центральной и кольцевой областей зависит от амплитуды кручения (при большей амплитуде центральная область меньше). В поперечном направлении ячеистая текстура имела вид, аналогичный текстуре на рис. 4, *в*.

Часть образцов из стали 40Х подвергли термической обработке в муфельной печи (закалка + отпуск при температурах 400, 460, 500 и 600 °С).

Для обеспечения достоверности результатов по каждой программе испытаний исследовали не менее пяти торсионов, изготовленных из одного прутка заготовки по одной технологии и с одинаковой термообработкой [5].

На первом этапе испытаний на экспериментальной установке (см. рис. 1) проводили кручение образцов с различной исходной текстурой до величины сдвига, равной 1,4. По результатам испытаний построили диаграммы кручения образцов в координатах $\tau - \gamma$, где $\tau = M_{кр}/W_p$ — условные касательные напряжения в материале торсионов, МПа; $\gamma = \mathrm{arctg}(\varphi \cdot d/2l \cdot \pi/180°)$ — относительный угол скручивания торсионов, рад. Здесь $M_{кр}$ — крутящий момент; W_p — полярный момент сопротивления (для круглого сечения $W_p = \pi d^3/16$); φ — угол скручивания торцов торсиона относительно друг друга; d и l — диаметр и рабочая длина торсиона.

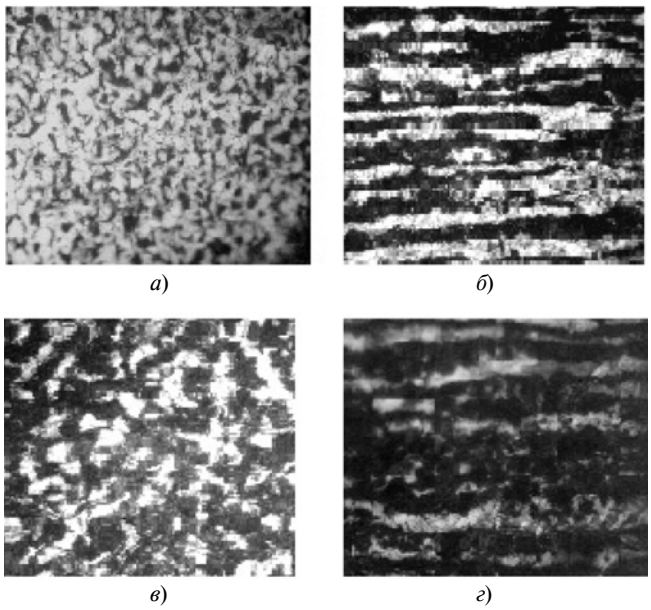


Рис. 4. Микроструктуры торсионов с различной исходной текстурой (сталь 40Х, неполный отжиг)

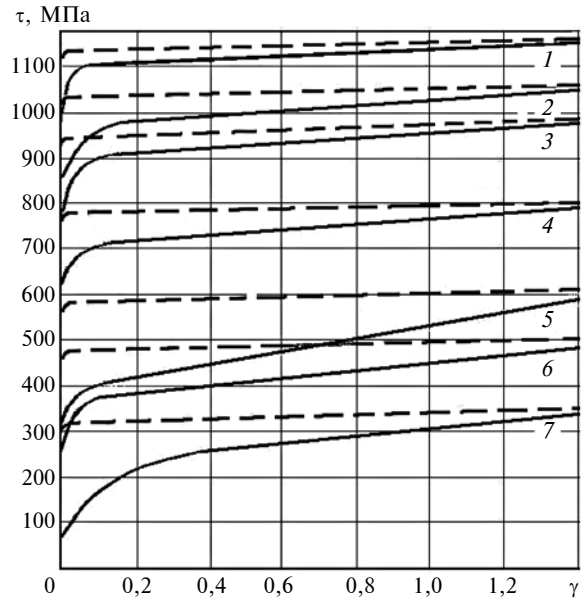


Рис. 5. Диаграммы кручения образцов из сталей:
1, *2*, *3* и *4* — сталь 40Х, закалка, отпуск соответственно при 400, 460, 500 и 600 °С; *5* — сталь 40Х (отжиг); *6* — сталь 45; *7* — сталь 20

Испытания показали, что диаграммы кручения образцов с предварительным наклепом кручением и прокаткой практически идентичны (максимальный разброс значений не превышал 10 %). На рис. 5 приведены результаты кручения торсионов без предварительного наклепа (сплошные линии) и с предварительным наклепом кручением и прокаткой (штриховые линии). Отличительная особенность кручения наклепанных образцов — достижение предела текучести при меньшем значении деформации, после которого зависимость имеет незначительный рост. Для торсионов, предназначенных для поглощения энергии (пластические торсионы), такая силовая характеристика является оптимальной, так как имеет большее энергопоглощение, определяемое площадью под кривой, и позволяет при заданной величине хода получить минимальные силу ударного воздействия и действующие перегрузки. Для торсионов, выполняющих функции упругих элементов (упругие торсионы), более оптимальной является силовая характеристика не наклепанных образцов, позволяющая материалу находиться в упругой области диаграммы при бóльших значениях деформаций.

Механические свойства торсионных образцов приведены в табл. 1.

Удельное энергопоглощение W^* определяли отношением работы W пластической деформации при кручении на отрезке относительного угла скручивания торсионов $\gamma = 0{,}02 \div 1{,}4$ (от предела текучести $\tau_{0,2}$ до максимального относительного угла скручивания $\gamma_{max} = 1{,}4$) к объему рабочей части торсиона по формуле

$$W^* = W/V,$$

где $W = M_{кр}\varphi_{max}$; $V = l\pi d^2/4$ — объем рабочей части торсиона.

С учетом того, что $M_{кр} = \tau\pi d^3/16$ и $\gamma = \varphi d/2l$ удельное энергопоглощение W^* определим по формуле

$$W^* = \gamma_{max}(\tau_{max} + \tau_{0,2})/2.$$

Проведенные расчеты показали, что предварительный наклеп, осуществляемый как кручением, так и холодной прокаткой, позволяет существенно повысить удельное энергопоглощение торсионных элементов.

По результатам экспериментальных исследований провели аппроксимацию силовых характеристик кручения образцов с предварительным наклепом и получили следующие зависимости для исследованных сталей:

Сталь	Аппроксимирующая зависимость
20	$\tau = 204\mathrm{arctg}(115\gamma)$
45	$\tau = 300\mathrm{arctg}(115\gamma)$
40Х (отжиг)	$\tau = 370\mathrm{arctg}(115\gamma)$
40Х (закалка, отпуск при 600 °С)	$\tau = 478\mathrm{arctg}(115\gamma)$
40Х (закалка, отпуск при 500 °С)	$\tau = 600\mathrm{arctg}(115\gamma)$
40Х (закалка, отпуск 460 °С)	$\tau = 663\mathrm{arctg}(115\gamma)$
40Х (закалка, отпуск при 400 °С)	$\tau = 727\mathrm{arctg}(115\gamma)$

На втором этапе исследования осуществляли знакопеременное кручение образцов трех групп (без наклепа, с предварительным наклепом кручением и прокаткой). Амплитуда сдвига первого цикла кручения составила 0,45, что соответствует углу скручивания 240° для образца с рабочей длиной 100 мм, и 120° — для образца с рабочей длиной 50 мм. Амплитуды последующих циклов варьировались, но не выходили за рамки первого цикла. При исследованиях были выявлены особенности поведения торсионов разных групп при циклическом кручении. Диаграммы кручения образцов без предварительного наклепа значительно отличались от диаграмм кручения образцов из того же материала, подвергнутых одинаковой термообработке, но с предварительным наклепом кручением или холодной прокаткой. На рис. 6 приведена характерная

Таблица 1

Сталь	Термообработка	$\tau_т$, МПа	W^*, 10^{-6} Дж/м^3
20	Отжиг	120/320	322/462
45	Отжиг	290/470	539/686
40Х	Отжиг	300/580	630/833
40Х	Закалка, отпуск при 600 °С	650/770	1008/1099
40Х	Закалка, отпуск при 500 °С	800/940	1225/1351
40Х	Закалка, отпуск при 460 °С	850/1040	1334/1470
40Х	Закалка, отпуск при 400 °С	990/1140	1512/1617

Примечание. В числителе приведены данные для образцов без наклепа, в знаменателе — для образцов с наклепом.

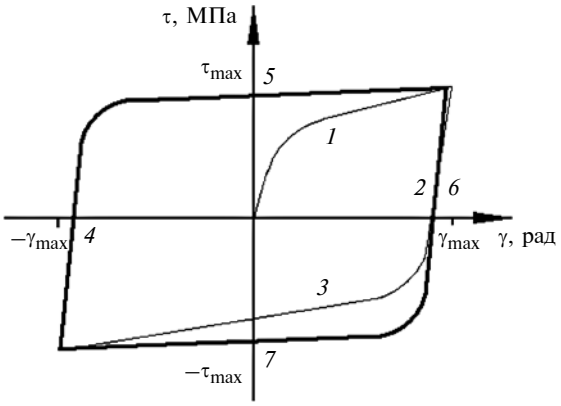


Рис. 6. Характерная диаграмма циклического кручения образцов без наклепа для первого цикла (тонкая линия) и для второго и последующих циклов (толстая линия)

диаграмма циклического кручения образцов без предварительного наклепа. Цифрами обозначены этапы знакопеременного циклического кручения: *1* — кручение до максимальной амплитуды сдвига (γ_{max}); *2* — упругая разгрузка; *3* — кручение в обратную сторону до максимальной амплитуды сдвига ($-\gamma_{max}$); *4* — упругая разгрузка; *5* — второй цикл кручения до максимальной амплитуды сдвига (γ_{max}); *6* — упругая разгрузка; *7* — кручение в обратную сторону до максимальной амплитуды сдвига ($-\gamma_{max}$).

Для образцов без предварительного наклепа характерны следующие основные особенности диаграммы циклического кручения:

1) во втором полуцикле пластическое течение наступает при приложении значительно меньшей нагрузки (эффект Баушингера);

2) петля гистерезиса при знакопеременном кручении с одинаковой амплитудой стабилизируется после первого цикла нагружения;

3) диаграммы четных и нечетных полуциклов кручения (за исключением первого цикла) имеют одинаковые пределы текучести (эффект Баушингера не проявляется);

4) диаграммы кручения, следующие за вторым циклом, имеющие равную амплитуду сдвига, практически не отличаются от диаграммы второго цикла;

5) при повторном испытании образца, подвергнутого циклическому нагружению, его диаграмма имеет стабилизированный вид, что объясняется полученным наклепом при кручении;

6) промежуточные этапы кручения с меньшей амплитудой располагаются внутри стабилизированной петли гистерезиса, сохраняя при этом все ее особенности (углы наклона, характер перехода к текучести);

7) при нагружении образца со стабилизированной диаграммой выше максимальной амплитуды в следующем полуцикле (при смене направления кручения) снова проявляется эффект Баушингера, исчезающий после проведения полного цикла с новой амплитудой.

Диаграммы знакопеременного кручения образцов из одного материала с одинаковой термической обработкой, наклепанные прокаткой и кручением, имеют одинаковый, стабилизированный вид. К их характерной особенности относится отсутствие эффекта Баушингера, который не проявляется при любых комбинациях этапов знакопеременного кручения.

На рис. 7, *а*, *б* приведены диаграммы знакопеременного кручения торсионных образцов, изготовленных из легированной стали 40Х с разной термообработкой и предварительным наклепом, полученным прокаткой или кручением. Стрелками и цифрами обозначена последовательность циклического кручения.

На третьем этапе исследования осуществляли циклическое кручение при квазистатическом ре-

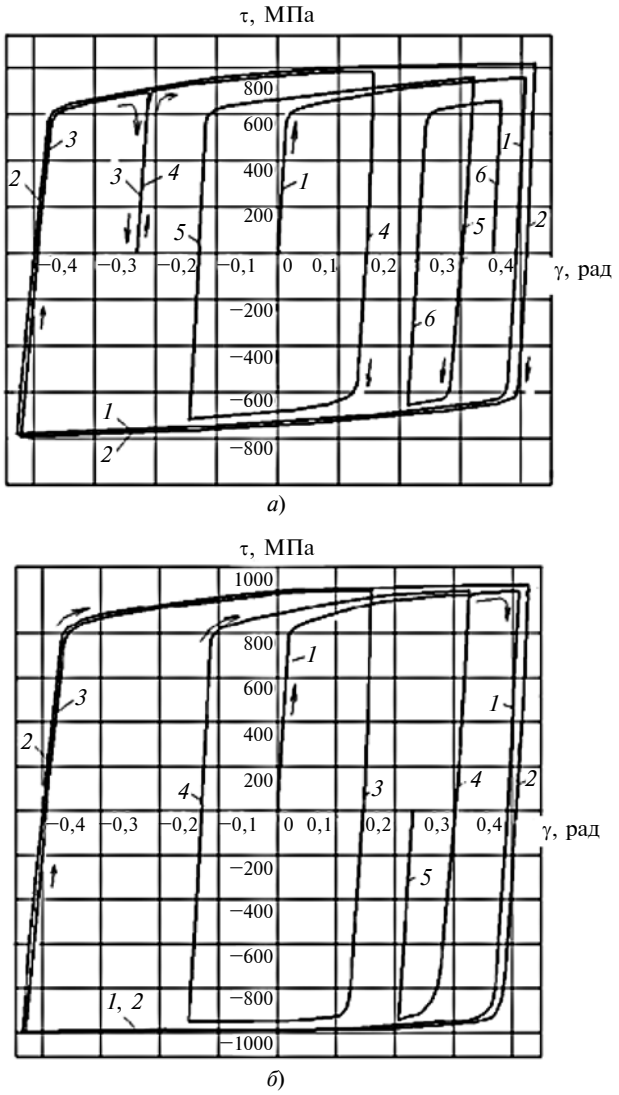


Рис. 7. Диаграммы знакопеременного циклического кручения образцов из стали 40Х:

а — закалка, отпуск при 460 °С; *б* — закалка, отпуск при 600 °С

Таблица 2

Амплитуда деформации, рад	Число циклов до разрушения образца из стали 40Х	
	без наклепа	с наклепом прокаткой
0,065	210/115/72/67	290/174/112/98
0,087	154/78/56/51	227/122/81/64
0,130	80/50/31/30	124/91/47/42

Примечание. Первая цифра относится к образцам после неполного отжига, вторая, третья и четвертая — после закалки и отпуска соответственно при 600, 500 и 460 °С.

жиме нагружения образцов трех групп (без наклепа, с предварительным наклепом кручением и прокаткой), изготовленных из стали 40Х. Цель этапа — определить влияние способа наклепа на число циклов до разрушения в зависимости от амплитуды знакопеременного циклического кручения. Образцы устанавливали в захваты машины, скручивали на определенный угол и подвергали деформированию в обратном направлении до исходного положения с частотой циклического деформирования 0,83 $с^{-1}$. Так повторяли до разрушения образца. Углы скручивания 45°, 65° и 90° соответствовали γ = 0,065; 0,087 и 0,13.

Испытания показали, что число циклов, которые выдержали образцы без наклепа и с предварительным наклепом кручением практически не отличалось. Образцы с предварительным наклепом прокаткой имели значительно большее число циклов до разрушения. В табл. 2 приведены полученные результаты испытаний; дано среднеарифметическое значение числа циклов до разрушения по трем испытаниям. При этом разброс истинных значений одной серии из трех образцов не превышал 15 %.

Для выявления причин повышенного ресурса торсионов с предварительным наклепом прокаткой провели металлографические исследования, которым подвергались образцы с предварительным наклепом прокаткой и кручением и без наклепа после каждых 20 циклов знакопеременного циклического кручения с амплитудой 90°.

Исследования показали, что текстура образцов с предварительным наклепом материала прокаткой не изменялась как в продольном, так и в поперечном направлениях и была аналогична текстурам соответственно на рис. 4, *б*, *в*. Текстура образцов, предварительно наклепанных кручением, также сохраняла свой вид, но при этом с увеличением числа циклов нагружения в поверхностной (кольцевой) области приобретала более выраженную полосчатость. Микротрещины в торсионах, наклепанных кручением, наблюдались раньше, чем в образцах с наклепом холодной прокаткой. Исследования текстуры материала без наклепа показали, что ему свойственны все особенности материала, наклепанного кручением.

Металлографические исследования показали, что не наклепанные образцы имеют текстуру наименее благоприятную для пластического деформирования. Наклеп кручением также не создает оптимальную для торсионных энергопоглощающих элементов текстуру. Текстуру, соответствующую наиболее благоприятному рассеиванию энергии, имеют торсионы, выполненные из материала, предварительно наклепанного прокаткой.

Таким образом, полученные результаты позволяют сделать вывод, что на свойства торсионов влияет способ наклепа. Торсионы, изготовленные прокаткой, уже имеют наклеп, что практически устраняет анизотропию при их кручении. При наклепе кручением для устранения анизотропии необходимо провести цикл кручения с амплитудой, соответствующей максимальному углу скручивания, на который торсионы могут скручиваться в системе противоударной защиты, при этом нет гарантии стабильности механических свойств торсионов ввиду разной текстуры материала.

Учитывая, что свойство рассеивания энергии материалом зависит от его текстуры, энергопоглощающие элементы торсионов предпочтительнее изготовлять из заготовок, получивших продольный наклеп прокаткой при производстве. Для снятия внутренних напряжений торсионы следует подвергать только неполному отжигу или, для формирования требуемых свойств, закалке и последующему отпуску при нагреве до температуры ниже рекристаллизационной. По этим же причинам при изготовлении упругих элементов предпочтительнее проводить рекристаллизационный отжиг, возвращающий материалу зернистую текстуру, наименее благоприятную для пластического деформирования [6].

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Научно-методический** аппарат оценки защищенности оборудования и аппаратуры подвижных агрегатов ракетных комплексов с применением модульного принципа создания ударопоглощающих устройств на базе торсионных амортизаторов / С. М. Першин, А. Н. Сова, В. А. Тихомиров, С. Н. Шевченко // Двойные технологии. 2016. № 2 (75). С. 60—65.
2. **Панов Б. В., Семененко Н. П., Смирнов И. И.** Торсионные пластические амортизаторы: Учеб. пособие Ростов-на-Дону: РВВКИУ РВ, 1985. 53 с.
3. **Белл Дж. Ф.** Экспериментальные основы механики деформируемых твердых тел. М.: Наука, 1984. Т. 2. 431 с.
4. **Методы** исследования сопротивления металлов деформированию и разрушению при циклическом нагружении / В. Т. Торощенко, Б. А. Грязнов, В. А. Стрижало и др. Киев: Наукова думка, 1974. 256 с.
5. **Гаскаров Д. В., Шаповалов В. И.** Малая выборка. М.: Статистика, 1978. 248 с.
6. **Хоникомб Р.** Пластическая деформация металлов: Пер. с англ. М.: Мир, 1972. 408 с.

УДК 621.22

С. Ю. КАЙГОРОДОВ (Омский ГТУ), e-mail: Sergey7-2005@mail.ru

Влияние конструктивных параметров гидродиода на его диодность

Исследован в нестационарном потоке гидродиод прямоугольного сечения с разными углами наклона пластин и разным расстоянием между ними.

Ключевые слова: гидродиод, пластины, давление, гидравлическое сопротивление, диодность.

A hydrodiode of rectangular cross section with different slope angles of plates and different distances between them is studied in a non-stationary flow.

Keywords: hydrodiode, plates, pressure, hydraulic resistance, diodity.

Существует много вариантов конструкций регулирующей аппаратуры, работающей в разных сферах жизнедеятельности человека: запирающие и регулирующие краны водоснабжения и отопления в жилых домах, на производствах и промышленном оборудовании; золотниковая распределительная гидроаппаратура разных производителей и т. д.

Все виды гидрорегулирующей аппаратуры имеют существенный недостаток — подвижные элементы, например пружины клапанов, и т. п. Наличие в механизме таких элементов неизбежно ведет к износу и, как следствие, потере первоначальных характеристик, а также последующему разрушению и поломке изделия.

В связи с этим сегодня актуальной становится разработка гидрорегулирующей аппаратуры без подвижных элементов или с незначительной их подвижностью. Это успешно решается с использованием гидродиода (рис. 1) с неподвижными или малоподвижными пластинами [1—4]. Гидродиод состоит из корпуса *1* и попарно расположенных под углом α пластин *2*. Расстояние между местами крепления пластин — Ω, между пластинами — μ, а между концами пластин — *k*. Квадратное сечение гидродиода имеет грань длиной β.

Гидродиод работает следующим образом (рис. 2): при прохождении рабочей среды в прямом направлении (рис. 2, *а*) поток практически не испытывает дополнительного сопротивления и определяется в основном площадью проходного сечения. При движении в обратном направлении поток жидкости (рис. 2, *б*) разделяется — часть жидкости закручивается в обратном направлении и препятствует потоку, в результате чего его живое сечение существенно уменьшается, что приводит к увеличению гидравлического сопротивления.

Для экспериментов использовали гидродиод с корпусом постоянного сечения (β = 20 мм) и подводящими трубопроводами с поперечным сечением, в 2 раза большим сечения концов пластин. Диаметр подводящих трубопроводов составлял 12 мм и *k* = 2,8 мм. Варьировались такие параметры, как расстояние между пластинками Ω (1,5÷30 мм), угол α (15÷60°), расстояние между концами пластин μ (1,5÷30 мм) (табл. 1).

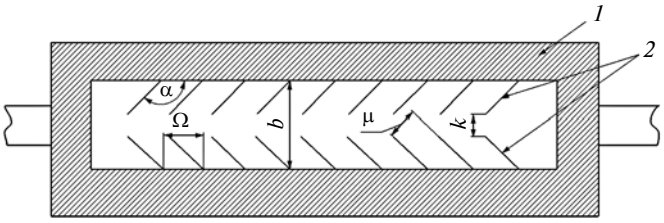


Рис. 1. Конструктивная схема гидродиода:
1 — корпус; *2* — пластины; α — угол наклона пластин; Ω — расстояние между местами крепления пластин; β — длина грани квадратного сечения гидродиода; μ — расстояние между пластинами; *k* — расстояние между концами пластин

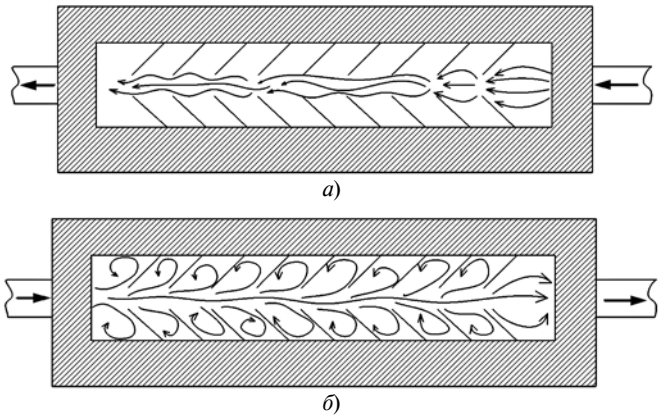


Рис. 2. Схема работы гидродиода в прямом (*а*) и обратном (*б*) направлениях

Таблица 1

Диодность при изменении геометрических характеристик испытываемых гидродиодов

Угол α°	Число пластин с каждой стороны	Ω, мм	μ, мм	Давление в прямом/обратном направлении, бар	Диодность
60	7	15	12	0,26/0,19	0,7
60	4	30	30	0,17/0,17	1,0
45	11	10	8	0,10/0,15	1,5
45	6	25	20	0,19/0,25	1,3
30	6	15	8	0,10/0,15	1,5
30	3	30	1,5	0,10/0,11	1,1
20	6	10	3	0,18/0,22	1,2
20	7	15	5	0,19/0,38	2,0
20	3	20	10	0,16/0,19	1,19
15	6	15	3,5	0,11/0,14	1,27
15	3	30	10	0,09/0,10	1,1

Влияние конструктивных параметров гидродиода на его диодность (отношение давлений в обратном и прямом направлениях) исследовали на экспериментальном стенде (рис. 3), который включает центробежный насос *1*, подводящие трубопроводы *2*, гидродиод *3*, манометр *4* и емкость *5*. Рабочая среда (водопроводная вода) при нормальной температуре (20 °С) центробежным насосом *1* по подводящим трубопроводам *2* подается к манометру *4*, измеряющему давление жидкости перед гидродиодом *3*. Далее жидкость поступает в гидродиод *3* и оттуда в сливную емкость *5*. Для исследования работы гидродиода в прямом и обратном направлениях стенд останавливали, гидродиод разворачивали в противоположную сторону. Результаты эксперимента приведены в табл. 1 и 2.

Лучший результат по диодности получен при $\alpha = 20°$ и $\mu = 5$ мм; худший — при $\alpha = 60°$, $\mu = 12$ мм и $\Omega = 15$ мм. В данном гидродиоде получили обратный результат, т. е. его диодность оказалась меньше единицы. Увеличение числа пар пластин в гидродиоде также оказывает существенное влияние на его гидравлическое сопротивление в прямом и обратном направлении.

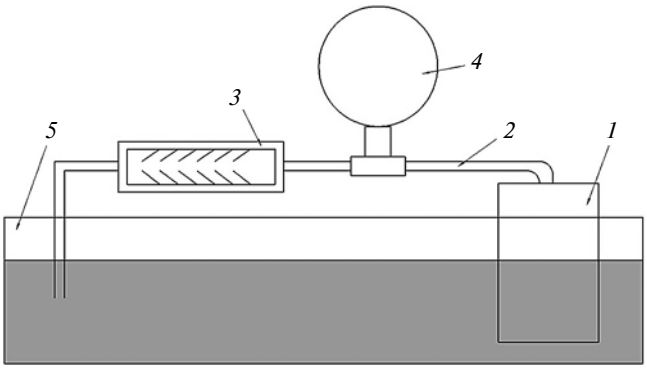


Рис. 3. Схема экспериментального стенда:
1 — центробежный насос; *2* — трубопровод; *3* — гидродиод; *4* — манометр; *5* — емкость

Таблица 2

Диодность гидродиода при $\alpha = 15°$ и $\mu = 3{,}5$ мм

Число пластин в ряду	Давление в прямом/обратном направлении, бар	Диодность
6	0,175/0,230	1,30
5	0,090/0,110	1,20
4	0,080/0,110	1,125
3	0,074/0,080	1,09
2	0,070/0,075	1,07
1	0,065/0,065	1,00

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Елимелех И. М., Сидоркин Ю. Г.** Струйная автоматика. Л.: Лениздат, 1972. 211 с.
2. **Лебедев И. В., Трескунов С. Л., Яковенко В. С.** Элементы струйной автоматики. М.: Машиностроение, 1973. 360 с.
3. **Залманзон Л. А.** Теория элементов пневмоники. М.: Наука, 1969. 507 с.
4. **Пат. 2593919 Рос. Федерация:** МПК[51] G05D 7/01. Гидравлический или пневматический диод.

УДК 62-762.63

С. Н. ЯКОВЛЕВ, канд. техн. наук (Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого), В. Л. МАЗУРИН (ООО "НТЦ АВИАСИСТЕМЫ", г. Санкт-Петербург), e-mail: stannik59@mail.ru

Экспериментальное определение температуры во фрикционном контакте манжетного уплотнения и вала

Разработана экспериментальная установка для исследования влияния нагревания манжетного уплотнения во фрикционном контакте с вращающимся валом. Определены эмпирические зависимости температуры нагревания резинового и полиуретанового уплотнений от скорости скольжения и избыточного давления уплотняемой среды.

Ключевые слова: полиуретан, фрикционный контакт, температура нагревания, эмпирическая зависимость.

An experimental setup has been developed to study the effect of heating the lip seal in frictional contact with a rotating shaft. Empirical dependences of the heating temperature of rubber and polyurethane seals on sliding speed and overpressure of the medium to be sealed are determined.

Keywords: polyurethane, friction contact, heating temperature, empirical dependence.

В современном машиностроении широкое распространение в качестве уплотнительного контактного устройства получили резиновые армированные манжетные уплотнения вращающихся валов, которые должны обеспечивать полную герметичность — непроницаемость смазочной жидкости, находящейся под некоторым избыточным давлением, через стык неподвижной манжеты и вращающегося вала.

При герметизации резиновыми деталями сжатая резина внедряется в неровности контактирующих с ней поверхностей, заполняет и перекрывает микронеровности уплотняемой поверхности [1]. Особенностью работы таких уплотнений является то, что на небольшой поверхности контакта

манжеты и вала развивается высокая температура, которая при скорости вала более 10 м/с может превышать температуру уплотняемой среды на 60÷80 °С и более.

При высоких температурах ускоряются процессы старения и изнашивания резины в зоне трения, что приводит к снижению контактных нагрузок, герметичности системы и, как следствие, надежности системы уплотнения. Можно утверждать, что долговечность резиновых уплотнений определяют три фактора: эксплуатационный (температура, избыточное давление и скорость во фрикционном контакте); конструктивные параметры уплотнения; физико-механические свойства материала.

В передовых промышленно-развитых странах в последние 50 лет резину стали заменять полиуретаном, который имеет высокие физико-механические свойства, большой диапазон твердости, эластичности, низкую истираемость, высокую прочность, высокое сопротивление раздиру, маслобензостойкость и кислотостойкость [2—5].

Учитывая, что работоспособность и долговечность манжетных уплотнений в большой степени определяются теплостойкостью резины, ее способностью противостоять затвердеванию и потере эластических свойств, было решено изготовить и испытать манжетные уплотнения из фторсилоксанового полиуретана фирмы Synair (США).

Цель данной работы — получить экспериментальные зависимости для определения температуры нагрева во фрикционном контакте эластомеров с вращающимся валом в зависимости от скорости и избыточного давления.

Для исследования работоспособности уплотнений вращающихся валов, прогнозирования срока их службы, определения характера износа и условий трения в зоне контакта при эксплуатации спроектировали и изготовили специальный стенд. На нем можно одновременно испытывать две манжеты: резиновую из фторкаучука СКФ-26 с размерами 120 × 150 × 12 мм (ГОСТ 8752—79) и полиуретановую, которая имеет такие же размеры, арматуру и прижимную пружину.

Современные резиновые манжеты, работающие со скоростями до 20 м/с, изготовляют из фторкаучуков СКФ-26, рабочая температура которых составляет от −20 до 170 °С (ГОСТ 8752—79), при этом ресурс составляет 10 000 ч. Такие манжеты используют в тяжелых условиях работы при высокой линейной скорости в контакте, температуре уплотняемой среды до 90 °С, избыточном давлении уплотняемой среды до 0,05 МПа. В таких условиях работают крупные дизельные двигатели внутреннего сгорания, винтовые и поршневые компрессоры и др.

Для экспериментальной манжеты используется полиуретан, который сохраняет работоспособность (эластичность, отсутствие оплавления и растрескивания) при рабочих температурах от −60 до 200 °С. Данные материалы широко применяют в технике благодаря малой зависимости их физико-механических свойств от температуры.

В качестве движителя специального стенда использовали асинхронный электродвигатель АИР71А2 мощностью 0,75 кВт и частоту вращения 3000 мин$^{-1}$ с частотным преобразователем, который позволяет плавно регулировать частоту вращения от 350 до 3000 мин$^{-1}$. Кинематическая схема стенда приведена на рис. 1.

Центральным звеном испытательного стенда является вал *4*, установленный в корпусе *8* на двух подшипниках *10*. Вал изготовлен из стали 40Х, закаленной до твердости 60 *HRC*. Наружный диаметр вала прошлифован до шероховатости поверхности Ra = 0,32 мкм.

Осевое смещение вала относительно корпуса предотвращается упором внутренних колец опорных шарикоподшипников в распорную втулку *11*, при этом для устранения осевого люфта наружные кольца подшипников поджимаются крышками *6* и *12*. Между крышками, в которых установлены манжеты *5* и *13*, используемые в экспериментальном исследовании, и корпусом расположены поронитовые прокладки *7*, которые допускают относительную деформацию при сжатии ε = 20÷25 %, что вполне доста-

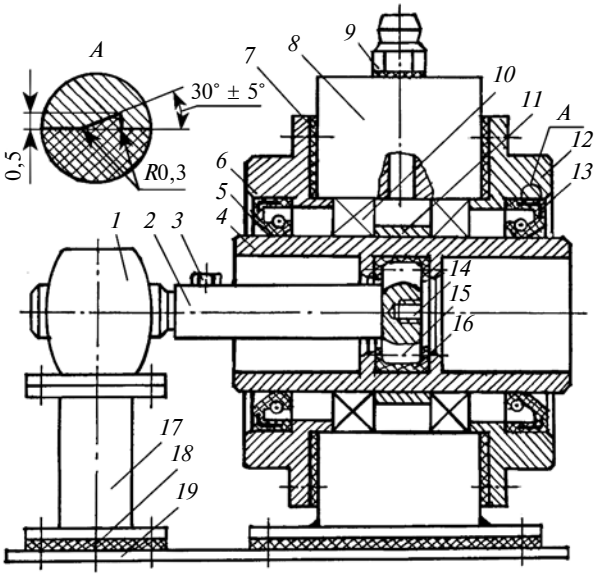


Рис. 1. Кинематическая схема экспериментальной установки

точно для выборки осевого люфта подшипников. Для исключения осевого перемещения манжет от вибраций в крышках *6* и *12* выполнены кольцевые проточки в виде прямоугольного треугольника, острие которого направлено в сторону запрессовки манжеты (см. рис. 1, узел *А*).

Крутящий момент от электродвигателя к валу передается через зубчатую муфту *2*, на конце которой установлен полиуретановый вкладыш *16*, компенсирующий осевую и угловую расцентровки между валом и муфтой. Муфта имеет зубчатый венец *15* и центральное технологическое резьбовое отверстие *14*, в которое при сборке стенда вкручивается оправка. Для предотвращения осевого смещения муфты вдоль выходного вала электродвигателя используется винт *3*.

Уплотняемая смазочная среда подается в корпус испытательного стенда под давлением по шлангу через штуцер *9*.

Температура в контакте манжеты и вала измеряется термопарой с диаметром головки 0,5 мм. Термопару через несквозной прокол помещают в эластомерный массив манжеты на расстоянии ≈2÷3 мм от вращающегося вала. Постоянное нахождение термопары в области фрикционного контакта позволяет наблюдать повышение температуры в режиме реального времени с момента начала вращения вала и до выхода на режим постоянной температуры, свойственной для данной скорости и избыточного давления уплотняемой среды.

Корпус испытательного стенда и электродвигатель установлены на плите *18* и для уменьшения вибраций на виброизолирующих полиуретановых пластинах *17*.

Таким образом, испытательный стенд позволяет определить температуру во фрикционном контакте манжеты и вала в диапазоне скоростей от 2 до 18 м/с и

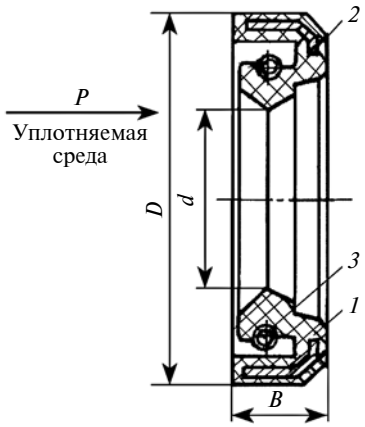


Рис. 2. Конструкция манжетного уплотнения

избыточном давлении уплотняемой среды от 0 до 0,05 МПа.

Заявленная цель экспериментального исследования — первая в ряду вопросов изучения износа, долговечности и работоспособности манжетных уплотнений. По результатам опубликованных работ установлено, что основным является усталостный износ уплотнений вращающихся валов. Интенсивность изнашивания и долговечность уплотнений напрямую определяются температурой в зоне трения губки манжеты и вала. Типичная конструкция манжетного уплотнения по ГОСТ 8752—79 (рис. 2) включает: уплотняющий элемент *1* из эластомерного материала; металлическую арматуру *2*, обеспечивающую его жесткость; пружину *3*, создающую радиальное усилие на уплотнительную губку и прижимающую ее к валу

Экспериментальное исследование проводили в следующей последовательности.

На первом этапе при избыточном давлении $P_{изб} = 0$ и разных фиксированных скоростях $V = 2$; 4 м/с и т. д., с учетом низкой теплопроводности и резины, и полиуретана температуру обеих манжет измеряли после 10 мин работы на данной скорости, при наступлении установившегося температурного режима.

На втором этапе температуру измеряли при избыточном давлении $P_{изб} = 0{,}01$; 0,02 МПа и т. д. последовательно с разными скоростями.

Для наглядности полученные в ходе исследования данные после математической обработки свели в таблицу и по ним построили искомые эмпирические зависимости.

Эффективность и долговечность манжетного уплотнения в значительной степени зависят от физико-механических свойств материала уплотняющего элемента, который должен удовлетворять следующим требованиям: гибкость; эластичность; прочность; износостойкость; стабильность физико-механических свойств; стойкость к влиянию уплотняющей среды; стойкость к старению.

Исследования показали, что, несмотря на различие материалов, процесс изнашивания манжет протекает аналогично. Максимальное радиальное изнашивание рабочих кромок манжет наблюдается в начальный период работы, когда кромки острые и полоски контакта имеют минимальную ширину (≈0,2 мм) вследствие упругой деформации материала. Но уже через 8 мин после начала работы новых манжет, температура в контакте перестает повышаться, при этом ширина контактной полоски остается в пределах 0,25÷0,35 мм. После ≈4÷5 ч испытаний ширина контактной полоски достигает 0,8÷1,0 мм и перестает увеличиваться, при этом меньшие значения свойственны полиуретановой манжете, а большие — резиновой манжете.

Приведенные в таблице данные показывают, что температура во фрикционном контакте манжеты и вала повышается по экспоненциальной зависимости. Очевидно, что температура в большей степени влияет на прочностные и фрикционные свойства уплотняющего материала.

При достаточном смазывании манжеты из фторкаучука СКФ-26 и фторсилоксанового полиуретана обеспечивают герметичность при избыточном давлении уплотняемой среды от 0 до 0,05 МПа.

Повышение скорости скольжения манжет до 20 м/с (гарантируется ГОСТ 8752—79) не вызывает катастрофического повышения контактной температуры, так как создается благоприятный режим трения с коэффициентом трения скольжения $f_{ск} = 0{,}25 \div 0{,}3$.

Коэффициент трения скольжения измеряли на экспериментальной установке в условиях, максимально приближенных к рабочим по скорости скольжения, удельному давлению, шероховатости поверхности, условиям смазывания и т. д. Для полиуретана $f_{ск} \approx 0{,}25$, для резины на основе фторкаучука СКФ-26 — $f_{ск} = 0{,}3$. Значения отличаются друг от друга на 10÷15 % и хорошо коррелируют с температурой в контакте манжеты и вала. Большему коэффициенту трения резины соответствует большая температура.

При отсутствии или недостаточном смазывании на больших скоростях ($V > 12$ м/с) возможно резкое повышение контактной температуры до 180÷200 °С.

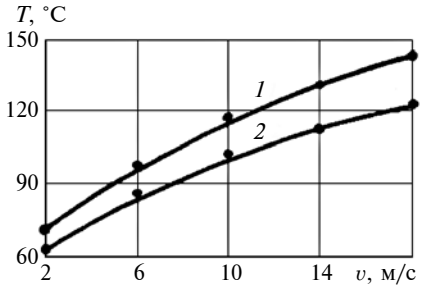


Рис. 3. Зависимости температуры *T* в контакте от скорости *V* при давлении $P_{изб}$ = 0,03 МПа для резины (*1*) и полиуретана (*2*)

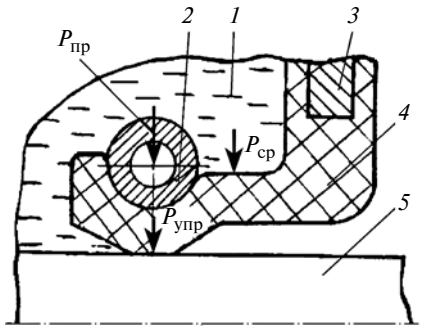


Рис. 4. Схема сил, действующих на губку уплотнения:

1 — уплотняемая среда; *2* — пружина; *3* — арматура; *4* — эластомер; *5* — вал

На рис. 3 приведены зависимости температуры в контакте манжеты и вала от скорости вала при избыточном давлении $P_{изб}$ = 0,03 МПа. Видно, что температура повышается по экспоненциальной зависимости. Для полиуретана и резины показатели степени отличаются незначительно, что связано с различием физико-механических свойств материалов. Для полиуретанового эластомера температура в контакте повышается пропорционально $V^{0,39}$, для резины — пропорционально $V^{0,43}$. Очевидно, что повышение температуры в контакте эластомера и металлической поверхности вала обусловлено уменьшением модуля упругости эластомера и, как следствие, увеличением фактической площади контакта.

Для понимания зависимости температуры во фрикционном контакте манжеты и вала от избыточного давления уплотняемой среды рассмотрим схему сил, действующих на губку уплотнения (рис. 4).

В манжетных уплотнениях губка спроектирована так, что с увеличением давления в полости уплотнения увеличивается контактное давление губки на вал. Надежная герметизация обеспечивается при определенном контактном давлении, так как желательно, чтобы фрикционные эффекты (выделение тепла и механические релаксационные колебания при трении скольжения) были минимальны.

При рабочем эксплуатационном давлении уплотняемой среды в агрегате контактное давление определяется конструкцией манжеты, свойствами эластомерного материала уплотняющего элемента, величиной его деформации при установке манжеты на вал и усилием прижимной пружины, которое наиболее просто поддается учету и регулированию.

Согласно схеме на рис. 4 контактное давление $P_к$ манжеты на вал определяется суммой сил по формуле

$$P_к = P_{упр} + P_{пр} + P_{ср},$$

где $P_{упр}$ — упругая сила от предварительного натяга губки манжеты; $P_{пр}$ — сила прижимной

V, м/с	Температура *T*, °С, в контакте уплотнения и вала при избыточном давлении $P_{изб}$, МПа, уплотняемой среды					
	0	0,01	0,02	0,03	0,04	0,05
2	60/57	64/61	68/64	71/66	74/67	76/68
4	74/68	79/72	84/76	88/78	91/80	93/81
6	84/77	89/82	96/86	100/89	103/91	106/92
8	92/83	98/88	105/93	109/95	113/98	116/100
10	100/89	107/94	114/100	119/102	123/105	126/107
12	106/94	113/99	121/105	126/108	130/111	134/113
14	112/99	120/105	128/111	133/114	138/117	141/119
16	118/103	126/109	135/115	140/118	145/122	149/124
18	123/107	132/113	140/120	146/123	151/126	155/128

Примечание. В числителе приведены температуры для резинового уплотнения, в знаменателе — для полиуретанового.

пружины; $P_{ср}$ — давление уплотняемой среды.

Как отмечалось, контактное давление губки манжетного уплотнения на вращающийся вал в большой степени определяет температуру во фрикционном контакте. Известно, что высокоэластичные материалы в зоне контакта упруго деформируются и с повышением давления увеличивается число контактирующих молекул или площадь фактического контакта. В работе [6] показано, что при малых давлениях $P_к/E \ll 1$ для поверхностей с широким диапазоном параметра шероховатости (Ra = 0,32÷1,25 мм) зависимость площади фактического контакта от нормальной нагрузки близка к линейной.

При работе манжетного уплотнения изменяются величины упругих составляющих, определяющих контактное давление и, следовательно, температура в контакте. Упругие силы от предварительного натяга губки манжеты при нагревании эластомера уменьшаются вследствие размягчения материала. Силы от прижимной пружины в результате теплового расширения также уменьшаются, но крайне незначительно. Третья составляющая, определяющая величину контактного давления манжеты на вал, — составляющая от избыточного давления уплотняемой среды внутри рабочего агрегата. С повышением $P_{изб}$ губка манжеты сильнее прижимается к валу и, следовательно, растет температура в контакте.

По оценкам многих исследователей, в частности авторов работ [7, 8 и др.], при нагревании до 100 °С контактное давление снижается в среднем в 1,6 раза в результате теплового расширения эластомера манжеты и пружины.

На рис. 5 приведены экспериментальные зависимости температуры в контакте манжеты и вала от избыточного давления

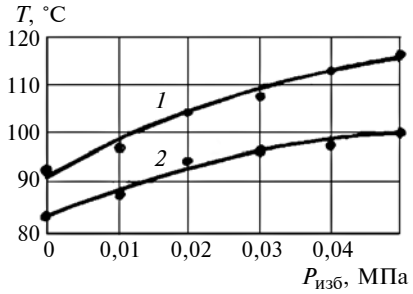


Рис. 5. Зависимости температуры *T* в контакте от давления $P_{изб}$ при скорости *V* = 8 м/с для резины (*1*) и полиуретана (*2*)

уплотняемой среды рабочего агрегата при окружной скорости V = 8 м/с. Эти зависимости также имеют экспоненциальный характер. Температура T приблизительно пропорциональна давлению $P_{изб}^{0,08}$ для полиуретанового эластомера и $P_{изб}^{0,10}$ для резины. Отметим, что данные зависимости мало отличаются от линейных.

После математической обработки экспериментальных данных получили следующие эмпирические зависимости температуры в контакте манжетного уплотнения и вала:

для полиуретановых манжет

$$T_{пу} = (T_в + 28{,}3V^{0,39})200P_{изб}^{0,08}; \quad (1)$$

для резиновых манжет

$$T_{рез} = (T_в + 29{,}7V^{0,43})200P_{изб}^{0,10}, \quad (2)$$

где $T_в$ — температура окружающего воздуха, °С.

Полученные эмпирические зависимости (1) и (2) позволяют на этапе проектирования манжетного уплотнения определить рабочую температуру в контакте вращающегося вала и манжеты.

Выводы

Температура во фрикционном контакте является наиболее важным фактором, определяющим работоспособность и долговечность уплотнения, прочностные и фрикционные свойства его материала, а также условия смазывания в зоне трения манжеты и вала.

Под действием температуры ускоряются процессы старения и изнашивания материала уплотнений в зоне трения, что приводит к снижению контактных нагрузок, нарушению сплошности уплотнительного контакта и герметичности системы.

Температура в контакте определяет весь комплекс прочностных, фрикционных и усталостных свойств эластомера и величину износа манжеты.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Лепешкин А. В., Михайлин А. А.** Гидравлические и пневматические системы. М.: Академия, 2013. 336 с.

2. **Janusz Datta.** Influence of Glycols on the Glycolysis Process and the Structure and Properties of Polyurethane Elastomers // Journal of Elastomers and Plastics. 2011. № 43. P. 529—541.

3. **Sheng Li.** Effect of Elastomer on Flame Retardancy, Thermal Degradation, and Mechanical Properties of Intumescent Flame-Retardant Polyethylene // Journal of Elastomers and Plastics. 2011. № 43. P. 257—273.

4. **Janusz Datta.** Synthesis and Investigation of Glycolysates and Obtained Polyurethane Elastomers // Journal of Elastomers and Plastics. 2010. № 42. P. 117—127.

5. **Yakovlev S. N.** Dynamic Hardening of Structural Polyurethanes // Russian Engineering Research. 2016. № 4. P. 255—257.

6. **Уорд И.** Механические свойства твердых полимеров. М.: Химия, 1975. 357 с.

7. **Логиновас А. К.** Исследование износа манжетного уплотнения вращающегося вала // Каучук и резина. 1971. № 3. С. 26—29.

8. **Фрикционные** свойства резиноармированных манжет, уплотняющих вращающиеся валы / В. К. Коморницкий-Кузнецов, С. Л. Рыбалов, В. С. Юровский и др. // Каучук и резина. 1971. № 11. С. 36—38.

УДК 621.86

В. А. ЕРМОЛЕНКО, П. В. ВИТЧУК, кандидаты технических наук (Калужский филиал МГТУ им Н. Э. Баумана), e-mail: tvermolenko@rambler.ru

Многовариантный расчет механизма подъема груза и колеи крановой тележки

Обоснована рациональность многовариантного расчета при проектировании крановой тележки. Предложена методика многовариантного расчета колеи крановой тележки и механизма подъема груза, выполненного по развернутой схеме.

Ключевые слова: колея тележки, козловой кран, механизм подъема груза, минимизация массы, мост, мостовой кран, проектирование, расчет, тележка.

The rationality of the multivariate calculation in the design of the crane cart is substantiated. The method of multivariate calculation of the crane cart track and the cargo lifting mechanism, carried out according to the expanded scheme, is proposed.

Keywords: cart track, gantry crane, cargo lifting mechanism, mass minimization, bridge, bridge crane, designing, calculation, cart.

В кранах мостового типа тележка, содержащая механизм подъема груза, передвигается непосредственно по мосту крана (главной балке), создавая изгибающий момент, действующий на мост. Поэтому минимизация массогабаритных показателей крановой тележки является актуальной задачей при проектировании кранов мостового типа. Решение задачи позволит повысить грузоподъемность крана при неизменной несущей способности металлоконструкции или уменьшить ее при неизменной грузоподъемности крана. Минимизацию массогабаритных показателей крановой тележки можно обеспечить сравнением разных вариантов ее компоновочных схем, что достигается проведением многовариантных расчетов.

Рассмотрим методику многовариантного расчета на примере механизма подъема крановой тележки, выполненного по развернутой схеме (рис. 1), которая включает электродвигатель, колодочный тормоз, редуктор (как правило, двухступенчатый цилиндрический), барабан и полиспаст. Вал электродвигателя может соединяться с быстроходным валом редуктора промежуточным валом с двумя полумуфтами (рис. 1) или непосредственно муфтой. Полумуфту с тормозным шкивом располагают, как правило, на быстроходном валу редуктора [1]. Для уменьшения колеи тележки соединение тихоходного вала редуктора с барабаном выполняют в виде зубчатой полумуфты, встроенной в барабан, в соответствии с работой [2].

Исходными данными для многовариантного расчета являются: грузоподъемность Q крана; высота H и скорость V подъема груза; продолжительность включения механизма (ПВ); режим нагружения; группа классификации механизма [1, 3—5].

Грузоподъемную силу определяют по формуле

$$F_г = Qg,$$

где $g = 9{,}81$ м/с^2 — ускорение свободного падения.

Коэффициент полезного действия (КПД) полиспаста определяют по формуле

$$\eta_a = \left(\frac{1 + \eta_б + \eta_б^2 + \ldots + \eta_б^{a-1}}{a}\right)\eta_б^k, \qquad (1)$$

где $\eta_б$ — КПД блока (для блоков, установленных на подшипниках качения, $\eta_б = 0{,}98$); $a = 2, 3, 4$ — кратность полиспаста (рис. 2); k — число обводных блоков (для мостовых и козловых кранов $k = 0$).

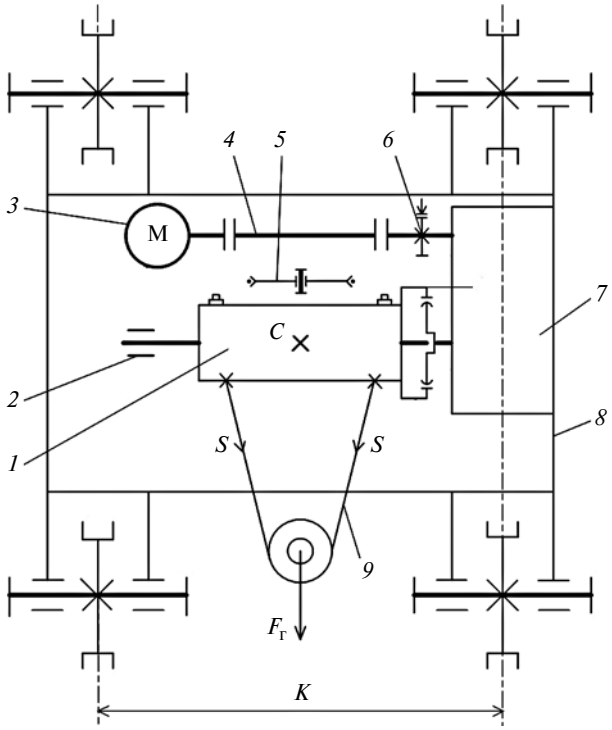


Рис. 1. Схема тележки мостового крана с механизмом подъема груза:

1 — барабан; *2* — внешняя опора барабана; *3* — электродвигатель; *4* — промежуточный вал с двумя полумуфтами; *5* — уравнительный блок; *6* — тормоз; *7* — редуктор с частью зубчатой полумуфты на выходном валу; *8* — четырехколесная тележка; *9* — канат (условно показан в плоскости чертежа); *C* — центр тяжести груза; $F_г$ — грузоподъемная сила; *S* — натяжение в ветви каната; *L* — колея

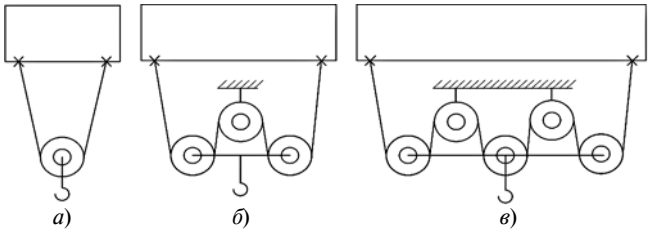


Рис. 2. Схемы механизмов подъема с полиспастами с кратностью *а* = 1 (*а*), 2 (*б*) и 4 (*в*)

Согласно рекомендациям ВНИИПТМаша [3] при грузоподъемности до 3 т груз можно подвесить без полиспаста или на одном подвижном блоке; при грузоподъемности более 5 т применяют, как правило, сдвоенные полиспасты с кратностью 2, 3 и 4 при увеличении грузоподъемности от 5 до 50 т.

Для кратностей полиспастов $a = 2, 3, 4$ по формуле (1) получим КПД соответственно $\eta_2 \approx 0{,}99$; $\eta_3 \approx 0{,}98$; $\eta_4 \approx 0{,}97$.

Наибольшее натяжение ветви каната, набегающей на барабан при подъеме груза, определяют по формуле

$$S = F_г/a\mu\eta_a,$$

где μ — число полиспастов (для мостовых и козловых кранов $\mu = 2$, т. е. оба конца каната закреплены на барабане с целью обеспечения вертикального подъема груза и выравнивания усилий на опоры барабана).

Разрывное усилие каната соответствует условию

$$F_0 > Sz_р, \qquad (2)$$

где $z_р$ — минимальный коэффициент использования каната (коэффициент запаса), зависящий от группы классификации механизма; например, для группы М3 $z_р = 3{,}55$ [3].

Согласно работе [1] допускается изменение коэффициента h_1 выбора диаметра барабана по группе классификации механизма не более, чем на 2 шага, в большую или меньшую сторону с соответствующим изменением величины $z_р$ на то же число шагов в меньшую или большую сторону. Введем обозначение ξ, которое покажет изменение h_1 и $z_р$ по таблице групп классификаций механизма в меньшую и большую сторону на 1 и 2 шага: $\xi = -2, -1, 0, +1, +2$. Тогда получим ряд значений: $z_{р-2}$, $z_{р-1}$, $z_{р0}$, $z_{р+1}$, $z_{р+2}$. Пример изменения коэффициентов h_1 и $z_р$ для группы М3 классификации механизма приведен в таблице.

Использование разных кратностей *а* полиспаста в совокупности с изменением коэффициента h_1 выбора диаметра барабана и минимального коэффициента $z_р$ использования каната позволяет в достаточно широких пределах варьировать параметрами механизма подъема груза.

Условие прочности каната определяется неравенством

$$F_{0a\xi} \le [F], \qquad (3)$$

где $F_{0a\xi}$ — разрывное усилие каната по формуле (2) для рассматриваемых кратностей *а* полиспаста и смещений ξ; $[F]$ — допустимое разрывное усилие каната, принимаемое по стандартам для выбранных типов канатов (для маркировочной группы в целом составляет 1770 МПа).

При назначении типа каната можно руководствоваться следующими соображениями [6, 7]. Мостовые краны работают, как правило, в относительно чистых и сухих помещениях, следовательно, абразивный и коррозионный износы проволок каната незначительны. Поэтому для мостовых кранов следует принимать канат по ГОСТ 7668—80, который имеет большое число проволок малого диаметра в наружном слое навивки и высокую усталостную долговечность. Для козловых кранов, работающих на открытом воздухе при наличии пыли и влаги, следует выбирать канат по ГОСТ 2688—80, который имеет проволоки большого диаметра в наружном слое навивки и высокую стойкость к абразивному и коррозионному изнашиванию. Применение канатов по ГОСТ 2688—80 является предпочтительным при диаметрах каната 14 мм и менее. В электрических талях при диаметре каната 6 мм и более следует использовать канаты по ГОСТ 7668—80.

Расчет по формуле (3) позволяет получить ряд диаметров $d_{a\xi}$ каната для рассматриваемых кратностей *а* полиспаста и смещений ξ.

Диаметр барабана определяется неравенством

$$D_{a\xi} > h_1 d_{a\xi}. \qquad (4)$$

Полученные по формуле (4) диаметры барабанов следует округлить до расчетных значений $D_{a\xi}$ из ряда: 100; 110; 125; 140; 160; 180; 200; 220; 250; 280; 320; 360; 400; 450; 500 мм.

Барабаны диаметром меньше 100 мм исключаются из дальнейших расчетов, так как наименьший диаметр делительной окружности зубчатого венца выходного вала редуктора составляет 140 мм [8]. Тогда диаметр охватывающей зубчатой обоймы составит $1{,}4 \cdot 140 \approx 200$ мм (где 1,4 — конструктивный коэффициент, определяющий наружный диаметр зубчатой обоймы барабана, охватывающей зубчатый венец выходного вала редуктора). Конструк-

Шаги коэффициентов h_1 и $z_р$ для группы М3 при смещении ξ

Смещение ξ	h_1	$z_р$
−2	11,2	4,50
−1	12,5	4,00
0	14,0	3,55
+1	16,0	3,35
+2	18,0	3,15

тивно трудно перейти от большего диаметра зубчатой обоймы к меньшему диаметру барабана при их отношении более 200/100 = 2. Диаметры менее 160 мм целесообразно вводить в расчет только в случае, когда остается менее четырех вариантов. Это обусловлено необходимостью выполнения на барабане ступени [2]. При диаметре барабана 160 мм получим отношение 200/160 = 1,25. Ступень барабана высотой 25 % легко выполнить конструктивно. Она может быть без уклона или с уклоном $\alpha \approx 7°$.

Длину барабана определяют по формуле

$$L_{a\xi} = 2t_{a\xi}\left(\frac{Ha}{\pi D_{a\xi}} + 6\right) + cD_{a\xi}(\mu - 1), \qquad (5)$$

где $t_{a\xi} = 1{,}1d_{a\xi}$ — шаг нарезки; c — коэффициент длины средней (ненарезанной) части барабана, H — высота подъема груза.

Рекомендуемые коэффициенты c длины средней (ненарезанной) части барабана зависят от кратности a полиспаста [4]: $c = 0{,}5$ при $a = 1$; $c = 0{,}2$ при $a = 2$; $c = 0{,}3$ при $a = 3$; $c = 0{,}4$ при $a = 4$.

Полученную по формуле (5) длину барабана соотносят с соответствующим диаметром барабана: при $L_{a\xi}/D_{a\xi} \le 3$ проводят расчет барабана на сжатие; при $3 < L_{a\xi}/D_{a\xi} \le 6$ — на сжатие и совместное действие напряжений изгиба и кручения при расчете стенки на устойчивость. При необходимости барабан усиливают ребрами жесткости с внутренней стороны [9]. Также можно увеличить диаметр барабана на 3, 4 и более шагов [4].

Угловую скорость барабана определяют по формуле

$$\omega_{a\xi} = 2Va/D_{a\xi},$$

где V — скорость подъема груза.

В каталогах, как правило, указывают мощность двигателя при ПВ = 40 %, и по этому значению рассчитывают статическую мощность двигателя по формуле

$$P_{40} = F_{\text{г}}V/\eta,$$

где $\eta = 0{,}9$ — предварительное значение КПД механизма подъема с цилиндрическим редуктором.

Если заданный режим работы не соответствует ПВ = 40 %, то необходимо пересчитать значение мощности для требуемого ПВ:

$$P_X = P_{40}\sqrt{40/X},$$

где P_X — статическая мощность электродвигателя при ПВ = X %.

При многовариантном расчете можно принять двигатели с разными частотами вращения, например, по справочнику [10].

Угловую скорость двигателя рассчитывают по формуле

$$\omega = \pi n/30,$$

где n — частота вращения вала двигателя.

Для уменьшения габаритов механизма подъема и колеи тележки применяют редукторы типов Ц2УМ или Ц2М с частью зубчатой полумуфты на выходном валу. Редукторы типа Ц2УМ (общемашиностроительного применения [8]) имеют бóльшую массу по сравнению со специальными крановыми редукторами типа Ц2М. В то же время они могут иметь бóльшее суммарное межосевое расстояние, что может положительно сказаться на компоновке механизма подъема и может решить вопрос выбора тележки по минимальной колее в пользу более тяжелого редуктора.

Грузовой момент на барабане определяют по формуле

$$T_{a\xi} = \mu SD_{a\xi}/2.$$

Выбираем редукторы с ближайшими бóльшими значениями допускаемых консольной нагрузки $[F] \ge S$ и крутящего момента $[T] \ge T_{a\xi}$ на выходном валу. Передаточное число $U_{\text{р}}$ выбранного редуктора не должно отличаться от требуемого $U_{\text{р}a\xi} = \omega/\omega_{a\xi}$ более чем на 10 %.

Предпочтительным следует считать вариант, обеспечивающий наибольший запас прочности по крутящему моменту. При этом следует иметь в виду, что чрезмерная недогрузка редуктора по крутящему моменту приводит к его избыточной надежности. Поэтому после выбора и составления компоновочной схемы крановой тележки целесообразно провести вероятностный расчет основных показателей надежности [11]:

статического тормозного момента на входном валу редуктора:

$$T_{\text{т}a\xi} = T_{a\xi}\eta_{\text{р}}/U_{\text{р}a\xi},$$

где $\eta_{\text{р}}$ — КПД редуктора;

регулировочного тормозного момента:

$$T_{\text{тр}a\xi} \ge k_{\text{т}}T_{\text{т}a\xi}, \qquad (6)$$

где $k_{\text{т}}$ — коэффициент запаса тормозного момента (согласно работе [12], если тормоз один — $k_{\text{т}} \ge 1{,}5$; если тормозов два и более — $k_{\text{т}} \ge 1{,}25$; если два и более приводов с двумя тормозами каждый — $k_{\text{т}} \ge 1{,}1$).

Выбираем тормоза с ближайшим бóльшим значением тормозного момента $[T_{\text{т}}] \ge 1{,}5T_{\text{тр}a\xi}$.

Полученные значения масс редуктора, электродвигателя и тормоза можно просуммировать и ранжировать в порядке уменьшения, что позволит исключить неподходящие варианты из дальнейшего расчета.

Для возможности установки двигателя и барабана с одной стороны от редуктора необходимо, чтобы расстояние A_1, мм, между двигателем и барабаном удовлетворяло условию (рис. 3):

$$A_1 = a_{W\Sigma} - b_{31} - k_1D_{a\xi} > 20,$$

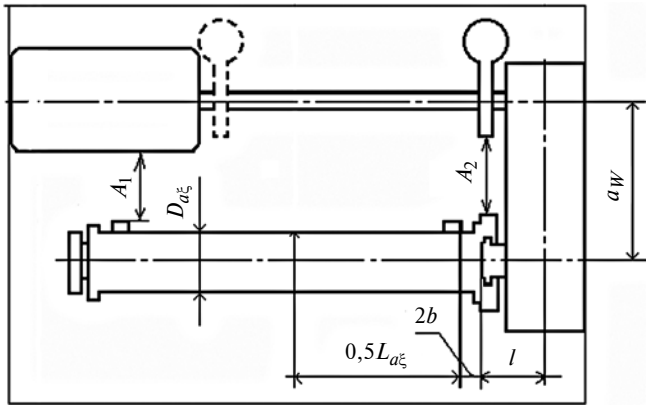


Рис. 3. Компоновка механизма подъема с одним или двумя тормозами и промежуточным валом

где $a_{W\Sigma}$ — суммарное межосевое расстояние редуктора; b_{31} — полуширина двигателя, приблизительно равная высоте оси двигателя; $k_1 D_{a\xi}$ — расстояние от оси вращения барабана до наружного конца шпильки крепления каната на барабане (в соответствии с чертежами [13] можно конструктивно принять $k_1 \approx 0{,}7$).

Для установки тормоза необходимо, чтобы расстояние A_2, мм, между тормозом и барабаном удовлетворяло условию (рис. 3):

$$A_2 = a_{W\Sigma} - k_2 mz - k_3 D_{\text{т}} > 20,$$

где m и z — модуль и число зубьев зубчатого венца, соединяющего барабан с редуктором; $k_2 mz$ — расстояние от оси вращения барабана до крайней точки зубчатого венца (согласно работе [2] конструктивно можно принять $k_2 \approx 0{,}6$); $D_{\text{т}}$ — диаметр тормозного шкива; $k_3 D_{\text{т}}$ — расстояние от оси вращения тормозного шкива до наружной поверхности рычага тормоза (согласно работе [14] можно конструктивно принять $k_3 \approx 0{,}8$).

При $A_2 \le 20$ мм один тормоз большего типоразмера можно заменить двумя тормозами меньшего типоразмера. В этом случае следует принять $k_{\text{т}} \ge 1{,}25$ и повторить расчет по формуле (6). Второй тормоз (штриховой контур на рис. 3) устанавливают на другой зубчатой полумуфте промежуточного вала. Промежуточный вал между электродвигателем и редуктором позволяет установить двигатель на противоположном от редуктора конце тележки, т. е. равномерно нагрузить ходовые колеса, а также исключить необходимость точной регулировки соосности валов двигателя и редуктора.

Колею тележки определяют по формуле

$$K = 2(l_4 + k_4 b + 0{,}5 L_{a\xi}),$$

где 2 — коэффициент удвоения полуколеи; l_4 — расстояние от середины редуктора до середины зубчатого венца [2]; b — ширина зубчатого венца на конце выходного вала редуктора; $k_4 b$ — расстояние, необходимое для размещения зубчатой ступицы внутри барабана (в соответствии с чертежами [2] можно конструктивно принять $k_4 \approx 2$ для бесступенчатого барабана и $k_4 \approx 3$ для барабана со ступенью).

В результате многовариантного расчета по предлагаемой методике получают несколько вариантов компоновочных схем механизма подъема груза и колеи крановой тележки. Сравнительный анализ позволяет из полученных вариантов выбрать наилучший вариант тележки по массогабаритным показателям. Данная методика более 20 лет используется в КФ МГТУ им. Н. Э. Баумана при выполнении дипломных и курсовых проектов, а также в некоторых других вузах страны. При этом достигается уменьшение массы механизма подъема груза до 20 % и уменьшение колеи крановой тележки до 15 % по сравнению с более простым расчетом по известным методикам.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Александров М. П.** Грузоподъемные машины. М.: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, Высшая школа, 2000. 552 с.
2. **ОСТ 24.191.02—71.** Барабаны крановые. Соединение редуктора с барабаном. Конструкция и размеры. М.: НИИинформтяжмаш, 1971. 15 с.
3. **Александров М. П., Ивашков И. И., Казак С. А.** Расчеты крановых механизмов и их деталей / Под ред. Р. А. Лалаянца. М.: ВНИИПТМаш, 1993. Т. 1. 187 с.
4. **Ермоленко В. А.** Расчет механизмов грузоподъемных машин. М.: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2013. 92 с.
5. **ИСО 4301/1—86.** Краны и подъемные устройства. Классификация. Часть 1. Общие положения. М.: Изд-во стандартов, 1987. 12 с.
6. **ВНИИПТМаш.** Отчет по теме "Исследование гамма-процентных ресурсов элементов крановых механизмов". Арх. № 2944 НИ, 1977.
7. **Безопасная** эксплуатация, контроль и браковка крановых канатов / М. Н. Хальфин, Б. Ф. Иванов, А. А. Короткий и др. Новочеркасск: Новочеркасский ГУ, 1995. 184 с.
8. **Редукторы** и мотор-редукторы. Каталог. Часть 1 / Сост. М. Л. Жмылевская. М.: ИФК "Каталог", 1990. 75 с.
9. **РТМ 24.090.21—76.** Краны грузоподъемные. Барабаны канатные. Метод расчета. М.: НИИинформтяжмаш, 1978. 23 с.
10. **Яуре А. Г., Певзнер Е. М.** Крановый электропривод: Справочник. М.: Энергоатомиздат, 1988. 344 с.
11. **Ермоленко В. А., Витчук П. В.** Особенности расчета показателей надежности грузоподъемных машин // Надежность. 2016. № 2 (57). С. 20—25.
12. **Александров М. П.** Тормоза подъемно-транспортных машин. М.: Машиностроение, 1976. 383 с.
13. **Подъемно-транспортные** машины. Атлас конструкций / М. П. Александров, Д. Н. Решетов, Б. А. Байков и др.; Под. ред. М. П. Александрова. М.: Машиностроение, 1987. 122 с.
14. **Официальный** сайт ООО НПП "Подъемтранссервис" URL: http://www.npp-pts.ru/ (дата обращения 10.04.2017).

УДК 62-233.27:532.52

В. Н. РАЖИКОВ, д-р техн. наук, С. А. ХОЛОПОВ (БГТУ им. Д. Ф. Устинова, г. Санкт-Петербург),
А. В. ЛЕКАНОВ, канд. техн. наук (АО "ИСС", г. Красноярск), e-mail: VladNikRag@mail.ru

Оценка параметров эластогидродинамического смазывания радиально-упорных подшипников[1]

Выполнены расчет процесса смазывания и оценка числа деформированных пластически микронеровностей сопрягаемых поверхностей в шариковых подшипниках качения при использовании маловязкого смазочного материала. Даны рекомендации по повышению долговечности данных подшипников.

Ключевые слова: шариковый подшипник качения, сопрягаемые поверхности, эластогидродинамическое смазывание, пластическая деформация, микронеровности поверхности.

The calculation of the lubrication process and estimation of the number of plastically deformed microasperities of the mating surfaces in ball bearings are performed with the use of a low-viscosity lubricant. Recommendations are given to improve the durability of these bearings.

Keywords: ball bearing, mating surfaces, elastohydrodynamic lubrication, plastic deformation, surface microasperities.

Расчет и конструирование подшипников качения в герметических электронасосах связан со значительными трудностями, так как требования к высокой надежности и долговечности подшипников необходимо обеспечить при использовании в качестве смазочного материала маловязкой жидкости, являющейся рабочей средой. Работоспособность подшипников качения в этом случае зависит от надежности разделения рабочих поверхностей смазочной пленкой [1]. Эксплуатация герметичных электронасосов показывает, что при правильно подобранных режимах подшипники могут непрерывно работать очень долго — десятки лет.

Эффективный смазочный слой в подшипниках качения зависит от состояния сопряженных поверхностей, показателей свойств смазочного материала, его количества и режимов работы. Так как в шариковых подшипниках начальное касание номинальных сопряженных поверхностей тел качения с кольцами происходит в точке, то даже при воздействии небольших внешних сил имеют место значительные деформации поверхностей. Поэтому оценка толщины смазочного слоя в данных подшипниках сводится к эластогидродинамической задаче смазывания, в которой кроме течения смазочного материала в зоне контакта шарика и кольца должны учитываться деформации взаимодействующих подшипников и поверхностей. Как правило, для шариковых подшипников качения требуется решение пространственной деформационной и гидродинамической задач [2]. Однако во многих случаях задачу можно упростить, сведя к решению плоской эластогидродинамической задачи.

Рассмотрим в качестве примера радиальный шариковый подшипник 25—26. Его параметры: средний диаметр подшипника d_m = 12,5 мм, диаметр тела качения D_w = 3,97 мм, начальный угол контакта α_0 = 12,48°, отношения радиусов желоба наружного и внутреннего колец к диаметру тела качения равны и составляют $f_н = f_в = 0{,}52$. Расчет эллипса деформации между телом качения и внутренним кольцом подшипника показал, что отношение полуоси деформационного эллипса в направлении оси подшипника на порядок превышает полуось деформационного эллипса в направлении движения тела качения: $\varepsilon = a/b = 10{,}15$ (рис. 1), что позволяет течение смазочного материала считать плоским. При этом погрешность расчета, связанная с заменой пространственного течения смазочного материала, не превышает 3÷5 % [3].

При решении эластогидродинамической задачи смазывания в шариковых подшипниках качения принимали следующие допущения: течение смазочного материала ламинарное; смазочный материал прилипает к сопряженным поверхностям; кривизной смазочного слоя, капиллярными силами, силами тяжести и инерции можно пренебречь; считаем смазочный материал несжимаемым; не

[1] Работа выполнена при финансовой поддержке Министерства образования и науки РФ (соглашение № 14.577.21.0270, уникальный номер проекта RFMEFI57717X0270).

учитываем изменение давления и вязкости смазочного материала в поперечном сечении смазочного слоя; движение смазочного материала считаем установившимся. Кроме этого, принимаем следующее: сопряженные поверхности в недеформированном состоянии не имеют погрешностей формы и являются абсолютно гладкими; на границах области трения давление равно нулю; вязкость смазочного материала принимаем при некоторой средней температуре, т. е. задачу гидродинамического течения смазочного материала рассматриваем как изотермическую. Полагаем также, что вязкость смазочного материала в зависимости от давления подчиняется закону Барруса.

Движение шарика по беговым дорожкам в радиальном и радиально-упорном подшипниках сопровождается различного вида проскальзываниями, связанными с перекатыванием тел качения, кинематическим верчением, сопровождающим переход тела качения из нагруженной зоны в ненагруженную, и с возможным воздействием гироскопического момента. При решении эластогидродинамической задачи для подшипников качения, как правило, данными проскальзываниями пренебрегают.

При воздействии радиальной нагрузки на подшипник силы между телами качения распределяются неравномерно, поэтому разные шарики находятся в разных условиях смазывания. Поэтому при оценке состояния смазочного материала подшипника рассматривается наиболее нагруженная зона контакта тела качения с внутренним кольцом подшипника, так как в этой зоне условия смазывания наихудшие.

Для оценки состояния эластогидродинамической смазочной пленки в подшипниках качения в работах [4, 5] рекомендуется применять упрощенную зависимость, вытекающую из уравнения Доусона—Хиггинсона [6]. В предлагаемой оценке условий смазывания воспользуемся более точным методом решения эластогидродинамической задачи, предложенным в работе [3], который основан на совместном решении уравнений, описывающих деформацию и гидродинамическое течение смазочного материала.

При анализе течения смазочного материала для оценки скоростей в зоне контакта используем метод остановки сепаратора, обеспечив вращение подшипника в противоположном направлении с угловой скоростью ω_h (рис. 2).

Введем систему координат xyz (рис. 3), в которой ось x направлена по направлению окружных скоростей U_a и U_b, ось y — по оси подшипника, а ось z направлена перпендикулярно к течению смазочного слоя.

При переходе к безразмерным параметрам с учетом вышеприведенных допущений расчет эластогидродинамического смазывания в подшипнике

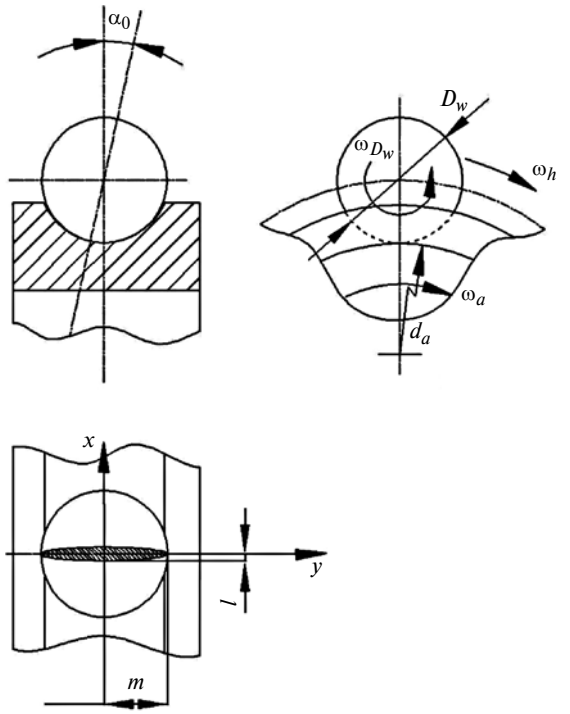


Рис. 1. Схема взаимодействия тела качения с внутренним кольцом подшипника

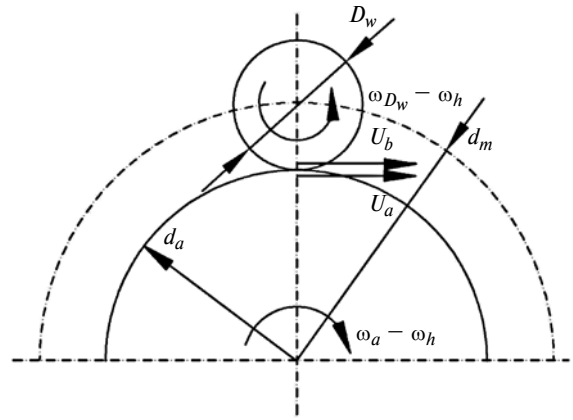


Рис. 2. Схема скоростей в шариковом радиально-упорном подшипнике

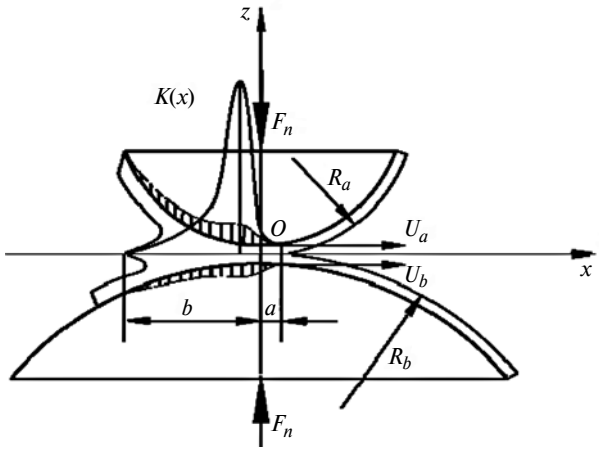


Рис. 3. Схема работы трибологического узла и введенная система координат

качения на первом этапе сводится к совместному решению системы уравнений [3]

$$\left.\begin{aligned} \frac{\partial K(x)}{\partial x} &= \frac{1-H}{H^3}\mathrm{e}^{BnK(x)}; \\ H(x) &= 1-a^2+x^2+CK(x). \end{aligned}\right\} \quad (1)$$

Здесь $K(x)$ — относительное давление (безразмерная величина) в контакте сопряженных поверхностей; $H(x)$ — относительный зазор между деформированными поверхностями шарика и кольца; C — коэффициент деформации контактирующих поверхностей; n — пьезокоэффициент вязкости смазочного материала; x — координата течения смазочного материала между телом качения и дорожкой кольца; a — координата точки обрыва смазочного слоя, в которой при $x = a$ и $H(x) = 1$ имеет место равенство $\frac{\partial K(x)}{\partial x} = K(x) = 0$.

Для перевода относительных величин K, H и x в размерные K_0, h и X используем выражения: $K_0 = KB$; $h = Hh_0$; $X = xB_1$; $C = \frac{A'B}{Eh_0}$. Здесь $B_1 = \sqrt{\frac{2h_0}{(\lambda_a+\lambda_b)}}$, где h_0 — толщина смазочной пленки в месте обрыва смазочного слоя ($x = a$); $\lambda_a = \frac{1}{R_a}$ и $\lambda_b = \frac{1}{R_b}$ — кривизны поверхностей соответственно шарика и беговой дорожки подшипника в зоне контакта; $B = \frac{6\mu_0(U_a+U_b)B_1}{h_0^2}$, где μ_0 — динамическая вязкость смазочного материала при нормальном давлении и установившейся средней температуре; U_a и U_b — скорости сопряженных поверхностей тела качения и дорожки кольца в зоне контакта; E — приведенный модуль упругости взаимодействующих поверхностей; A' — коэффициент пропорциональности.

Далее выполняем уточненный расчет, при котором в качестве первого приближения принимаем решение системы уравнений (1).

Система уравнений уточненного расчета:

$$\left.\begin{aligned} \frac{\partial K(x)}{\partial x} &= \frac{1-Y}{Y^3}\mathrm{e}^{BnK(x)}; \\ Y(x) &= 1-a^2+x^2+10^3D\times \\ &\times\int_a^b \ln\frac{(t-x)^{t-x}}{(t-a)^{t-a}}\frac{1-H(t)}{H(t)^3}\frac{1}{BnK(t)}\mathrm{d}t. \end{aligned}\right\} \quad (2)$$

Второе уравнение в системе (2) вытекает из решения деформаций поверхностей в зоне контакта сопряженных поверхностей по теории упругости. В это уравнение введена вспомогательная переменная t.

Для определения постоянной D используем зависимость $D = \frac{4BB_1}{\pi Eh_0}$.

Исходные данные для расчета: $R_a = 1{,}985 \cdot 10^{-3}$ м; $R_b = 4{,}498 \cdot 10^{-3}$ м; $\alpha_0 = 12{,}48°$; $U_a = U_b = 1{,}775$ м/с; $E = 2{,}1 \cdot 10^{11}$ Па; $\mu_0 = 5{,}680 \cdot 10^{-4}$ Па · с; $t = 20$ °С; $n = 2{,}5 \cdot 10^{-8}$ Па$^{-1}$. Смазочный материал — ЛЗТК2.

Задав расчетное значение h_0, одновременно решаем уравнения гидродинамики и деформации, строим эпюру гидродинамического давления подбором границ области трения. Полученную эпюру интегрируем для определения уравновешивающей ее нормальной силы. При несовпадении с заданной нагрузкой корректируем h_0 и повторяем вычисления.

Решение проводили при имитации избыточного подвода смазочного материала в подшипник. В этом случае начало зоны гидродинамического течения в соответствии с граничными условиями, введенными О. Рейнольдсом, определяется как $x = -\infty$. Исследования показали, что в рассматриваемом случае достаточно принять $x = b = -7{,}5$.

Эластогидродинамическую задачу решали двумя вариантами, которые соответствовали разным конструктивным исполнениям подшипниковых узлов. В одном случае подшипник работал как радиально-упорный, при этом внешняя нормальная сила в контакте составляла $F_н = 8$ Н, в другом случае подшипник был радиальным, $F_н = 1$ Н. Решения представлены на рис. 4 и 5.

Исследования показали, что при $F_н = 8$ Н расчетная минимальная толщина смазочной пленки составляет $h_0 = 0{,}012$ мкм, а при $F_н = 1$ Н имеем $h_0 = 0{,}025$ мкм. Для данных режимов критерий Герси—Штрибека соответственно $\Lambda_1 = \frac{h_0}{R_{ae}} = \frac{0{,}012}{0{,}057} = 0{,}210$ и $\Lambda_2 = 0{,}439$, где $R_{ae} = 0{,}057$ мкм — приведенное среднеарифметическое отклонение высот микронеровностей взаимодействующих поверхностей подшипника. Полученные значения Λ указывают на то, что в обоих случаях в зоне контакта шарика и дорожки качения внутреннего кольца подшипника имеет место частичное эластогидродинамическое смазывание, при котором, наряду с образованием гидродинамического смазочного слоя, происходит взаимодействие выступов микронеровностей. С учетом вышеизложенного долговечность подшипника будет в большей степени зависеть от качества рабочих поверхностей, а именно от твердости и параметров микрорельефа.

Расчеты показали, что если использовать в качестве смазочного материала, например, прибор-

ное масло МП605 с кинематической вязкостью при нормальной температуре $\upsilon \approx 75$ мм^2/с, что в 100 раз больше, чем у ЛЗТК2 ($\upsilon \approx 0{,}74$ мм^2/с), то расчетная минимальная толщина смазочной пленки будет $h_0 = 0{,}430$ мкм, а критерий Герси—Штрибека составит $\Lambda = 7{,}544$ (рис. 6). Следовательно, режим смазывания в этом случае происходит при полном разделении поверхностей подшипника смазочной пленкой и долговечность подшипника практически не зависит от свойств поверхностей.

Таким образом, причиной малой толщины смазочной пленки, разделяющей трущиеся поверхности подшипника, является низкая вязкость смазочного материала.

Рассмотрим влияние твердости и параметров микрорельефа поверхностей подшипника на повреждаемость. Для этого воспользуемся математическим аппаратом, представленным в работе [7]. Трущиеся поверхности подшипника всегда шероховатые и фактический их контакт представляет собой множество дискретных зон.

При расчетах модель взаимодействия двух шероховатых поверхностей часто представляют в упрощенном виде, в котором эквивалентная шероховатая поверхность контактирует с абсолютно гладкой плоскостью [7] (рис. 7). Микронеровности эквивалентной поверхности представляют в виде сфер с вершинами постоянного радиуса $\beta_{эк}$. Функция распределения высот микронеровностей $\varphi(z)$ отсчитывается от начальной плоскости.

Будем полагать, что распределение вершин микронеровностей поверхностей подчиняется нормальному закону.

Эквивалентная шероховатая поверхность в принятой модели характеризуется тремя параметрами: числом $N_{эк}$ микронеровностей на единице площади поверхности, радиусом $\beta_{эк}$ вершин микронеровностей и дисперсией $\sigma_{эк}$ высот вершин микронеровностей.

Пусть средняя высота вершин микронеровностей отстоит от гладкой поверхности на расстоянии d_e. В этом случае контакт микронеровностей будет иметь место, если высота неровности от средней плоскости превышает d_e. В результате число контактов на единице площади поверхности составит:

$$n = N_{эк} \int_{d_e}^{\infty} \varphi(z)\mathrm{d}z.$$

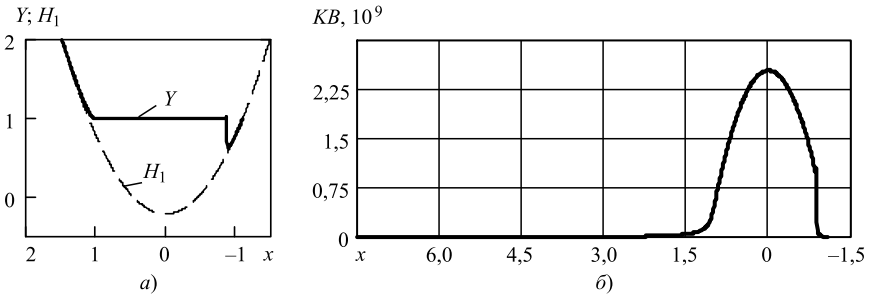


Рис. 4. Расчетные эпюры гидродинамического давления (*а*) и деформации (*б*) подшипника 25—26 ЮТП при $F_н$ = 8 Н и смазочном материале ЛЗТК2:

$K(x)B$ — гидродинамическое давление, Па; $H_1(x)$ и $Y(x)$ — эквивалентные соответственно недеформированная и деформированная поверхности шарика и внутреннего кольца подшипника

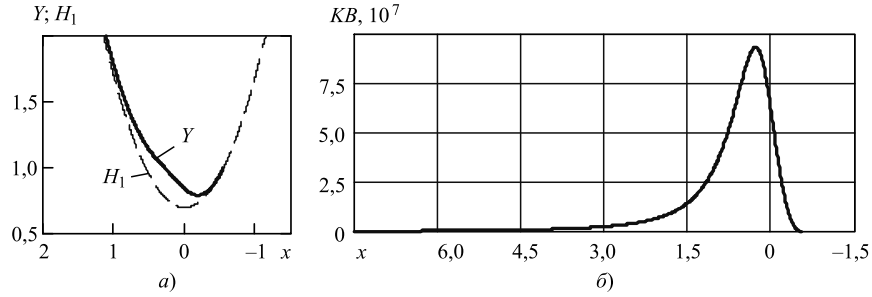


Рис. 5. Расчетные эпюры гидродинамического давления (*а*) и деформации (*б*) подшипника 25—26 ЮТП при $F_н$ = 1 Н и смазочном материале ЛЗТК2

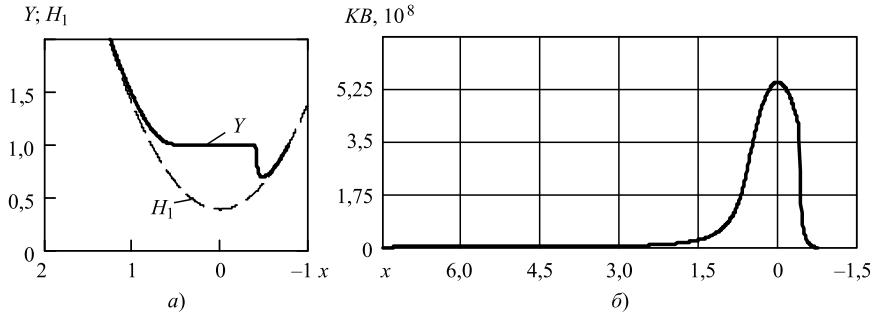


Рис. 6. Расчетные эпюры гидродинамического давления (*а*) и деформации (*б*) подшипника 25—26 ЮТП при $F_н$ = 8 Н и смазочном материале МП605

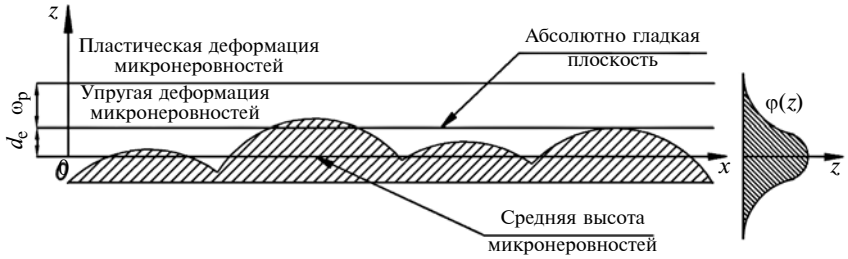


Рис. 7. Схема взаимодействия эквивалентной шероховатой и гладкой поверхностей и распределение $\varphi(z)$ значений высот неровностей

Высота z отдельной микронеровности при контакте уменьшается на величину $\omega = z - d_e$, при этом площадь отдельного контакта составит:

$$A_i = \pi\beta_{эк}\omega.$$

Силу, действующую на поверхности контакта, находим по формуле

$$F_i = \frac{2}{3} E_{пр}\beta_{эк}^{1/2}\omega^{3/2}.$$

Общее давление, воспринимаемое микронеровностями, составит:

$$p_a = \frac{2}{3} N_{эк}E_{пр}\beta_{эк}^{1/2}\int_{d_e}^{\infty}(z - d_e)^{3/2}\varphi(z)\mathrm{d}z.$$

Если распределение высот микронеровностей подчиняется нормальному закону с дисперсией $\sigma_{эк}$, то введя обозначение

$$\Phi_k(u) = \frac{1}{2\pi}\int_u^{\infty}(t - u)^k \mathrm{e}^{-t^2/2}\,\mathrm{d}t,$$

получим:

$$n = N_{эк}\Phi_0(d_e/\sigma_{эк});$$

$$p_a = \frac{2}{3} E_{пр}(N_{эк}\beta_{эк}\sigma_{эк})(\sigma_{эк}/\beta_{эк})^{1/2}\Phi_{3/2}(d_e/\sigma_{эк}).$$

Повреждаемость сопряженных поверхностей зависит от пластической деформации в зоне контакта. Фактическое давление на отдельную микронеровность составит:

$$p_i = \frac{F_i}{A_i} = \frac{2}{3\pi} E_{пр}\beta_{эк}^{-1/2}\omega^{1/2}.$$

Проведенные исследования показали, что сферическая микронеровность проходит свою первую точку течения при $p_i = 0{,}4H$, где H — твердость материала. Таким образом, находим сближение ω_p неровностей, при котором происходит начало пластического течения материала:

$$\omega_p \approx 4\beta_{эк}(H/E_{пр})^2. \qquad (3)$$

Разделив обе части уравнения (3) на дисперсию $\sigma_{эк}$, характеризующую распределение высот микронеровности сопряженных поверхностей, получим выражение

$$\frac{\omega_p}{\sigma_{эк}} = \left(\frac{\beta_{эк}}{\sigma_{эк}}\right)\left(H/\left(\frac{1}{2}E_{пр}\right)\right)^2 = \frac{1}{\psi^2},$$

где ψ — индекс пластичности; чем больше ψ, тем меньше твердость материала.

Отсюда следует, что при $\omega_p = h$ микронеровности, у которых высота z больше, чем $(h + \omega_p)$ будут испытывать пластическую деформацию, при этом число таких микронеровностей составит:

$$n_p = N_{эк}\int_{h+\omega_p}^{\infty}\varphi(z)\mathrm{d}z = N_{эк}\Phi_0\left(\frac{h}{\sigma_{эк}} + \frac{\omega_p}{\sigma_{эк}}\right). \qquad (4)$$

Из выражения (4) следует, что для мягких шероховатых поверхностей ψ велико, а слагаемое $\omega_p/\sigma_{эк}$ мало по сравнению с $h/\sigma_{эк}$, поэтому число пластически деформированных высот рельефа определяется, в основном, сближением поверхностей. У закаленных материалов показатель ψ имеет малые величины, т. е. отношение $\omega_p/\sigma_{эк}$ имеет большую величину, поэтому число пластически деформированных выступов будет определяться твердостью материалов и параметрами микрорельефа поверхностей и мало зависеть от сближения.

Из выражения (4) вытекает отношение числа пластически деформированных микронеровностей к общему их числу:

$$\xi = \frac{n_p}{N_{эк}} = \int_{h+\omega_p}^{\infty}\varphi(z)\mathrm{d}z = \Phi_0\left(\frac{h}{\sigma_{эк}} + \frac{\omega_p}{\sigma_{эк}}\right).$$

Рассмотрим отношение $\frac{n_p}{N_{эк}}$ — для подшипника качения 25—26 из стали 95Х18, закаленной до твердости 62÷65 *HRC*, на разных режимах его работы со смазочным материалом ЛЗТК2. С учетом механических показателей данной стали [8] и, зная параметры микрорельефа взаимодействующих поверхностей подшипника, определим индекс пластичности:

$$\psi = \frac{E_{пр}}{2H}\sqrt{\frac{\sigma_{эк}}{\beta_{эк}}},$$

и используем его для определения относительного числа пластически деформированных микронеровностей. Результаты расчетов сведены в таблицу.

Полученные результаты показывают, что относительное число пластически деформированных микронеровностей поверхностей подшипника, характеризующих их повреждаемость, существенно зависит от высоты микронеровностей взаимодействующих поверхностей подшипника и определяет его долговечность.

Таким образом, ресурс подшипника зависит от твердости материала и параметров шероховатости контактирующих поверхностей. Следовательно, для повышения долговечности подшипников целесообразно применять технологическую операцию,

$F_н$, Н	h_0, мкм	ψ	$Ra_1 = Ra_2$, мкм	ξ
8,0	0,012	0,646	0,08	$6{,}189 \cdot 10^{-3}$
		0,565	0,07	$5{,}779 \cdot 10^{-4}$
		0,485	0,06	$5{,}427 \cdot 10^{-6}$
		0,404	0,05	$1{,}477 \cdot 10^{-10}$
1,0	0,025	0,646	0,08	$4{,}447 \cdot 10^{-3}$
		0,565	0,07	$3{,}613 \cdot 10^{-4}$
		0,485	0,06	$2{,}649 \cdot 10^{-6}$
		0,404	0,05	$4{,}434 \cdot 10^{-11}$

УДК 621.121

Н. К. САНАЕВ, В. П. ТЫНЯНСКИЙ, кандидаты технических наук (Дагестанский ГТУ, г. Махачкала),
e-mail: nurik909@mail.ru

Определение методом ранговой корреляции значимых факторов, влияющих на изнашивание деталей цилиндропоршневой группы

Экспериментальными исследованиями и методом ранговой корреляции установлены значимые факторы, влияющие на износостойкость деталей цилиндропоршневой группы. Установлено, что при эксплуатации данного узла вибрации значительно повышают интенсивность его изнашивания.

Ключевые слова: цилиндропоршневая группа, втулка цилиндра, изнашивание, трение, вибрация, метод ранговой корреляции, факторы.

By experimental studies and the method of rank correlation the significant factors influencing on the wear resistance of the cylinder-piston group parts are determined. It is determined, that during the apperat,on of this unit, vibrations significantly increase the intensity of its wear.

Keywords: cylinder-piston group, cylinder sleeve, wear friction vibration, rank correlation method, factors.

Детали цилиндропоршневой группы (ЦПГ) относятся к наиболее ответственным элементам, так как при эксплуатации испытывают значительные нагрузки. Исследования судовых малоразмерных дизелей 4Ч8,5/11 и 4Ч9,5/11, имеющих компоновочную схему с вертикальным рядным расположением цилиндров, показали, что в ЦПГ на трение расходуется 55÷65 % работы. Кроме того, безремонтный ресурс цилиндра определяет безремонтный ресурс двигателя.

Изнашивание сопряжения цилиндр—кольцо—поршень зависит от множества факторов, бóльшая часть из них относится к технологическим показателям, значимость которых не одинаковая. На сегодняшний день имеется большой объем данных по технологическим показателям ЦПГ, однако определить наиболее значимые из них не просто. При выборе значимых факторов для сопряжения цилиндр—кольцо—поршень было принято использовать метод ранговой корреляции (априорное ранжирование).

Метод ранговой корреляции факторов является модификацией метода Делфи [1], который отличается высокой объективностью, так как учитывает не только отдельные мнения экспертов, а и согласованность суждения коллектива.

Для оценки изнашивания сопряжения цилиндр—кольцо—поршень было предложено рассматривать технологические показатели, которые в большей степени оказывают влияние на данный процесс, так как результат исследования во многом зависит от выбора значимых факторов.

Для установления значимых технологических показателей, влияющих на износостойкость данного сопряжения, были выбраны следующие факторы (нумерация произвольная):

X_1 — микрогеометрия сопряженных поверхностей;

X_2 — показатель фреттинг-коррозии;

(Окончание статьи. Начало см. на стр. 52)

повышающую чистоту их сопряженных поверхностей, например прикатку.

При эксплуатации подшипника качения вследствие изнашивания в смазочном материале накапливаются загрязнения, которые значительно снижают его ресурс. Поэтому необходимо обеспечивать циркуляцию смазочного материала, т. е. рабочей среды, по каналам смазочной системы электродвигателя.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **ГОСТ 18855—2013. ISO 281:2007.** Подшипники качения: Динамическая грузоподъемность и номинальный ресурс. 56 с.

2. **Капица П. Л.** Гидродинамическая теория смазки при качении // Журнал технической физики. 1955. Т. XXV. Вып. 4. С. 747—762.

3. **Коднир Д. С.** Контактная гидродинамика смазки деталей машин. М.: Машиностроение, 1976. 304 с.

4. **Расчет** и выбор подшипников качения. Справочник / Н. А. Спицин, Б. А. Яхин, В. Н. Перегудов, И. М. Забулонов. М.: Машиностроение, 1974. 56 с.

5. **Справочник** по триботехнике: Т. 2: Смазочные материалы, техника смазки, опоры скольжения и качения / Под общ. ред. М. Хебды, А. В. Чичинадзе. М.: Машиностроение, 1990. 411 с.

6. **Dowson D., Higginson G. R.** Elastodynamic Lubrication. London. Pergamon Press, 1966. 235 с.

7. **Johnson K. L., Greenwood J. A., Poon S. Y.** A Simple Theory of Asperity Contact in Elastohydrodynamic Lubrication // Wear. Vol. 19. 1972. P. 91—108.

8. **Стали** и сплавы. Марочник: Справочное издание / Под ред. В. Г. Сорокина, М. А. Гервасьева. М.: Интермет Инжиниринг, 2001. 608 с.

X_3 — коэффициент трения;

X_4 — используемый смазочный материал;

X_5 — относительная скорость скольжения трущихся поверхностей;

X_6 — наличие эрозии;

X_7 — коэффициент взаимного перекрытия;

X_8 — макрогеометрия (овальность) сопряженных поверхностей;

X_9 — материал сопрягаемых деталей;

X_{10} — обработка поверхностей трения;

X_{11} — конструктивная форма;

X_{12} — наличие вибрации;

X_{13} — наличие конусности;

X_{14} — наличие кавитации.

Заметим, что к значимым технологическим показателям был отнесен редко встречающийся в публикациях об исследованиях трибологических сопряжений, но признанный влияющим на их изнашивание, такой фактор, как неуправляемая вибрация. Косвенным доказательством влияния вибрации на изнашивание является тот факт, что при испытаниях дизелей интенсивность изнашивания цилиндровых втулок при неустановившемся режиме работы, т. е. при повышенной вибрации, в 3—5 раз выше, чем при установившемся режиме [2].

Выбранные факторы (13 технологических и один конструктивный) были предложены для анализа группе экспертов, в которую входили по два человека из четырех отделов: конструкторского, технологического, испытательной лаборатории, сборочного цеха.

Каждый эксперт распределял факторы по их значимости, присваивая каждому фактору определенный ранг (один и тот же ранг может быть присвоен нескольким факторам). Присвоенные ранги от всех экспертов по каждому фактору суммировали. Так, для фактора X_1 получили сумму рангов:

$$\sum_{j=1}^{m} a_{ij} = 14 + 14 + 10 + 9 + 12 + 11 + 8 + 10 = 88,$$

для фактора X_2 она составила 97 и т. д.

Средний суммарный ранг определяется по формуле

$$T = \frac{\sum_{i=1}^{n}\sum_{j=1}^{m} a_{ij}}{n},$$

где $n = 14$ — число факторов; $m = 8$ — число экспертов.

Используя данные таблицы, получим:

$$T = (88 + 97 + 62 + 63 + 17{,}5 + 89 + 102 + 19{,}5 + 11 + 49 + 98 + 61 + 50 + 80)/14 = 63{,}36 \approx 63.$$

Далее определим отклонения Δ_i сумм рангов от среднего суммарного ранга. Например, для фактора X_1 отклонение Δ_i составит:

$$\Delta_i = \sum_{j=1}^{m} a_{ij} - T = 25.$$

Далее для экспертной оценки и определения согласованности мнений экспертов определим коэффициент $\hat{W}$ конкордации — числовое выражение общего мнения, который должен находиться в пределах $0 < \hat{W} < 1$. Коэффициент конкордации рассчитывают по формуле Кендалла:

$$\hat{W} = \frac{12\sum_{1}^{14}\Delta i^2}{m^2(n^3 - n)} = 0{,}86.$$

Так как $\hat{W} = 0{,}86 < 1$, то можно считать, что есть согласованность мнений экспертов.

Проверить нулевую гипотезу, когда мнения экспертов не согласуются, можно с помощью крите-

Матрица рангов

Факторы	Решения экспертов								$\sum_{j=1}^{m} a_{ij}$	Δ_i	Δ_i^2
	1	2	3	4	5	6	7	8			
X_1	14	14	10	9	12	11	8	10	88	25	625
X_2	13	14	14	10	11	13	10	12	97	34	1156
X_3	5	7	8	11	6	5	10	10	62	−1	1
X_4	6	6	9	13	8	7	9	5	63	0	0
X_5	2	2	1,5	2,5	2	3	1,5	3	17,5	45,5	2070
X_6	14	11	14	10	10	9	8	13	89	26	676
X_7	14	13	12	14	11	10	14	14	102	39	1521
X_8	3	3	1,5	2	3	2	3	2	19,5	43,5	1890
X_9	1	2	1	2,5	1	1	1,5	1	11	52	2704
X_{10}	6	8	4	4	7	6	7	7	49	14	196
X_{11}	13	13	14	12	14	10	10	12	98	35	1225
X_{12}	5	5	6	10	12	11	8	4	61	−2	4
X_{13}	6	7	4	5	6	8	5	9	50	−13	169
X_{14}	10	11	8	9	14	10	7	11	80	17	289

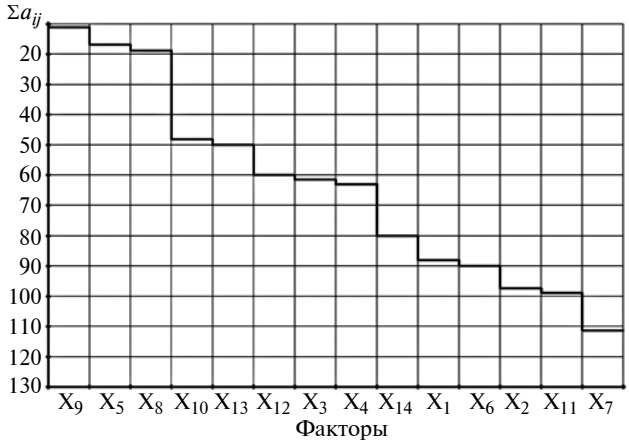


Рис. 1. Ступенчатая диаграмма в соответствии с ранговой корреляцией факторов

рия согласия Пирсона X^2. Для этого для X_1 вычисляем эмпирическое значение $\hat{X}^2 = m(n-1)\hat{W} = 8 \cdot 13 \cdot 0{,}86 = 89{,}44$ и сравниваем его с критическим критерием X^2 для степени свободы $n - 1 = 13$ и значимости $\alpha = 0{,}05$: $\hat{X}$ 0,05:13 = 22,4. Так как $X^2 = 89{,}5 > 22{,}4$, то можно утверждать, что при ранжировании имеет место высокая согласованность мнений экспертов.

Полученные данные по ранговой корреляции (см. таблицу) представили в виде ступенчатой диаграммы (рис. 1).

Все рассматриваемые факторы по среднему суммарному рангу можно разделить на три группы: факторы X_9, X_5 и X_8 с $\Sigma a_{ij} = 11/19{,}5$, которые оказывают решающие влияния; факторы X_{10}, X_{13}, X_{12}, X_3 и X_4 с $\Sigma a_{ij} = 49/63$, оказывающие существенные влияния; факторы X_{14} X_1 X_6 X_2 X_4 X_{11} и X_7 являются несущественными. Чем меньше Σa_{ij}, тем больше значимость фактора.

При оценке использовали метод одноступенчатого информированного индуктивного суждения, который является модификацией метода Делфи [3] и имеет существенные преимущества относительно таких традиционных методов, как методы случайного баланса и Плеккента—Бормаца [4], так как учитывает не только мнение каждого эксперта, а и совместное коллективное суждение, которое формируется в ходе дискуссии. Это позволяет найти компромиссное решение с учетом разных суждений и синтезировать подход к выбору значимых параметров.

В результате к решающим факторам отнесли: материал сопряженных деталей, относительную скорость скольжения трущихся поверхностей и их макрогеометрию. На данном этапе обсуждений разногласий не было.

Группу существенных факторов составили: коэффициент взаимного перекрытия, конусность, вибрация, коэффициент трения, смазочный материал.

К менее значимым факторам отнесли: кавитацию, микрогеометрию сопряженных поверхностей, эрозию, фреттинг-коррозию, смазочный материал и способ обработки поверхностей трения.

При обсуждении второй и третьей групп факторов мнения экспертов относительно значимости вибрации и микрогеометрии были разными. Установлено, что в начальном состоянии сопрягаемые поверхности имели параметр шероховатости $Ra = 2{,}50 \div 1{,}25$ мкм, а после приработки, которая продолжалась 100 ч, он составил $Ra = 0{,}63 \div 0{,}32$ мкм [6].

Дискуссию вызвало обсуждение влияния вибрации. У современных дизелей наблюдается среднечастотная вибрация (40÷120 Гц), обусловленная в основном их внешней и внутренней неуравновешенностями. Практика показывает, что повышение частоты вращения коленчатого вала ДВС сопровождается ростом амплитуды средне- и высокочастотных составляющих вибрации.

Влияние вибрации на изнашивание исследуемого сопряжения подтвердили эксперименты измерением виброшумовых характеристик на виброакустическом стенде с использованием технологической рамы с генератором П62М. Измерения выполняли заводской аппаратурой 00017, PSJ202, OF-101, ПИ-1, основным элементом которой является виброакселерометр, преобразующий высокочастотные механические колебания и ударные импульсы в электрические сигналы, при этом осуществляется частотное разделение сигналов полосовыми фильтрами. В данном виброакселерометре использовали узкополосные третьоктавные фильтры.

На рис. 2 приведены зависимости уровня шума (звукового давления) N и виброскорости L_v от среднегеометрической частоты $f_{ср}$ в октавной полосе. Шкала абсциссы разбита на 10 октав (интервалы частот, в которых наибольшая частота в 2 раза превышает наименьшую частоту). Среднегеометрическая частота определяется как $f_{ср} = \sqrt{f_1 f_2}$, где f_1 и f_2 — низшая и высшая частоты пропускания фильтра. Анализ экспериментальных зависимостей показал, что уровень вибрации вблизи ЦПГ может составлять 50 Гц при общем уровне шума $N = 3$ дб.

Для определения влияния вибрации на изнашивание втулки проводили эксперименты на безвибрационном и вибрационном режимах на установке конструкции Института физики ДНЦ РАН, которая обеспечивает возвратно-поступательное движение поршня с ходом 10 мм. В зону трения капельным способом подавали смазочный материал М-19Г2 (ГОСТ 8581—78), применяемый в двигателях.

Для устранения вибрации под установкой размещали резиновые изоляторы. Частота вынужденных колебаний [7] составила $f = 33$ Гц при массе установки 120 кг и частоте вращения эксцентрико-

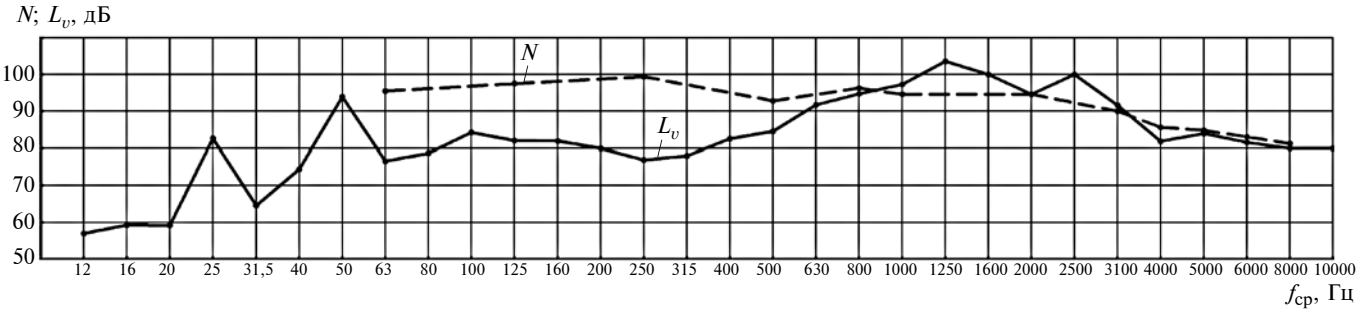


Рис. 2. Зависимости уровня шума (звукового давления) *N* и виброскорости L_v от частоты $f_{ср}$ в октавных полосах

вого вала $n = 1000$ мин$^{-1}$. При этом частота собственных колебаний составляла $f_0 = 11$ Гц, т. е. в 3 раза меньше частоты вынужденных колебаний.

Полученной частоте собственных колебаний соответствует остаточная толщина осадка изоляторов $X_{ос} = 0{,}2$ см, которая снижает вибрации до 40 %. Поэтому было принято решение использовать резину ТМКЩ с пределом прочности $\sigma_в = 40$ Н и динамической твердостью по Шору $HB = 1000$ Н. Толщину изоляторов рассчитывали по формуле $h = X_{ос}HB/\sigma_в = 5$ см. Использовали шесть изоляторов. В режиме без вибрации установка работала 120 мин.

Износ втулки определяли по лунке. Данный метод является наиболее точным и широко используется при определении износов деталей ДВС. Алмазным резцом на внутренней поверхности втулки выполняют лунку и по ее размерам до и после испытания определяют износ. В качестве измерительного устройства использовали прибор УПОИ-6 (ОАО "Калибр").

Давление колец под действием собственных сил упругости составило $p_у = 18{,}1$ Па. Поверхность втулки обрабатывали на хонинговальном станке СС60763 алмазными брусками АСР 40/28—100СП1. Данная обработка обеспечила параметр шероховатости $Ra = 0{,}1$ мкм.

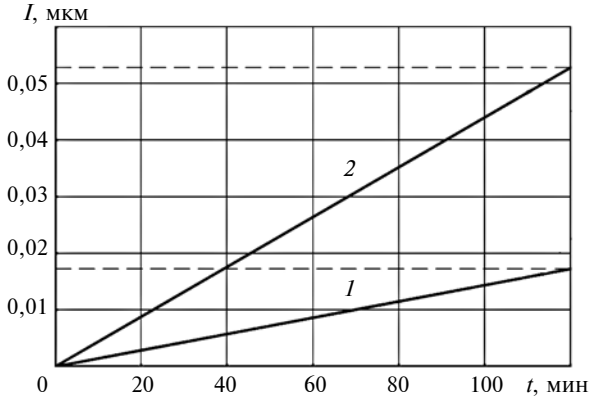


Рис. 3. Зависимости изменения износа *I* втулки цилиндра от времени *t* экспериментов без вибрации (*1*) и с вибрацией (*2*)

Для создания вынужденных колебаний использовали вибратор станка ВУ-25 [8]. В зоне блока цилиндров наблюдались вибрации третьоктавной частоты (50 Гц). Частота колебаний инерционного вибратора составляла 50 Гц с амплитудой колебания 1,5 мм. Модернизированный вибратор с вертикальной осью устанавливали с обратной стороны от установки. Вращение дисбалансного вала (с неуравновешенной массой) осуществляли отдельным электродвигателем мощностью 1,7 кВт. Колебания распространялись в направлении, перпендикулярном образующей втулке.

На рис. 3 приведены зависимости изменения износа *I* втулки цилиндра от времени для экспериментов с вибрацией и без нее. Установлено, что вибрации значительно повышают интенсивность изнашивания данного узла.

Таким образом, аналитическими и экспериментальными исследованиями определены инфлюэнтные факторы, влияющие на изнашивание трибологического сопряжения цилиндр—кольцо—поршень. Установлено, что наибольшее влияние на эксплуатацию данного узла оказывает вибрация.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Евланов Л. Г., Кутузов В. А.** Экспертные оценки в управлении. М.: Экономика, 1978. 133 с.
2. **Диагностика** автотранспортных двигателей / Под редакцией Н. С. Ждановского. Л.: Колос, 1977. 264 с.
3. **Научно-техническое** прогнозирование для промышленности и правительственных учреждений. М.: Прогресс, 1972. 269 с.
4. **Налимов В. В., Чернова Н. А.** Статистические методы планирования экспериментов. М.: Наука, 1965. 340 с.
5. **Stove R. A., Mauer R. P.** Efficient screening of process variables // Ind. Eng. Chemistr. 1966. N. 58. P. 36—40.
6. **Санаев Н. К., Тынянский В. П.** Оптимизация факторов, снижающих прорыв газа в ДВС, методом ранговой корреляции // Сборка в машиностроении, приборостроении. 2010. № 8. С. 36—39.
7. **Гладких П. А.** Борьба с вибрацией и шумом. М.: Машиностроение, 1966. 98 с.
8. **Вибрационные** станки для обработки деталей / А. П. Бабичев, В. Б. Трушин (еще один автор) и др. М.: Машиностроение, 1984. 168 с.

УДК 621.961.2.073

А. В. ФИЛИНА, канд. техн. наук (Орловский ГУ им. И. С. Тургенева),
А. Л. СЕМЕШИН, канд. техн. наук (ОГАУ им. Н. В. Парахина, г. Орел),
e-mail: anvlf@mail.ru

Расширение технологических возможностей конструкции штампов для получения заготовок

Рассмотрены возможности получения точных коротких заготовок из пруткового материала длиной меньше диаметра в штампе с осевым и радиальным дифференцированными сжатиями. Предложены новые конструкция отрезного штампа и система радиального зажима прутка.

Ключевые слова: прутковый материал, заготовка, резание, штамп.

The possibilities of obtaining precise short billets from bar material of the length less than a diameter in a stamp with axial and radial differentiated compressions are considered. A new design of a cutting die and a radial bar clamping system are proposed.

Keywords: bar stock, billet, cutoff, stamp.

Повышение качества выпускаемых изделий обусловливает повышение эффективности технологического оборудования. В машиностроении широко применяется такая безотходная металлообработка, как штамповка. Для получения максимально точных форм и размеров заготовок из сортового проката отделением части прутка сдвигом требуются штампы, исключающие образование заусенцев на получаемой заготовке и обеспечивающие минимальную овальность торцов и гладкую поверхность.

Разработка новой оснастки и экспериментальные исследования процессов отрезания коротких заготовок позволили выявить особенности пластического разделения материала и определить влияние технологических параметров резания на качество получаемых изделий.

Эффективные схемы и оснастки для получения точных коротких заготовок длиной меньше диаметра должны не только повышать качество заготовок, но и исключать налипание материала заготовки на инструмент.

В новом разработанном штампе это достигается снижением силы осевого упора. Кроме того, данная конструкция исключает возможность выталкивания прутка из устройства радиального зажима. Качество изделий, отрезаемых с помощью нового штампа, позволяет снизить суммарное усилие операции в результате уменьшения площади поперечного сечения заготовки.

Разработанный штамп предназначен для резки прутка фасонного профиля на заготовки предпочтительно в условиях крупносерийного и массового производства.

Существует штамп для резки пруткового материала на заготовки длиной меньше их диаметра [1], который включает в себя корпус с неподвижным ножом и системой радиального зажима прутка, состоящей из прижимной планки, буфера и плиты с упором, а также подвижный ползун с ножом и толкателем осевого сжатия заготовки. Причем на неподвижном ноже и на прижимной планке выполнены соосные ручьи с упорными поперечными серповидными выступами треугольного сечения, которые соответствуют поперечному сечению заготовки. Данная конструкция позволяет решить лишь одну задачу — получение заготовок круглого сечения длиной меньше диаметра, тогда как в заготовительном производстве нередко требуется резка прутков фасонного профиля. Так как для резки прутка фасонного профиля соосные ручьи ножей должны повторять форму прутка, то данное устройство не позволяет осуществлять поворот прутка фасонного профиля и резку заготовки от прутка без полного раскрытия ножей.

Устройство для резки прутка фасонного профиля (рис. 1) [2] должно обеспечить высокое качество отрезаемых заготовок и расширение технологических возможностей и сортамента заготовок.

Данное устройство содержит подвижный втулочный нож; толкатель осевого подпора; систему радиального зажима прутка, состоящую из неподвижного нижнего прижима, подвижного в вертикальном направлении верхнего прижима и вращательного устройства, которое выполнено в виде двух синхронно вращающихся полувтулок с соосными ручьями, соответствующими половине сечения фасонного профиля отрезаемого прутка с упорными поперечными треугольными выступами, расположенными на полувтулках с шагом, равным шагу подачи прутка.

На рис. 1 также показаны соосные ручьи полувтулок (см. сечение *Б—Б*) и сечение заготовки в зоне резания (см. сечение *А—А*).

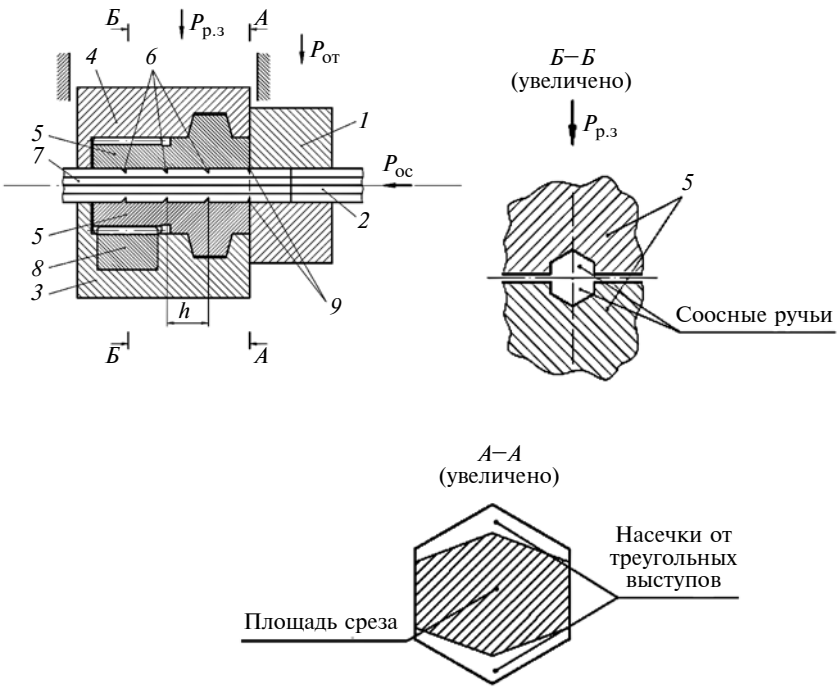


Рис. 1. Устройства для резки прутка фасонного профиля

Устройство для резки прутка фасонного профиля включает в себя подвижный втулочный нож *1*, толкатель осевого подпора *2* и систему радиального зажима прутка, состоящую из неподвижного нижнего прижима *3*, подвижного в вертикальном направлении верхнего прижима *4* и вращательного устройства *5*, выполненного в виде двух синхронно вращающихся полувтулок с соосными ручьями, соответствующими половине сечения фасонного профиля отрезаемого прутка, и упорными поперечными треугольными выступами *6*, расположенными на полувтулках с шагом, равным шагу подачи прутка.

Устройство работает следующим образом. Пруток *7* подают до режущей кромки *9* в устройство, состоящее из неподвижного нижнего (*3*) и подвижного верхнего (*4*) прижимов и вращательного устройства *5*. К верхнему подвижному прижиму прикладывают силу $P_{р.з}$ радиального зажима, упорные поперечные треугольные выступы *6* врезаются в заготовку, образуя насечки. Затем усилие радиального зажима снимают, отводят подвижный верхний прижим на высоту чуть больше двойной высоты насечки, заготовку протягивают в подвижный втулочный нож *1* на шаг подачи *h*. При этом насечка от последних треугольных выступов совмещается с режущей кромкой. Снова прикладывают силу $P_{р.з}$, при этом первая по ходу прутка пара треугольных выступов врезается в заготовку, а последующие выступы входят в насечки, полученные на предыдущем шаге. Далее через толкатель осевого подпора *2* к отрезаемой части заготовки прикладывают осевое усилие $P_{ос}$, создавая в зоне резания напряжения всестороннего сжатия.

Наличие синхронно вращающихся полувтулок в неподвижном нижнем и подвижном верхнем прижимах обеспечивают отрезание заготовки от прутка фасонного профиля.

Далее к заготовке прикладывают силу $P_{от}$ резания. Заготовка в результате сдвига отделяется. После удаления отрезанной заготовки подвижный нож возвращается в исходное положение. Подвижный верхний прижим отводят на высоту чуть больше двойной высоты треугольного выступа и, перемещением зубчатой рейки *8* в крайнее положение, поворачивают полувтулки и пруток на угол $\alpha = \pm 180°$. После этого заготовку протягивают в подвижный втулочный нож *1* на шаг подачи *h* и процесс повторяется.

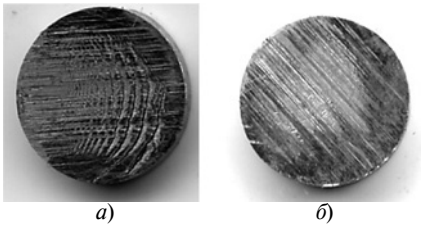
По сравнению с уже известным устройством предлагаемое устройство расширяет технологические возможности, повышает качество заготовок и расширяет их сортамент.

Эксперименты показали, что данный штамп позволяет получать заготовки из сталей 08кп и 20кп.

Установлено, что при отрезании с осевым упором в условиях всестороннего сжатия торцы заготовок имеют шероховатые поверхности, которые образуются в результате пластического сдвига и распространяются на весь торец. Заготовки, получаемые из твердых и мягких материалов, отличаются. Чем тверже металл, тем меньше глубина пластического внедрения до начала разрушения, и тем меньше волнистость торца.

Заготовку из стали 8кп диаметром 8 мм и длиной 2 мм получали в закрытом отрезном штампе при $P_{ос}/P_{от} = 0{,}79$, овальность торца составила $m = 0{,}00375$, т. е. получена заготовка класса точности 3 (рис. 2, *а*), что обусловлено недостаточным усилием осевого сжатия. Такую заготовку нельзя использовать для холодной штамповки выдавливанием, так как в этом случае коэффициент овальности не должен превышать 0,001.

Из того же прутка получали заготовки и в закрытом отрезном



а) *б*)

Рис. 2. Торцы заготовок из стали 08кп, полученные в закрытом отрезном штампе при $P_{ос}/P_{от} = 0{,}79$ (*а*) и закрытом отрезном штампе при $P_{ос}/P_{от} = 1{,}47$ (*б*)

УДК 621.983:539.374

С. Н. ЛАРИН, д-р техн. наук, В. И. ПЛАТОНОВ, канд. техн. наук (Тульский ГУ), Г. А. НУЖДИН (Орган по сертификации систем качества "Консерсиум", г. Тула), e-mail: mpf-tula@rambler.ru

Влияние времени деформирования на давление и геометрические параметры изделия при формоизменении трехслойной заготовки в режиме вязкого трения[1]

Исследовано формоизменение трехслойных заготовок из анизотропных материалов в условиях кратковременной ползучести в режиме вязкого течения. Получены выражения для определения напряженно-деформированного состояния изделия, силовых показателей процесса и изменения давления газа, толщины заполнителя и угла конуса трапецеидального элемента при деформировании для алюминиевой и титановой заготовок при вязком течении металла.

Ключевые слова: деформирование, трехслойная конструкция, трапецеидальный элемент, давление, толщина, напряжение.

The formation of three-layer billets from anisotropic materials in the conditions of short-term creep in the viscous flow regime is studied. Expressions were obtained for determining the stress-strain state of the product, the force indices of the process and the change in gas pressure, the thickness of the aggregate and the angle of the cone of the trapezoidal element during deformation for aluminum and titanium billet in the viscous flow of metal.

Keywords: deforming, three-layer structure, trapezoidal element, pressure, thickness, stress.

Детали повышенной прочности изготовляют из листового материала в виде многослойных конструкций, которые получают с помощью инертного газа формоизменением в разряженном объеме или объеме, заполненном инертным газом. При этом листовой материал предварительно соединяют сваркой плавлением или давлением. Подобные конструкции, полученные пайкой или клепкой, имеют бóльшую массу, отличаются меньшей прочностью и большей трудоемкостью [1—8].

Рассмотрим получение трехслойной конструкции в виде оболочки с трапецеидальными каналами. Листовой материал, из которого изготовляют данное изделие, обладает анизотропией в режиме ползучести при вязком течении. Упругие составляющие деформации в расчете учитывать не будем [1—5].

Трапецеидальные каналы в трехслойной конструкции получают деформированием (рис. 1) в результате воздействия газа под давлением, закон изменения которого $p = p_0 + a_p t^{n_p}$, где p_0, a_p, n_p — константы нагружения; t — время деформирования.

Принято допущение, что ассоциированный закон течения справедлив при кратковременной ползучести материала, т. е. при медленном деформировании в условиях вязкого или вязкопластического течения.

Материал деформируемого изделия считаем ортотропным; главные оси анизотропии x, y, z. Если напряжение σ_e в материале меньше напряжения σ_{e_0}, которое достигается при эквивалентной остаточной деформации $\varepsilon_{e_0} = 0{,}2$ % при скорости деформации $\xi_{e_0} = 0{,}02$ с$^{-1}$, то при пневмоформовке материал будет проявлять вязкие свойства.

Для материалов, к которым применима энергетическая теория ползучести и повреждаемости, система уравнений состояния имеет вид:

$$\left.\begin{aligned} \xi_e^c &= \frac{B(\sigma_e/\sigma_{e_0})^n}{(1-\omega_A^c)^m}; \\ \dot{\omega}_A^c &= \frac{\sigma_e \xi_e^c}{A_{\text{пр}}^c}, \end{aligned}\right\} \qquad (1)$$

где B, n, m — константы материала; $A_{\text{пр}}^c$ — удельная работа разрушения; ε_e^c — эквивалентная скорость

[1] Работа выполнена в рамках гранта РФФИ № 16-08-00020.

(Окончание статьи. Начало см. на стр. 61)

штампе при $P_{\text{ос}}/P_{\text{от}} = 1{,}47$. У данных заготовок овальности торцов не наблюдалось, т. е. получали заготовки класса точности 0,1 (рис. 2, *б*).

Таким образом, разработано устройство для получения точных коротких заготовок длиной меньше диаметра отрезанием из пруткового материала в условиях всестороннего сжатия. Оптимальное отношение усилия осевого упора и силы резания при резании прутков из разных материалов и разных размеров устанавливали экспериментально.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Пат. 2129935 Рос. Федерации:** МКИ[4] 6 B 23 D 23/00. Устройство для резки пруткового материала.

2. **Пат. 2339489 Рос. Федерации:** МПК B 23 D 23/00. Устройство для резки прутка фасонного профиля.

деформации при вязком течении материала; ω_A^c — повреждаемость материала при вязкой деформации энергетической модели разрушения; σ_e — эквивалентное напряжение.

Для металлов, к которым применима кинетическая теория ползучести и повреждаемости, система уравнений состояния имеет вид:

$$\left.\begin{aligned} \xi_e^c &= B\left(\frac{\sigma_e}{\sigma_{e_0}}\right)^n \frac{1}{(1-\omega_e^c)^m}; \\ \dot{\omega}_e^c &= \frac{\xi_e^c}{\varepsilon_{e\,\text{пр}}^c}, \end{aligned}\right\} \qquad (2)$$

где B, n, m — константы материала; $\varepsilon_{e\,\text{пр}}^c$ — предельная эквивалентная деформация при вязком течении; ω_e^c — повреждаемость материала при вязкой деформации по деформационной модели разрушения.

Считаем, что при формоизменении с реализацией вязкого течения материал изотропно упрочняется, упрочнение зависит от скорости деформации. Считаем, что деформирование плоское, так как длина формуемого элемента значительно больше остальных его параметров. Поэтому скорость деформации в направлении анизотропии (по оси x) $\xi_x = 0$.

При деформировании напряжения в материале конструкции распределяются равномерно. Так как деформирование плоское, то по оси z, перпендикулярной толщине заготовки, напряжение $\sigma_z = 0$.

Растягивающее напряжение σ_y определим из условия равновесия:

$$\sigma_y = \frac{r_1 + r_2}{h\cos\alpha}p, \qquad (3)$$

где α — угол наклона матрицы.

Так как $\xi_x = 0$, то главное напряжение составит:

$$\sigma_x = \frac{R_x}{1+R_x}\sigma_y = \frac{R_x}{1+R_x}\frac{r_1+r_2}{h\cos\alpha}p. \qquad (4)$$

Исходя из математической модели процесса формовки, найдем эквивалентное напряжение:

$$\sigma_e = D_1\sigma_y = D_1\frac{r_1+r_2}{h\cos\alpha}p, \qquad (5)$$

и скорость деформации:

$$\xi_e = C_1\xi_y, \qquad (6)$$

где $D_1 = \dfrac{1}{1+R_x}\sqrt{\dfrac{3R_x(R_y+(1+R_x)^2+R_yR_x)}{2(R_x+R_xR_y+R_y)}}$;

$$C_1 = \frac{\sqrt{2(R_x+R_xR_y+R_y)}\times}{\sqrt{3}R_xR_y^{1/2}\times} \rightarrow$$

$$\rightarrow \frac{\times(R_xR_y^2+R_xR_y(1+R_x)^2+R_x^2R_y^2)^{1/2}}{\times(R_x+R_y+1)}.$$

Заметим, что $D_1C_1 = 1$.

Найдем толщину h материала и величину его деформации:

$$h = h_0\sin\alpha; \qquad (7)$$

$$\varepsilon_z = \ln(\sin\alpha),$$

а также их относительные величины:

$$h_{\text{от}} = h_0\sin\alpha/\sin\alpha_0; \qquad (8)$$

$$\varepsilon_{z_{\text{от}}} = \ln(\sin\alpha/\sin\alpha_0),$$

где α_0 — начальный угол конусности рабочей поверхности матрицы перед калибровкой.

Запишем деформации по главным осям:

$$\varepsilon_y = -\varepsilon_z; \quad \varepsilon_x = 0.$$

Используя формулы (5) и (6), определим компоненты скоростей деформаций:

$$\xi_y = \frac{d\varepsilon_y}{dt} = -\text{ctg}\alpha\frac{d\alpha}{dt};$$

$$\xi_z = \frac{d\varepsilon_z}{dt} = \text{ctg}\alpha\frac{d\alpha}{dt}.$$

С учетом формул (3—8) уравнение эквивалентной скорости деформации имеет вид:

$$\xi_e = -C_1\text{ctg}\alpha\frac{d\alpha}{dt}.$$

Высоту формуемой оболочки определяет выражение

$$H = (r_1 - r_2)\text{ctg}\alpha + 3h_0.$$

Скорость перемещения ее верхней части находим по формуле

$$v_{\text{в}} = (r_1 - r_2)\xi_y\text{ctg}\alpha.$$

Подставив в уравнение (1) значения эквивалентного напряжения σ_e и эквивалентной скорости ξ_e деформации, полученные по формулам (5) и (6), получим:

$$p^n dt = -\frac{C_1\sigma_{e_0}^n h^n(1-\omega_A^c)^m \text{ctg}\alpha\cos^n\alpha d\alpha}{BD_1^n(r_1+r_2)^n}, \qquad (9)$$

где h — текущая толщина заготовки при формоизменении [формула (7)] и калибровке [формула (8)].

Повреждаемость можно определить из формулы (2):

$$d\omega_A^c = -\frac{(r_1 + r_2)p}{hA_{\text{пр}}^c \sin\alpha} d\alpha. \quad (10)$$

С учетом формул (7) и (8) выражения (9) и (10) соответственно для формоизменения и калибровки внутреннего элемента трехслойной листовой конструкции трапециевидного сечения будут иметь вид:

$$p^n dt = -\frac{C_1 \sigma_{e_0}^n (h_0 \sin\alpha)^n (1 - \omega_A^c)^m \operatorname{ctg}\alpha \cos^n \alpha d\alpha}{BD_1^n (r_1 + r_2)^n}; \quad (11)$$

$$d\omega_A^c = -\frac{(r_1 + r_2)p}{h_0 A_{\text{пр}}^c \sin^2\alpha} d\alpha \quad (12)$$

и

$$p^n dt = -\frac{C_1 \sigma_{e_0}^n (h_0 \sin\alpha / \sin\alpha_0)^n (1 - \omega_A^c)^m \operatorname{ctg}\alpha \cos^n \alpha d\alpha}{BD_1^n (r_1 + r_2)^n \sin^n \alpha_0}; \quad (13)$$

$$d\omega_A^c = -\frac{(r_1 + r_2)p \sin\alpha_0}{h_0 A_{\text{пр}}^c \sin^2\alpha} d\alpha. \quad (14)$$

Итерация совместных уравнений (11), (13) и (12), (14) для каждого случая (деформирование и калибровка) при известном законе изменения давления $p(t)$ позволяет определить угол α, который соответствует исследуемому моменту формоизменения (время t). Критические значения высоты H_* и угла α_* можно определить при условии $\omega_A^c = 1$.

Исследуем случай, когда $p = \text{const}$. Проинтегрировав уравнения (12) и (14) при начальных условиях: $t = 0$, $\omega_A^c = 0$, $\alpha = \pi/2$ и $t = 0$, $\omega_A^c = 0$, $\alpha = \alpha_0$, получим:

$$\omega_A^c = -\frac{(r_1 + r_2)p}{h_0 A_{\text{пр}}^c} \int_{\pi/2}^{\alpha} \frac{d\alpha}{\sin^2\alpha}$$

и

$$\omega_A^c = -\frac{(r_1 + r_2)p \sin\alpha_0}{h_0 A_{\text{пр}}^c} \int_{\alpha_0}^{\alpha} \frac{d\alpha}{\sin^2\alpha},$$

тогда

$$\omega_A^c = \frac{(r_1 + r_2)p}{h_0 A_{\text{пр}}^c} \operatorname{ctg}\alpha; \quad (15)$$

$$\omega_A^c = \frac{(r_1 + r_2)p \sin\alpha_0}{h_0 A_{\text{пр}}^c} (\operatorname{ctg}\alpha_0 - \operatorname{ctg}\alpha). \quad (16)$$

При реализации формоизменения и калибровки элемента трапециевидной формы критические углы α_* конусности полости (при $\omega_A^c = 1$) определяем как

$$\alpha_* = \operatorname{arcctg}\frac{h_0 A_{\text{пр}}^c}{(r_1 + r_2)p} \quad (17)$$

и

$$\alpha_* = \operatorname{arcctg}\left[\operatorname{ctg}\alpha_0 - \frac{h_0 A_{\text{пр}}^c}{(r_1 + r_2)p \sin\alpha_0}\right]. \quad (18)$$

Запишем выражения, определяющие относительное время до разрушения $\bar{t}_* = p^n \frac{1}{A_1} t_*$:

$$\bar{t}_* = -\int_{\pi/2}^{\alpha_*} (1 - \omega_A^c)^m (\sin\alpha \cos\alpha)^n \operatorname{ctg}\alpha d\alpha \quad (19)$$

и $$\bar{t}_* = -\int_{\alpha_0}^{\alpha_*} (1 - \omega_A^c)^m (\sin\alpha \cos\alpha)^n \operatorname{ctg}\alpha d\alpha. \quad (20)$$

Здесь при штамповке:

$$A_1 = \frac{\sigma_{e_0}^n h_0^n C_1}{BD_1^n (r_1 + r_2)^n};$$

при калибровке:

$$A_1 = A_1' = \frac{\sigma_{e_0}^n h_0^n C_1}{BD_1^n (r_1 + r_2)^n \sin^n \alpha_0}.$$

Рассмотрим случай, когда $\xi_e = \xi_{e1} = \text{const}$.

Выражения для давления p получим из формул (11) и (13):

$$p = (A_1)^{1/n} \sin\alpha \cos\alpha (1 - \omega_A^c)^{m/n} (\xi_{e1})^{1/n};$$

$$p = (A_1')^{1/n} \sin\alpha \cos\alpha (1 - \omega_A^c)^{m/n} (\xi_{e1})^{1/n}.$$

Накопленные повреждения ω_A^c определяем по формулам (15) и (16).

Изменение угла α в зависимости от времени t деформирования устанавливаем интегрированием уравнения (10):

для штамповки при начальных условиях $t = 0$ и $\alpha = \pi/2$:

$$\alpha = \arcsin e^{-\xi_{e1} t / C_1}; \quad (21)$$

для калибровки при $t = 0$ и $\alpha = \alpha_0$:

$$\alpha = \arcsin\left[\sin\alpha_0 e^{-\xi_{e1} t / C_1}\right]. \quad (22)$$

По уравнениям (12) и (14) определим изменение давления, обеспечивающее деформирование при постоянной скорости деформации, подставив значения ω_A^c и $\alpha(t)$, вычисленные по формулам (14), (15) и (21), (22) соответственно для штамповки и калибровки трапециевидного элемента.

Рассмотрим формоизменение оболочки из материала, подчиняющегося кинетическим уравнениям ползучести и повреждаемости.

Подставим уравнение (2) состояния в уравнение (3) накопления повреждаемости:

$$\dot{\omega}_e^c = \frac{k}{B}\xi_e^c = -\frac{k}{B}C_1\mathrm{ctg}\alpha. \qquad (23)$$

Проинтегрировав уравнение (23) для штамповки и калибровки при начальных условиях: $t = 0$, $\omega = 0$, $\alpha = \pi/2$ и $t = 0$, $\omega = 0$, $\alpha = 0$ соответственно, получим:

$$\omega_e^c = -\frac{k}{B}C_1\ln(\sin\alpha); \qquad (24)$$

$$\omega_e^c = -\frac{k}{B}C_1\ln\left(\frac{\sin\alpha}{\sin\alpha_0}\right). \qquad (25)$$

Из уравнений (24) и (25) при $\omega_e^c = 1$ найдем предельный угол α_* конусности полости в момент разрушения:

для штамповки:

$$\alpha_* = \arcsin\left(e^{-B/(kC_1)}\right); \qquad (26)$$

для калибровки:

$$\alpha_* = \arcsin\left(\sin\alpha_0 e^{-B/(kC_1)}\right). \qquad (27)$$

Давление p определим по формулам (11)—(14) с учетом замены ω_A^c на ω_e^c, полученые по формулам (17) и (18).

Рассмотрим случай, когда $\xi_e = \xi_{e1}$.

Проинтегрировав при $t = 0$, $\omega_e^c = 0$ уравнение (23), получим:

$$\omega_e^c = \frac{k}{B}\xi_{e1}^c t. \qquad (28)$$

Зависимость деформирующего давления p от $\omega_e(t)$ можно получить вычислением ω_e^c по формуле (28) с последующей постановкой его в выражение (12) или (17).

При штамповке трапециевидного элемента необходимо учесть, что $\xi_{e1}t = -C_1\ln(\sin\alpha)$, тогда

$$\alpha = \arcsin e^{-\xi_{e1}t/C_1}.$$

При калибровке имеем:

$$\xi_{e1}t = -C_1\ln\left(\frac{\sin\alpha}{\sin\alpha_0}\right),$$

тогда

$$\alpha = \arcsin\left[\sin(\alpha_0)e^{-\xi_{e1}t/C_1}\right].$$

Из выражений (14)—(16) получим зависимости давления от времени, обеспечивающие условие деформирования, при котором $\xi_e^c = \xi_{e1}^c = \mathrm{const}$.

По формулам (24) или (25) найдем значение накопленной повреждаемости при $p = \mathrm{const}$, угол α_* при разрушении найдем соответственно по выражениям (26) или (27). По формуле (19) или (20) находим относительное время разрушения, заменив ω_A^c на ω_e^c и используя выражения (24) или (25).

Аналогично можно проанализировать процесс пневмоформовки трапециевидного элемента, когда направление длинных сторон заготовок совпадает с осью анизотропии, т. е. $\xi_y = 0$.

По полученным выражениям выполнена оценка силовых режимов и геометрических размеров при изотермическом формоизменении и калибровке трехслойных листовых элементов из труднодеформируемых титановых сплавов и алюминиевых сплавов. Коэффициенты анизотропии и константы уравнений состояний приведены в табл. 1 и 2 [1—9].

Рассчитывали угол α конуса матрицы для формирования элемента трапециевидной формы, эквивалентное напряжение σ_e и эквивалентную скорость ξ_e деформации, толщину h заполнителя и

Таблица 1

Значения коэффициента R_α анизотропии для сплавов АМГ6 и ВТ6С при вязкопластическом и вязком течениях материала

Материал	Температура, °С	Вязкопластическое течение			Вязкое течение		
		α°			α°		
		0	45	90	0	45	90
АМг6	530 ± 2	0,81	0,85	0,93	0,94	1,05	0,91
ВТ6С	930 ± 2	1,03	1,20	0,96	0,85	0,96	0,77

Таблица 2

Значения постоянных в уравнении состояния при вязком течении материала и напряжение при эквивалентной остаточной деформации

Материал	Температура, °С	B, 10^{-5} с$^{-1}$	σ_{e_0}, МПа	n	m
АМг6	450 ± 2	267,1200	26,8	3,81	0,81
	530 ± 2	2,7524	18,3	3,11	0,51
ВТ6С	930 ± 2	78,9140	38,0	2,03	0,50

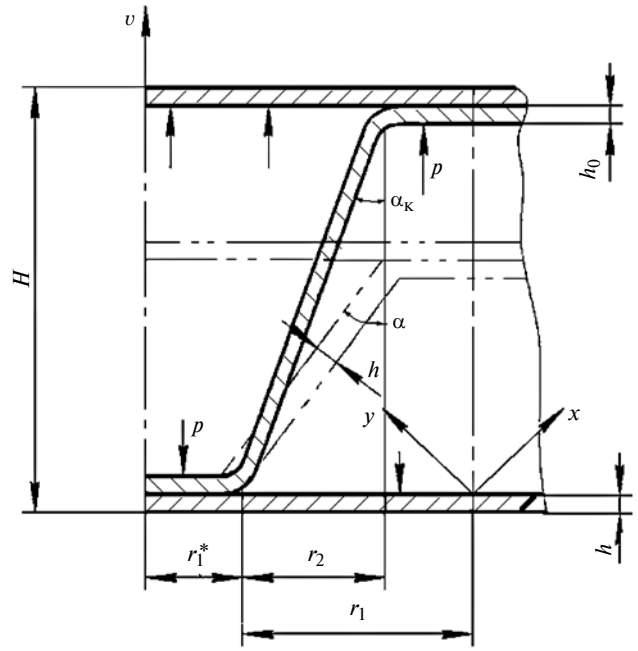


Рис. 1. Схема пневмоформовки трапециевидного элемента

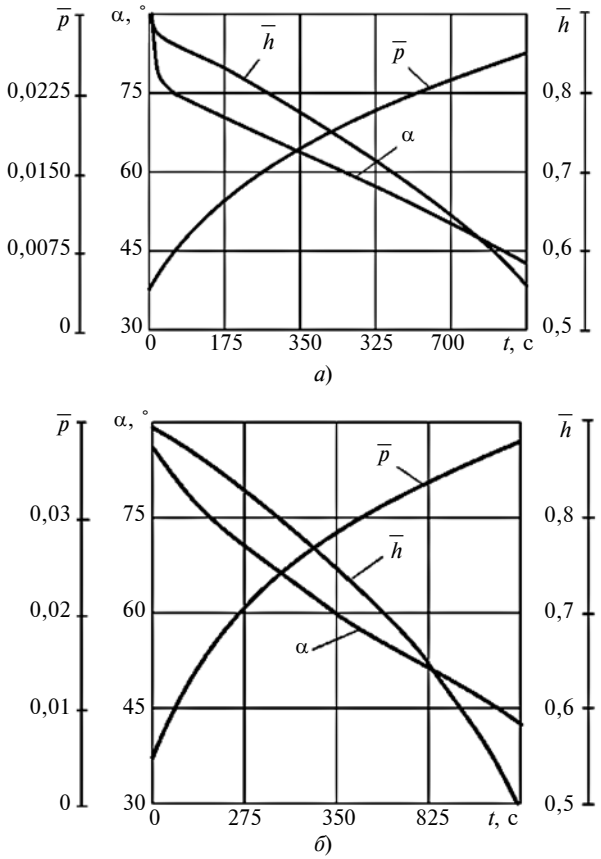


Рис. 2. Зависимости параметров α, $\bar{p}$, $\bar{h}$ от времени *t* деформации для алюминиевого сплава АМг6 при α_p = 0,05 МПа/с, n_p = 0,4 (*а*) и титанового сплава ВТ6С при α_p = 0,04 МПа/с, n_p = 0,5 (*б*)

высоту *H* изделия в зависимости от времени *t* деформирования.

На рис. 2 представлены зависимости изменения относительного давления газа, толщины заполнителя и угла конуса полости трапециевидного элемента от времени *t* деформирования для алюминиевого (АМг6) и титанового (ВТ6С) сплавов (температуры обработки соответственно 450 и 930 °С), состояние которых описывают энергетическая и кинетическая теории ползучести и повреждаемости для вязкого течения при $p_0 = 0$. Их анализ показал, что сначала угол α конуса полости трапециевидного элемента и относительная толщина $\bar{h}$ заполнителя плавно уменьшаются. Далее интенсивность возникновения микроповреждений резко повышается, и заготовка разрушается. За все время деформирования толщина заготовки из алюминиевого сплава АМг6 уменьшается на 40 %, а толщина заготовки из титанового сплава — на 48 %.

Таким образом, получены математическая модель процесса формоизменения трехслойной конструкции с трапециевидными каналами, материал которой характеризуется анизотропией в режиме ползучести при вязком течении и выражения для оценки требуемого деформирующего давления и показателей качества получаемых изделий. Установлены взаимосвязи между временем деформирования, давлением газа, толщины заполнителя и угла конуса трапециевидного элемента.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Малинин Н. Н.** Ползучесть в обработке металлов. М.: Машиностроение, 1986. 216 с.
2. **Ершов В. И., Глазков В. И., Каширин М. Ф.** Совершенствование формоизменяющих операций листовой штамповки. М.: Машиностроение, 1990. 311 с.
3. **Larin S. N., Platonov V. I., Bessmertnyi A. V.** Pneumatic shaping of materials with short-term creep // Russian Engineering Research. 2017. Vol. 37. I. 7. P. 589—592.
4. **Ларин С. Н., Яковлев С. С., Трегубов В. И.** Изотермическая пневмоформовка анизотропных высокопрочных листовых материалов / Под ред. С. С. Яковлева. М.: Машиностроение, 2009. 352 с.
5. **Ларин С. Н., Бессмертный А. В.** Подход к анализу напряженно-деформированного состояния при формировании элементов многослойных листовых конструкций с прямоугольными каналами // Изв. ТулГУ. Сер. Технические науки. 2017. Вып. 1. С. 246—250.
6. **Изотермическое** деформирование металлов / С. З. Фиглин, В. В. Бойцов, Ю. Г. Калпин, Ю. И. Каплин. М.: Машиностроение, 1978. 239 с.
7. **Огородников В. А.** Оценка деформируемости металлов при обработке давлением. Киев: Высшая школа, 1983. 175 с.
8. **Поздеев А. А., Тарновский В. И., Еремеев В. И.** Применение теории ползучести при обработке металлов давлением. М.: Металлургия, 1973. 192 с.
9. **Третьяков А. В., Зюзин В. И.** Механические свойства металлов и сплавов при обработке давлением. М.: Металлургия, 1973. 224 с.

УДК 621.757

Р. В. ГУСЕЙНОВ, д-р техн. наук (Дагестанский ГТУ, г. Махачкала), М. Р. АХМЕДОВА, канд. экон. наук (Кубанский ГУ, г. Краснодар), e-mail: ragus05@mail.ru

Повышение эксплуатационных свойств резьбовых соединений технологическими методами

Рассматривается влияние шероховатости резьбовой поверхности на усталостную прочность резьбового соединения. Исследовано влияние геометрических параметров заточки метчика и толщины срезаемого слоя на шероховатость обработанной поверхности методом многофакторного планирования эксперимента. Предложена новая конструкция метчика превышенной стойкости, обеспечивающая высокое качество обработанных поверхностей.

Ключевые слова: резьба, шероховатость поверхности, метчик.

The influence of the threaded surface roughness on the fatigue strength of the threaded joint is considered. The influence of the geometric parameters of the tap sharpening and the cut layer thickness on the roughness of the treated surface was studied by the method of multifactorial experiment planning. A new design of the tap of exceeded durability is proposed, which ensures high quality of the treated surfaces.

Keywords: thread, surface roughness, tap.

Сегодня в машиностроении, судостроении, ракетостоении широкое применение находят жаропрочные коррозионно-стойкие высокопрочные стали, которые относятся к труднообрабатываемым материалам. В этих изделиях часто используют крепежные резьбовые соединения из высокопрочных коррозионно-стойких сталей, которые часто являются ответственными узлами, во многом определяющими прочность и надежность всей конструкции. Они могут составлять до 20 % от общего числа соединений в изделии.

Ввиду эксплуатации в условиях высоких вибраций, давлений, форсированных режимов работы, в агрессивных средах продукции судостроения возросли требования и к эксплуатационным свойствам применяемых в них резьбовых соединений. Низкая усталостная прочность во многих случаях является причиной преждевременного разрушения резьбового соединения, поэтому повышение усталостной прочности резьбовых соединений остается важнейшей задачей.

Усталостная прочность — способность детали сопротивляться разрушению при воздействии знакопеременных нагрузок в течение определенного времени.

Мероприятия, направленные на повышение сопротивления усталости, могут быть как конструктивного, так и технологического характера. Конструктивные мероприятия направлены в основном на уменьшение напряжений в зонах их концентрации и повышение прочности материала болта, а технологические — на разработку инструментов, повышающих качество резьбовых соединений.

Одним из регулируемых параметров, оптимизацией которого можно повысить усталостную прочность соединения, является параметр шероховатости поверхности витков резьбы.

Анализ работ, в которых исследовалось влияние шероховатости на усталостную прочность и выносливость резьбовых соединений, показал:

чем ниже шероховатость поверхности, тем выше усталостная прочность деталей, что особенно важно для неподвижных резьбовых соединений [1]. Неровности профиля поверхности являются основными концентраторами напряжений, поэтому их уменьшение повышает усталостную прочность;

чем ниже шероховатость поверхности, тем выше коррозионная стойкость [2]. Низкая шероховатость уменьшает зазор между сопрягаемыми поверхностями и полости, где могут накапливаться коррозирующие вещества;

снижение шероховатости уменьшает контактные деформации, что объясняется увеличением фактической площади контакта сопрягаемых поверхностей, а следовательно, уменьшением давления на единицу площади поверхности.

Анализ отказов машин показал, что многие из них возникают в результате снижения работоспособности резьбовых соединений из-за контактных деформаций [3].

Диаметры резьбовых крепежных деталей, как правило, не превышают 20 мм. Сопряжение крепежных деталей должно осуществляться только по резьбовому профилю, поэтому важен правильный выбор шероховатости поверхностей резьбового профиля.

При изготовлении крепежных деталей значительные трудности вызывает нарезание внутренней резьбы. Нормальные внутренние резьбы имеют параметр шероховатости $Ra = 6{,}3 \div 3{,}2$, а резьбы повышенной точности — $Ra = 3{,}2 \div 1{,}6$.

Единственным эффективным инструментом для данной обработки отверстий является метчик. Нарезание резьб повышенной прочности затруднено низкой прочностью режущего инструмента, которую нельзя повысить известными способами, так

как размеры инструмента ограничены размерами обрабатываемого отверстия. Кроме того, данный инструмент характеризуется низкой виброустойчивостью, особенно при обработке труднообрабатываемых материалов, и низкой стойкостью. При этом крайне затруднено стружкоудаление и доступ смазочно-охлаждающей жидкости (СОЖ) в зону резания. Все это предопределяет низкие показатели качества обработанной поверхности. Процесс усложняется и тем, что из-за неравномерного изнашивания режущих лезвий на обработанной поверхности образуются риски, задиры и пр.

На некоторых предприятиях при нарезании резьб с шероховатостью $Ra = 3{,}2 \div 1{,}6$ стали применять метчики [4], прошедшие поверхностную обработку, например, магнитно-абразивное полирование [5]. Однако это не повысило эффективность операции ввиду низкой стойкости инструмента.

Цель настоящей работы — улучшение эксплуатационных свойств резьбовых соединений повышением качества внутренних резьбовых поверхностей технологическими методами.

Методологической основой данной работы является системный подход к изучению и описанию взаимосвязи шероховатости поверхностей резьб с эксплуатационными свойствами резьбовых соединений. Теоретические исследования базируются на моделировании зависимости параметра шероховатости от параметров технологической системы с использованием методов многофакторного планирования экспериментов.

Обобщение имеющихся экспериментальных данных и анализ динамики процесса показали, что шероховатость поверхности резьбы зависит также от крутильных колебаний метчика, сопровождающих процесс резьбонарезания [6]. Это необходимо учесть при обработке отверстий в деталях из труднообрабатываемых материалов, при резании которых интенсивность автоколебаний значительно выше [7—9].

Качество обработанной поверхности зависит от геометрии инструмента, подачи, скорости резания, виброустойчивости технологической системы, износа режущего инструмента, точности настройки, физико-механических свойств материалов заготовки и инструмента, типа СОЖ, вспомогательного инструмента. Наибольшее влияние оказывают первые три фактора [10, 11].

Определить одновременное влияние перечисленных факторов на шероховатость обработанной поверхности крайне сложно. Учитывая, что виброустойчивость системы СПИД является вторичным фактором, зависящим и от геометрии инструмента, и от режимов резания, в данной работе исследуется одновременное влияние геометрических параметров заточки инструмента на шероховатость обработанной поверхности с использованием метода планирования экспериментов.

Планирование эксперимента заключается в выборе числа опытов и условий их проведения, достаточных для решения поставленной задачи с требуемой точностью.

Выбирая геометрические параметры инструмента, следует учитывать, что шероховатость обработанной поверхности значительно зависит от условий обтекания режущих клиньев метчика обрабатываемым материалом, от остроты режущей кромки, которая определяется передним (γ) и задним (α) углами.

В качестве третьего фактора выбрали угол φ заборного конуса метчика, так как от него зависит толщина a_z среза:

$$a_z = \frac{p}{Z}\sin\varphi,$$

где p — шаг резьбы; Z — число перьев метчика.

Толщина a_z среза определяет нагрузку, приходящуюся на режущие кромки, а следовательно, и эксплуатационные показатели инструмента. Так, в работе [12] на основании расчетных и экспериментальных данных получено, что изменение угла φ от 6 до 21° повышает момент резьбонарезания на 30 %.

В полном факторном эксперименте для каждого фактора выбирается определенное число уровней. В данном случае принят план $3 \times 4 \times 3$.

На основании многолетних экспериментов по нарезанию внутренних резьб в деталях из труднообрабатываемых материалов и справочных данных были выбраны варьируемые факторы и их значения: $\varphi = 6$; 9; 12°, $\alpha = 4$; 7; 10; 12°, $\gamma = 4$; 10; 16°.

При выборе параметра шероховатости решался вопрос, какой именно параметр шероховатости выбрать в качестве выходного. Дело в том, что ГОСТ 2789—73 регламентирует шесть параметров шероховатости. В данном случае важны только два высотных параметра шероховатости: Ra и Rz, так как, во-первых, именно эти два параметра оказывают наибольшее влияние на эксплуатационные свойства резьбовых соединений, во-вторых, для внутренней резьбы затруднено измерение всех параметров.

Из двух высотных параметров шероховатости в качестве параметра оптимизации выбран параметр Ra поверхности внутренней резьбы, так как прямое измерение параметра Rz невозможно из-за малых размеров и сложной конфигурации поверхности.

Опыты проводили в заводских условиях. В качестве обрабатываемого материала использовали коррозионно-стойкую высокопрочную аустенитную и легированную азотом сталь 08Х20Н5АГ12МФ (ДИ-8), применяемую для изготовления крепежных и других деталей в судостроении.

Условия резания: скорость резания v = = 3,14 м/мин. Нарезали резьбу М10 с использованием СОЖ МР-7 и без нее. Уже при обработке седьмого отверстия на обрабатываемой поверхности наблюдались задиры.

При нарезании самозатягивающимися метчиками на формирование поверхности резьбы большое влияние оказывают осевые силы и внешние осевые силы. В поперечном профиле (по образующей) шероховатость боковых поверхностей резьбы, противоположных опорным, представляет собой в основном ступеньки, образованные осевыми силами в результате вибраций инструмента.

Проведенные ранее исследования [6] показали, что шероховатость боковых поверхностей витков резьбы, противоположных опорным поверхностям в разных сечениях по длине нарезаемого отверстия, разная. Это объясняется следующим. На метчик воздействуют силы сопротивления: $F_т$ — тангенциальная составляющая, создающая момент противодействия проворачиванию метчика; F_R — радиальная составляющая, стремящаяся сжать тело метчика в радиальном направлении; $F_о$ — осевая составляющая, стремящаяся вытолкнуть метчик из отверстия и препятствующая его осевому перемещению. На их преодоление расходуется внешний крутящий момент и внешняя осевая сила, приложенная к хвостовику метчика. При нарезании резьбы величина F_R была сведена к минимуму использованием патрона, обеспечивающим качание и плавание инструмента, поэтому ею можно пренебречь. В этом случае текущая суммарная сила, действующая на метчик, составит:

$$F_\Sigma \approx F_о + F_т. \quad (1)$$

Зная F_Σ, можно определить силу, приходящуюся на единицу длины режущей кромки:

$$F_{уд} \approx F_\Sigma / B_{ор}. \quad (2)$$

Здесь $B_{ор}$ — текущая длина опорной боковой кромки:

$$B_{ор} = \frac{P\mathrm{tg}\varphi(1+n)n}{Z(1{,}732+\mathrm{tg}\varphi)}, \quad (3)$$

где n — порядковый номер активного зуба заборного конуса (по винтовой линии); φ — угол заборного конуса метчика.

Из выражения (2) видно, что в момент захода и выхода метчика значения $F_{уд}$ больше, чем при установившемся резании. Поэтому шероховатость резьбовой поверхности в конце и начале отверстия (особенно в начале) больше, чем в середине свинчивания. В каждом опыте шероховатость измеряли в середине длины свинчивания. Так как измерение шероховатости исследуемых поверхностей вызывает определенные трудности, использовали восковой слепок, по которому с помощью микроскопа МИС-11 измеряли параметр Ra.

Основой планирования эксперимента является регрессионный анализ, для которого требуется следующее [13]:

переменная (в данном случае шероховатость) — случайная величина с нормальным законом распределения;

дисперсия в определении этой переменной не зависит от ее абсолютной величины;

факторы (φ, α, γ) определяются с малой ошибкой по сравнению с ошибкой при определении шероховатости.

С учетом вышеизложенного все метчики подвергали контролю по основным параметрам.

Статистической обработкой результатов эксперимента получены составляющие уравнения регрессии (таблица).

Коэффициенты проверяли на значимость по критерию Стьюдента, а адекватность модели — по критерию Фишера.

Анализ полученной зависимости параметра шероховатости резьбы от параметров метчиков показал, что имеют место корреляционные связи между геометрическими параметрами режущей части инструмента и толщиной среза. Причем влияние углов φ, α и толщины среза на шероховатость обрабатываемой поверхности аналогично влиянию последних на силы резания [14]. Следовательно, повысить качество поверхности резьбы можно уменьшением момента резания депланацией поперечного сечения метчика при резании.

Таким образом, при выборе оптимальных значений углов α, γ, φ за критерий можно принять минимальный момент резьбонарезания.

Шероховатость опорных поверхностей резьбы по высоте профиля определяется в основном микрорельефом режущего лезвия метчика, его износом и адгезионными явлениями.

Эксперименты показали, что стандартный метчик с параметрами $\varphi = 9°$, $\alpha = 7°$, $\gamma = 10°$ обеспечивает параметр шероховатости Ra = 3,2÷1,6 мкм в поперечном направлении. При нарезании резьбы метчиками в стали ДИ8 необходимо обеспечивать

Составляющие уравнения регрессии полиномиальной модели (φ, α, γ)

$-3{,}863\alpha^3$	$93{,}18\alpha^2$	$-693{,}7\alpha$	$20{,}35\varphi^2$
$-366{,}2\varphi$	$20{,}44\gamma^2$	$-408{,}7\gamma$	$0{,}014\varphi^2\gamma$
$-0{,}012\alpha\varphi^2\gamma^2$	$0{,}012\varphi\alpha^3\gamma^2$	$0{,}016\alpha^2\varphi^2\gamma^2$	$-0{,}24\alpha^3\varphi\gamma$
$5{,}85\alpha^2\varphi\gamma$	$-43{,}3\alpha\varphi\gamma$	$-0{,}3\alpha^2\varphi\gamma$	$2{,}17\alpha\gamma^2\varphi$
$-0{,}33\alpha^2\varphi^2\gamma$	$2{,}41\alpha\varphi^2\gamma$	$-0{,}05\alpha^3\varphi^2$	$0{,}93\alpha^3\varphi$
$1{,}24\alpha^2\varphi^2$	$-9{,}15\alpha\varphi^2$	$-22{,}3\alpha^2\varphi$	$164{,}62\alpha\varphi$
$-0{,}05\alpha^3\gamma^2$	$1{,}02\alpha^3\gamma$	$1{,}23\alpha^2\gamma^2$	$-9{,}11\alpha\gamma^2$
$-24\alpha^2\gamma^5$	$102{,}2\alpha\gamma$	$0{,}27\gamma^2\varphi^2$	$-5{,}35\gamma\varphi^2$
$-4{,}82\varphi\gamma^2$	$96{,}37\varphi\gamma$	1561	—

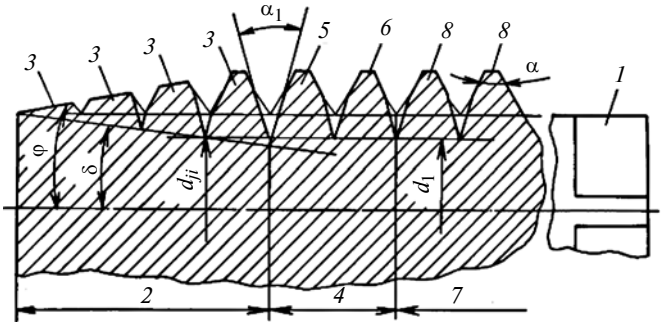


Рис. 1. Метчик новой конструкции

толщину среза больше, чем рекомендуется справочниками. Влияние угла γ на шероховатость получаемой поверхности значительнее, чем угла α. Это указывает на то, что для снижения шероховатости поверхности резьбы необходимо уменьшить силу резания.

Так как для стандартных метчиков при нарезании резьбы в стали ДИ-8 характерна чрезвычайно низкая виброустойчивость, то потеря устойчивости инструмента уже на третьем-четвертом отверстии ухудшает шероховатость (Rz > 15 мкм). Поэтому получение стабильной шероховатости резьбовых поверхностей стандартными метчиками в деталях из труднообрабатываемых материалов путем оптимизации заточки инструмента не представляется возможным. Данную задачу можно решить только изменением технологической системы, в частности, усовершенствованием конструкции метчика.

Заметим, что СОЖ влияет на параметр Rz так же, как и на крутящий момент.

Использование метчиков с бочкообразным зубом также не дало положительных результатов, так как при выворачивании метчика мелкая стружка попадает в зазор между пером калибрующей части и резьбой, царапая резьбовую поверхность. Кроме того, метчики с бочкообразным зубом отличаются очень низкой стойкостью.

Поэтому был разработан новый метчик [15] (рис. 1), который состоит из заборного конуса *2* с зубьями *3*, калибрующей части *4* с зубьями *5*, *6* и направляющей части *7* с зубьями *8*. Зубья метчика *3*, *5* на заборном конусе *2* и первом витке калибрующей части *4* выполнены с дополнительным углом α_1, причем $\alpha_1 < \alpha$. Для метрической резьбы с $\alpha = 60°$ рекомендуется $\alpha_1 = 30°$. Внутренний диаметр резьбы метчика для заборного конуса *2* и первого витка зубьев калибрующей части *4* выполнен на обратном конусе с углом δ. Зубья *6* калибрующей части *4*, примыкающие к зубьям *5* первого витка калибрующей части *4*, а также зубья *8* направляющей части *7* выполнены с дополнительным углом α_1, причем резьба с дополнительным углом на этом участке находится на цилиндре и имеет внутренний диаметр d_1, равный внутреннему диаметру одного из витков заборного конуса *2* или первого витка калибрующей части. Угол δ обратного конуса выбирается в зависимости от угла φ заборного конуса метчика и угла профиля резьбы. Особенность данной конструкции заключается в том, что полностью отсутствуют участки бокового профиля режущих зубьев, не участвующих в резании.

При резании не происходит трения удаленных участков профиля об обработанные поверхности витков резьбы, улучшается подача СОЖ в зону резания, нагрузка равномерно распределяется между режущими зубьями. Это снижает силу резания, коэффициент трения, момент резьбонарезания, деплaнацию поперечного сечения, суммарную площадь контакта, амплитуду крутильных автоколебаний метчика. При этом увеличивается объем впадин зубьев метчика, а следовательно, метчик не забивается стружкой. Снижение коэффициента трения и повышение эффективности СОЖ обусловливают значительное снижение температуры резания [16].

На рис. 2 представлены зависимости износа задней поверхности инструмента от числа N нарезан-

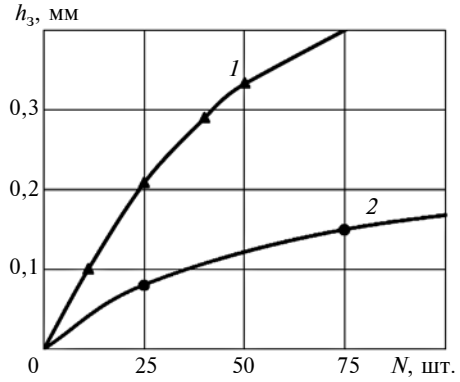


Рис. 2. Зависимости износа $h_з$ задней поверхности стандартного метчика (*1*) и метчика новой конструкции (*2*) от числа N нарезанных резьб М10 в стали ДИ-8 при v = 3,14 м/мин, φ = 6°, α = 4°, γ = 12°

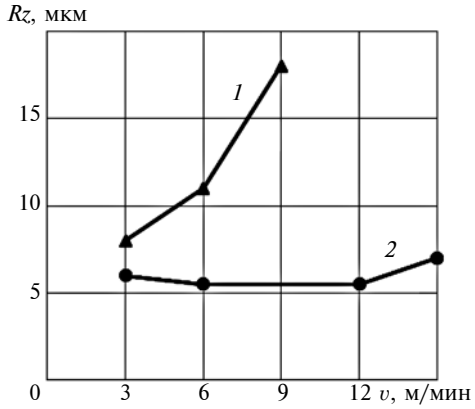


Рис. 3. Зависимости параметра Rz шероховатости резьбовой поверхности от скорости v резания при нарезании резьб М10 в стали ДИ-8 (*1*) и стали 35 (*2*) при φ = 6°, α = 7°, γ = 16°

ных резьб в стали ДИ-8 метчиками М10 и метчиком новой конструкции.

Стойкость нового метчика превышает стойкость стандартного инструмента в 7 раз и в 2 раза выше стойкости метчиков марок Iscar, Sandvik Coromant и DC. При этом стабильно обеспечивается точность резьб 4Н и 5Н, а параметр шероховатости резьбовых поверхностей при нарезании одним метчиком не превышает Ra = 3,2 мкм.

Шероховатость обработанных поверхностей зависит и от скорости резания (рис. 3). Причем чем ниже обрабатываемость материала, тем больше влияние скорости на шероховатость поверхности. Так, при увеличении скорости резания с 3 до 9 м/мин при нарезании внутренней резьбы М10 в стали ДИ-8 с коэффициентом обрабатываемости 0,2 параметр Rz повышается в 2,5 раза, а при обработке стали 35 шероховатость снижается. Это объясняется значительной вибрацией при обработке труднообрабатываемого материала.

Для снижения параметра шероховатости обработанной поверхности рекомендуется использовать метчик класса точности Н1 (ГОСТ 16925—71) с винтовыми стружечными канавками. Это существенно снижает адгезию [17]. Так как установлено, что отклонение угла профиля резьбы не влияет на долговечность резьбового соединения, то данный параметр метчика может иметь точность Н3. Точность шага резьбы метчика также может иметь точность Н3, однако при этом необходимо повысить точность шага резьбы болта. Это повысит усталостную прочность резьбового соединения. Однако разница отклонений не должна превышать 1÷1,5 % шага резьбы.

Изготовление метчиков предлагаемой конструкции не требует специальных или дополнительных приспособлений и оснастки, отличается простотой, так как базовым является стандартный метчик (ГОСТ 17933—72), а снижение профиля зубьев достигается шлифованием на резьбошлифовальном станке шлифовальным кругом с углом 30° при вершине.

Таким образом, установлено существенное влияние скорости резания на шероховатость резьбовых поверхностей при обработке труднообрабатываемых материалов, а также корреляционные связи между геометрическими параметрами режущей части инструмента и толщиной срезаемого слоя.

Показано, что при нарезании резьбы стандартным метчиком в деталях из труднообрабатываемых материалов оптимизация заточки не обеспечивает стабильность требуемой шероховатости обработанной поверхности.

Предлагаемые изменения в конструкции метчика повышают его стойкость и обеспечивают параметр шероховатости резьбовой поверхности Ra = 3,2 мкм.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Маталин А. А.** Технология механической обработки. М.: Машиностроение, 1977. 460 с

2. **Якушев А. И., Мустаев Р. Х., Мавлютов Р. Р.** Повышение прочности и надежности резьбовых соединений. М.: Машиностроение, 1979. 215 с.

3. **Решетов Д. Н.** Детали машин. М.: Машиностроение, 1974. 655 с.

4. **Гусейнов Р. В.** Нарезание точных резьб // Вестник машиностроения. 2004. № 10. С. 47, 48.

5. **Кексин А. И.** Повышение качества внутренних резьбовых поверхностей на основе предварительного магнитно-абразивного полирования сложнопрофильного инструмента: Автореф. дис ... канд. техн. наук. СПб.: Санкт-Петербургский горный университет. 2017. 20 с.

6. **Гусейнов Р. В.** Исследование, оптимизация и научное обоснование динамических процессов при обработке внутренних поверхностей в труднообрабатываемых материалах: Автореф. дис. ... д-ра техн. наук / СПб.: Санкт-Петербургский государственный морской технический университет. 1998. 33 с.

7. **Гусейнов Р. В.** Вибрации при обработке отверстий резанием // Металлообработка. 2017. № 4. С. 23—28.

8. **Гусейнов Р. В., Рустамова М. Р.** Технология нарезания внутренних резьб при наличии радиальных сил // Вестник машиностроения. 2009. № 5. С. 60—62.

9. **Гусейнов Р. В., Рустамова М. Р.** Совершенствование обработки отверстий небольшого диаметра // Вестник машиностроения. 2012. № 9. С. 50—52.

10. **Jing Ying Zhang, Liang Steven Y.** Process Optimization of Finish Turning of Hardened Steels // Materials and Manufacturing Processes. 2007. N. 22. P. 107—113.

11. **El-Axir M. H., Elkhabeery M. M.** Modeling and Parameter Optimization for Surface Roughness and Residual Stress in Dry Turning Process // Engineering, Technology & Applied Science Research. Vol. 7. N. 5. 2017. P. 2047—2055.

12. **Иванина И. В.** Влияние угла в плане на крутящий момент при формообразовании резьб по генераторной схеме резания // Машиностроение: Сетевой электронный научный журнал. 2015. Т. 3. № 4. С. 27—30.

13. **Новик Ф. С., Арсов Я. Б.** Оптимизация процессов технологии металлов методами планирования экспериментов. М.: Машиностроение; София: Техника. 1980. 304 с.

14. **Гусейнов Р. В.** Математическое моделирование процесса резания коррозионно-стойких сталей // Вестник Астраханского государственного технического университета. Сер. Морская техника и технология. 2015. № 4. С. 65—70.

15. **Пат. 2229965 Рос. Федерации:** МПК 99102955/0299102955/02. Метчик.

16. **Ахмедова М. Р., Гусейнов Р. В.** Высокопроизводительные метчики для нарезания резьб в труднообрабатываемых материалах // Вестник Дагестанского ГТУ. Технические науки. 2016. № 4. С. 8—16.

17. **Ямников А. С., Масленников В. А., Татаринов В. Н.** Влияние геометрии осевого инструмента на минимальную толщину срезаемого слоя // Вестник Тульского ГУ. Технические науки. 2017. Вып. 8. Ч. 2. С. 95—103.

УДК 621.914.1

В. А. СТЕЛЬМАКОВ, В. М. ДАВЫДОВ, д-р техн. наук, А. В. НИКИТЕНКО, канд. техн. наук, М. Р. ГИМАДЕЕВ
(Тихоокеанский ГУ, г. Хабаровск), e-mail: stelmakov_92@mail.ru

Обеспечение точности формы отверстий, полученных фрезерованием с винтовой интерполяцией на обрабатывающих центрах с ЧПУ

Сформулированы рекомендации по выбору технологических параметров обработки отверстий фрезерованием с винтовой интерполяцией для обеспечения требуемой точности формы.

Ключевые слова: обрабатывающий центр, отклонение, круглость, цилиндричность, нейросетевая модель.

The recommendations on the selection of technological parameters for hole processing by milling with screw interpolation are formulated to provide the required shape accuracy.

Keywords: machining center, deviations, roundness, cylindricity, neural network model.

В судостроении и авиастроении тенденции снижения металлоемкости изделий и повышения их качества обусловили увеличение номенклатуры корпусных деталей, изготовляемых на обрабатывающих центрах с ЧПУ. Анализ технологичности данных деталей показал, что наибольшая трудоемкость связана с обработкой гладких цилиндрических отверстий, к которым предъявляются высокие требования по точности.

В настоящее время в силу объективных причин на многих предприятиях с многономенклатурным производством использование узкопрофильного инструмента при обработке отверстий в три этапа (черновая, получистовая и чистовая обработки) не представляется возможным ввиду значительной стоимости и малой универсальности данного инструмента и высокой трудоемкости наладки на исполнительный размер. Поэтому возникает необходимость в использовании многофункционального режущего инструмента. Данному требованию отвечают концевые твердосплавные фрезы.

Современные обрабатывающие центры с ЧПУ позволяют выполнять высокоточные отверстия, реализуя различное фрезерование, например с круговой или винтовой интерполяциями.

Ввиду активного развития и обновления систем управления металлорежущим оборудованием и совершенствования динамических характеристик станков (приводов, цифровых систем) на данный момент отсутствуют или устарели рекомендации по выбору стратегии обработки с учетом требуемой точности.

Цель данной работы — обеспечение точности формы отверстий, получаемых фрезерованием с винтовой интерполяцией.

Для решения поставленной задачи необходимо следующее:

установить связи между величинами отклонений от круглости ($\Delta d_к$) и цилиндричности ($\Delta d_ц$) обрабатываемых отверстий и технологическими параметрами обработки при фрезеровании с винтовой интерполяцией;

сформулировать рекомендации по выбору параметров и режимов обработки для обеспечения требуемой точности формы отверстий при заданной производительности;

разработать нейросетевую модель для прогнозирования точности формы отверстия.

Эксперименты, описанные в работах [1, 2], показали, что на отклонения $\Delta d_к$ и $\Delta d_ц$ при фрезеровании с винтовой интерполяцией большое влияние оказывает зазор в шарико-винтовой паре (ШВП) при смене направления движения. Данные погрешности представляют собой углубления (рис. 1, *а*, зона *А*). Кроме того, при высоком значении шага $a_р$ режущих витков имеют место упругие отжатия фрезы (рис. 1, *б*).

Погрешность, связанная с зазором в ШВП, зависит от множества факторов: типа ШВП (с прецизионным преднатягом, с преднатягом, люфтовый), класса точности, срока эксплуатации, характера нагрузок и т. д. [3]. Следовательно, для каждого обрабатывающего центра данная погрешность будет иметь определенное значение.

Погрешность, обусловленная большим шагом $a_р$, увеличивает силу резания, что приводит к упругому отжатито инструмента при чистовой обработке.

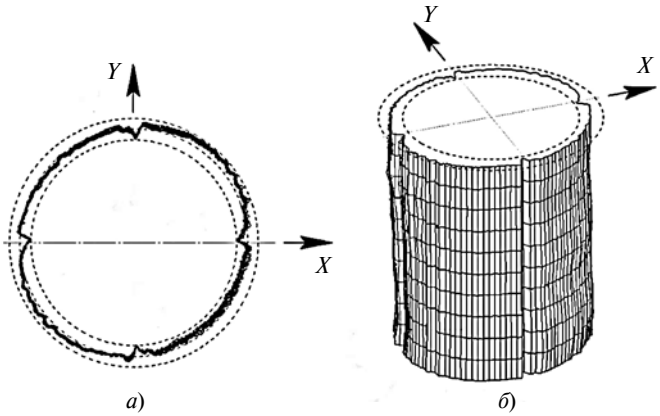


Рис. 1. Погрешности формы отверстия из-за зазора в ШВП (*а*) и упругого отжатия фрезы (*б*)

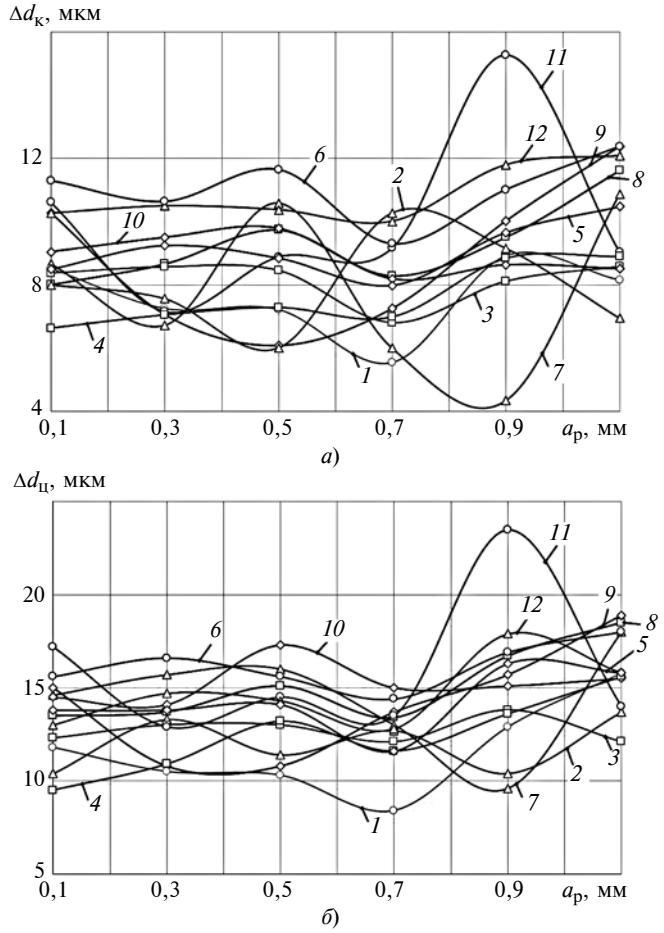


Рис. 2. Зависимости отклонений $\Delta d_к$ (*а*) и $\Delta d_ц$ (*б*) от параметров $a_р$, $D_и$ и $F_р$ (см. табл. 1)

Увеличение шага $a_р$ оправдывается повышением производительности обработки, но на сегодняшний день нет четких рекомендаций по выбору данного параметра, поэтому технологи, руководствуясь личным опытом, зачастую занижают режимы обработки.

Составляющая P_z силы резания при данной обработке является функцией от шага $a_р$: $P_z = S_{max} a_р p_{ср}$, где S_{max} — максимальная толщина срезаемого слоя; $p_{ср}$ — распределенная сила резания, Н/мм^2, при средней толщине стружки 1 мм.

Чистовое фрезерование с винтовой интерполяцией имеет преимущество по сравнению с фрезерованием с круговой интерполяцией относительно силы резания. Это связано с тем, что шаг $a_р$ режущих витков меньше глубины обработки. Однако при фрезеровании с винтовой интерполяцией производительность ниже.

Для оценки точности формы при фрезеровании с винтовой интерполяцией были выполнены эксперименты (обрабатывали алюминиевый сплав АМг6), которые позволили установить влияние шага $a_р$, рабочей подачи $F_р$ и диаметра $D_и$ инструмента на отклонения от круглости и цилиндричности ($\Delta d_к$ и $\Delta d_ц$) выполняемых отверстий.

Параметры отверстия измерили с помощью кругломера Roundcom 41C с шагом 1 мм. Обрабатывали отверстия глубиной 10÷30 мм.

Эксперименты проводили на обрабатывающих центрах (ОЦ) DMC 635V ecoline (трехкоординатный) и DMIJ 50 ecoline (пятикоординатный) (далее DMC 635V и DMU 50).

В качестве режущего инструмента использовали двухзубые концевые фрезы Sandvik Coromant диаметрами $D_и$ = 10 и 8 мм из инструментального материала H10F (российский эпилог — ВК6-ОМ, используемый для чистовой и получистовой обработки серого чугуна, цветных металлов и сплавов).

Зависимости отклонений $\Delta d_к$ и $\Delta d_ц$ обработанных отверстий от шага $a_р$, диаметра $D_и$ инструмента, подачи $F_р$, а также вида используемого оборудования приведены на рис. 2, *а*, *б*. Шаг $a_р$ изменяли от 0,1 до 1,1 мм с шагом 0,2 мм, остальные значения варьируемых параметров представлены в табл. 1. Анализ полученных зависимостей показал, что отклонение $\Delta d_к$ от круглости при разных значениях $a_р$, $F_р$ и $D_и$ изменяется от 6 до 12 мкм, а отклонение $\Delta d_ц$ от цилиндричности изменяется от 10 до 18 мкм. Следовательно, данные отклонения мало зависят от исследуемых факторов.

На рис. 3 проведены зависимости времени *t* обработки от шага $a_р$ режущих витков, подачи $F_р$ и вида используемого оборудования (см. табл. 1). При изменении шага $a_р$ с 0,5 до 1,1 мм время *t* чистовой обработки отверстий (т. е. производительность обработки) изменяется незначительно. Поэтому увеличение шага $a_р$ для повышения производительности при сохранении заданной точности формы не оправдано.

На рис. 4, *а*, *б* представлены зависимости параметров *Ra* и *R*max шероховатости обработанной поверхности от шага $a_р$. Установлено, что при увеличении шага $a_р$ параметр *Ra* шероховатости увеличивается в 1,5—2 раза.

Таким образом, оптимальными параметрами обработки для обеспечения заданной точности формы выполняемых отверстий и качества их поверх-

Таблица 1

Значения варьируемых параметров обработки

Номер эксперимента	$F_р$, мм/зуб	$D_и$, мм	ОЦ
1 2 3	0,03 0,05 0,07	8	DMU 50
4 5 6	0,03 0,05 0,07		DMC 635V
7 8 9	0,03 0,05 0,07	10	DMU 50
10 11 12	0,03 0,05 0,07		DMC 635V

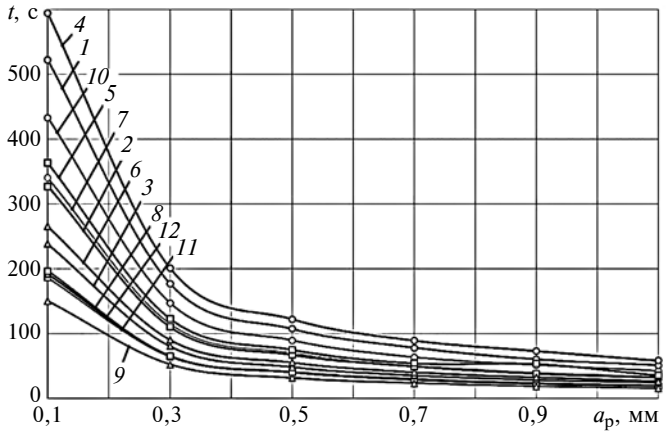


Рис. 3. Зависимости времени *t* обработки отверстий от параметров $a_р$, $D_и$ и $F_р$ (см. табл. 1)

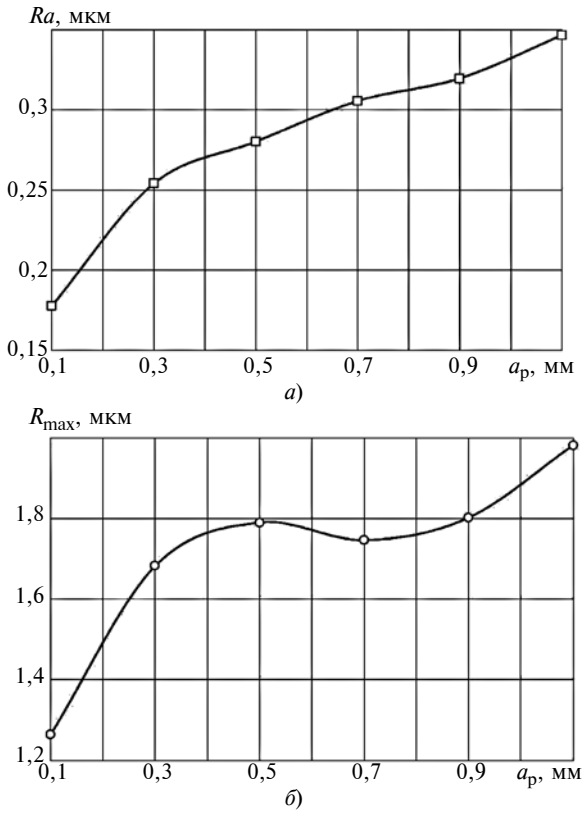


Рис. 4. Зависимости параметров *Ra* (*а*) и *R*max (*б*) шероховатостей обработанных поверхностей от шага $a_р$ витков инструмента

ностей являются максимально допустимая подача и шаг $a_р$ = 0,3÷0,7 мм.

Исследовали также влияние на точность форм обрабатываемых отверстий погрешности, связанном с зазором в ШВП. Были получены круглограммы обработанных отверстий при разных значениях $a_р$, $F_р$ на разных обрабатывающих центрах (табл. 2, 3). Видно, что погрешность, связанная с зазором в ШВП, значительно влияет при высоких значениях подачи $F_р$.

Кроме того, обрабатывающий центр DMC 635V эксплуатировали дольше, и его исполнительные органы испытывали бóльшие нагрузки, а следовательно, подвергались бóльшему изнашиванию, что и обусловило бóльшую погрешность, связанную с зазором в ШВП.

Погрешность обработки можно минимизировать периодическим обновлением настроек кинематики станка, т. е. фактора *Kv* рассогласования приводов, который следует согласовывать с производителем оборудования.

Для прогнозирования точности формы отверстий, полученных фрезерованием с винтовой интерполяцией, была разработана нейросетевая модель с

Таблица 2

Круглограммы отверстий, полученных на ОЦ DMU50

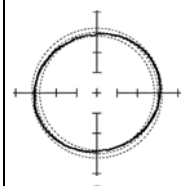
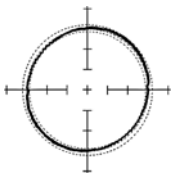
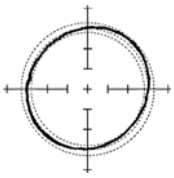
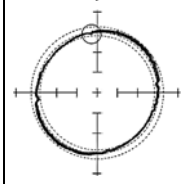
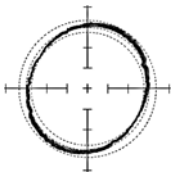
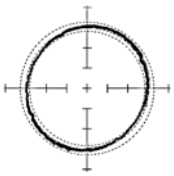
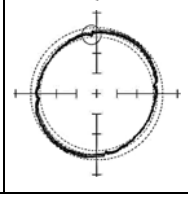
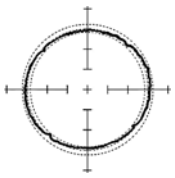
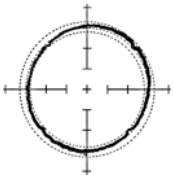
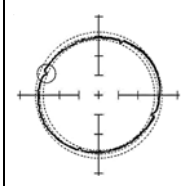
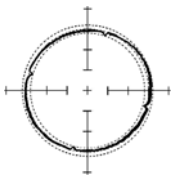
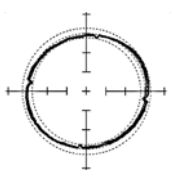
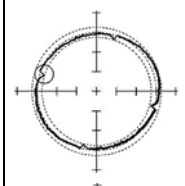
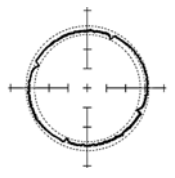
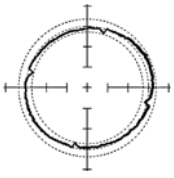
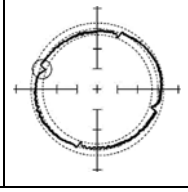
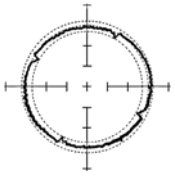
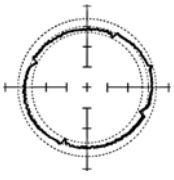
$F_р$, мм/зуб	$a_р$, мм		
	0,3	0,7	1,1
0,03			
0,05			
0,07			

Таблица 3

Круглограммы отверстий, полученных на обрабатывающем центре DMC 635V

$F_р$, мм/зуб	$a_р$, мм		
	0,3	0,7	1,1
0,03			
0,05			
0,07			

УДК 621.785.5 + 621.791.9

В. А. КОРОТКОВ, д-р техн. наук (Нижнетагильский филиал Уральского федерального университета),
e-mail: vk@udgz.ru

Исследование комбинированного упрочнения сталей плазменной закалкой и карбонитрацией

На примере стали 5ХНМ показано, что предварительная плазменная закалка перед карбонитрированием существенно повышает твердость и толщину карбонитридного слоя, но незначительно изменяет данные показатели гетерогенной зоны.

Ключевые слова: карбонитрация, плазменная закалка, микроструктура.

On the example of "5XHM" steel it is shown, that preliminary plasma quenching before carbonitriding significantly increases the hardness and thickness of the carbonitride layer, but slightly changes the given parameters of the heterogeneous zone.

Keywords: carbonitration, plasma hardening, microstructure.

Карбонитрация — относительно недавно разработанная (в 70-х гг. XX века) технология поверхностного упрочнения диффузионным азотированием в расплаве соли, основанная на создании на поверхности слоя повышенной твердости и коррозионной стойкости [1]. Однако небольшая толщина слоя (≈0,3 мм) не позволяет выдерживать высокие контактные нагрузки. Бóльшую толщину упрочненного слоя (≈1÷2 мм) обеспечивает плазменная закалка, которая осуществляется перемещением плазменной дуги по поверхности. Этот способ стал известен в 80-х гг. XX века, но в производстве применялся эпизодически, преимущественно исследователями [2]. Ситуация изменилась в 2002 г., когда была разработана и стала серийно выпускаться специализированная установка для УДГЗ-200, позволившая осуществить плазменную закалку, недоступную другим способам [3]. Однако в отличие от карбонитрации плазменная закалка не создает на поверхности слой карбонитрида, который обеспечивает повышенную твердость и снижает коэффициент трения и, соответственно, потери энергии до 1,5 раза [4].

Цель данной работы — исследовать влияние на структуру и твердость карбонитрированного слоя предварительного упрочнения плазменной закалкой.

Для исследования использовали два нормализованных образца из штамповой стали 5ХНМ стандартного состава. Один образец перед карбонитрацией упрочняли плазменной закалкой на установке УДГЗ-200 согласно рекомендациям, приведенным в паспорте на установку (info@1m63.ru). На фрагменте закаленного образца определяли глубину упрочненного слоя, твердость которого была больше исходной твердости, а глубина ≈0,7 мм. Затем оба образца подвергали карбонитрации при температуре 570 °С в течение 2 ч. Из образцов вырезали темплеты, на которых приготовили шлифы для электронно-микроскопического и микрорентгеноспектрального исследований. Для первого иссле-

(Окончание статьи. Начало см. на стр. 73)

входными параметрами: $F_р$; $a_р$; $D_и$; $D_{от}$ — диаметр обрабатываемого отверстия; v — скорость резания; $l_и$ — длина инструмента.

Обучение нейронной сети осуществлялось на основании экспериментальных оценок, полученных методом обратного распространения ошибки [4—6].

Разработанная нейросетевая модель позволяет по имеющимся входным параметрам, которые определяются с учетом алгоритма технологического процесса обработки, спрогнозировать отклонения от круглости и цилиндричности получаемых отверстий. Достоверность прогнозируемых показателей точности составляет 91 %.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Метод** оценки точности гладких цилиндрических отверстий по диаметральному размеру и относительному положению их осей / В. А. Стельмаков, М. Р. Гимадеев, А. В. Никитенко, В. М. Давыдов // Ученые записки Комсомольского-на-Амуре ГТУ. Науки о природе и технике. 2016. № I-1 (25). С. 73—81.

2. **Исследование** причин возникновения погрешностей формы при обработке отверстий фрезерованием / В. А. Стельмаков, М. Р. Гимадеев, А. В. Никитенко, В. М. Давыдов // Проблемы и достижения в инновационных материалах и технологиях машиностроения. Мат. Междунар. науч.-техн. конф. 2015. С. 257—259.

3. **Виды** преднатяга шариковинтовых пар: Промышленный каталог: http://electroprivod.ru/bspretightness.htm.

4. **Галушкин А. И.** Нейронные сети: основы теории: Монография. М.: Горячая линия — Телеком, 2010. 496 с.

5. **Лазарев В. М., Свиридов А. П.** Нейросети и нейрокомпьютеры: Монография. М.: Изд-во МГТУ, 2011. 131 с.

6. **Хайкин С.** Нейронные сети / Под ред. Н. Н. Куссуль; пер. с англ. Н. Н. Куссуль, А. Ю. Шелестова. М.: Издательский дом "Вильямс", 2006 1104 с.

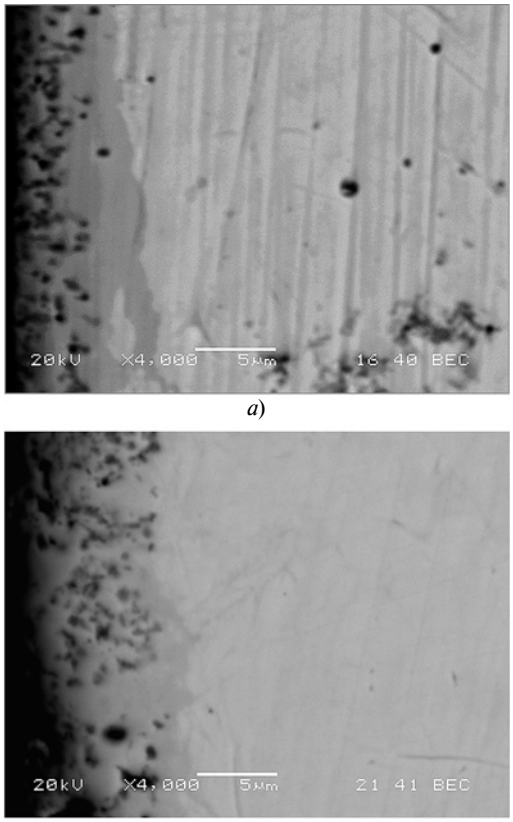
дования использовали растровый электронный микроскоп JSM-59000 LV в обратно рассеянных электронах, для второго — энергодисперсионный рентгеновский спектрометр Oxford INCA Energy 200. Результаты приведены соответственно на рис. 1 и 2. Микротвердость измеряли на микротвердомере LEICA HV AUTO с программным обеспечением; прецизионные измерения выполняли с нагрузкой 5 г при самой низкой скорости нагружения 25 мкм/с и выдержке 15 с. Результаты приведены на рис. 3.

Типичная металлография [1] поперечного сечения карбонитрированной стали имеет поверхностный слой карбонитрида с повышенной твердостью и под ним гетерогенную зону твердого раствора азота в стали. В данном исследовании толщина карбонитрида на нормализованной стали (см. рис. 1, *а*) оказалась меньше, чем на закаленной стали (см. рис. 1, *б*). Но в обоих случаях слой карбонитрида не отличался монолитной однородностью и не имел прямой линии сцепления с основным металлом, наличие которых предполагает, как правило, склонность упрочненных слоев к сколам при эксплуатации.

Концентрация азота (до 20 %) в нормализованном образце присутствует до глубины 9 мкм и до 12 мкм — в образце с плазменной закалкой (см. соответственно рис. 2, *а* и *б*). Высокая твердость ($HV > 750$), присущая карбонитриду, наблюдается до глубины 5 мкм в нормализованном образце и до 10 мкм — в образце с плазменной закалкой (см. рис. 3). Следует отметить более высокую твердость карбонитрида закаленного образца (1500 *HV*) по сравнению с карбонитридом нормализованного образца (1020 *HV*).

В данном исследовании азот под слоем карбонитрида проявился лишь в виде следов (см. рис. 2, *а* и *б*), однако его присутствие указывает на повышенную твердость металла, которая в нормализованном образце постепенно уменьшается с 750 до 356 *HV* на глубине 100 мкм; значение 287 *HV* на глубине 140 мкм от поверхности соответствует нормализованной стали 5ХНМ в исходном состоянии. В образце с плазменной закалкой твердость гетерогенной зоны уменьшается с 725 до 360 *HV* на глубине 140 мкм. Следовательно, предварительная закалка повышает способность стали 5ХНМ к упрочнению в процессе карбонитрации, что относится как к слою карбонитрида, так и к гетерогенной зоне под ним.

В гетерогенной зоне нормализованного образца с удалением от слоя карбонитрида микротвердость постоянно уменьшается, что согласуется с результатами подобных исследований и объясняется замедлением диффузии азота. Но монотонное уменьшение микротвердости в образце с предварительной плазменной закалкой прерывается ее локальным увеличением до 730 *HV* на глубине 50 мкм (см. рис. 3). Это объясняется тем, что в образце с



а)

б)

Рис. 1. Микроструктуры карбонитрированного слоя на стали 5ХНМ в нормализованном состоянии (*а*) и после плазменной закалки (*б*)

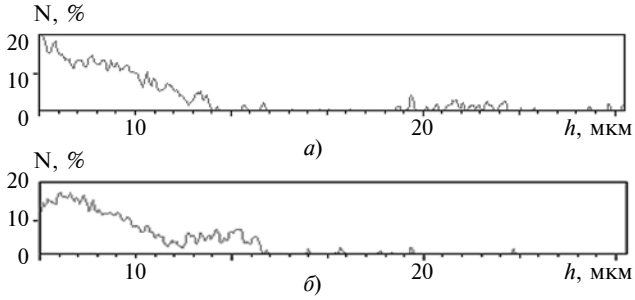


Рис. 2. Распределение азота по глубине *h* карбонитрированного слоя на стали 5ХНМ нормализованной (*а*) и после плазменной закалки (*б*)

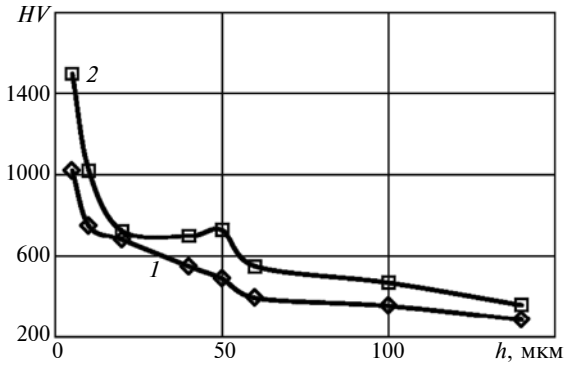


Рис. 3. Распределение микротвердости *HV* по глубине *h* карбонитрированного слоя в образцах стали 5ХНМ нормализованной (*1*) и после плазменной закалки (*2*)

плазменной закалкой протекают два взаимно противоположных явления: упрочнение от насыщения азотом и разупрочнение в результате отпуска предварительно закаленного металла. Вероятно отпуск стимулировал на глубине 50 мкм диффузионное насыщение, что и стало причиной аномального увеличения микротвердости. На глубине 140 мкм твердость уменьшилась до 360 *HV*, т. е. до твердости закаленной и отпущенной стали 5ХНМ, которая несколько выше твердости 287 *HV* этой стали в нормализованном состоянии.

Выводы

Карбонитрация нормализованной стали 5ХНМ по типовому режиму (2 ч при 570 °С) создает на поверхности слой карбонитрида толщиной 5 мкм и твердостью 1020 *HV*, под которым располагается гетерогенная зона с убывающей до 750÷356 *HV* твердостью на глубине до 100 мкм. Слой твердого карбонитрида не имеет монолитного строения и прямолинейной границы с основным металлом, что исключает его предрасположенность к выкрошиванию при рабочих нагрузках.

Плазменная закалка стали 5ХНМ на глубину 0,7 мм перед карбонитрацией благоприятно влияет на свойства поверхности: толщина карбонитридного слоя увеличивается до 10 мкм, а твердость до 1500 *HV*. Размер гетерогенной зоны остается таким же, как у нормализованной стали, но ее твердость увеличивается на 7÷30 %.

Температура 570 °С карбонитрации действует как отпуск на слой плазменной закалки, который подвергся диффузионному упрочнению азотом (на глубине от 140 до 700 мкм). Его твердость снизилась до 356 *HV*, т. е. до значения, соответствующего закаленной и отпущенной стали.

Учитывая небольшую трудоемкость процессов карбонитрации и плазменной закалки [1, 3], а также улучшение показателей упрочненного слоя, можно рекомендовать их практическое совместное использование.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Развитие** процесса карбонитрации / С. Г. Цих, В. И. Гишин, А. В. Супов и др. // Металловедение и термическая обработка металлов. 2010. № 9. С. 7—12.
2. **Линник В. А., Онегина А. К., Андреев А. И.** Поверхностное упрочнение сталей плазменной закалкой // Металловедение и термическая обработка металлов. 1983. № 4. С. 2—4.
3. **Коротков В. А., Злоказов М. В.** Исследование износостойкости штамповых сталей, прошедших упрочнение плазменной закалкой // Вестник машиностроения. 2014. № 8. С. 59, 60.
4. **Исследование** влияния карбонитрирования на коэффициент трения зубчатых передач на основе физического моделирования / Ю. В. Жиркин, Р. Р. Юсупов, Н. Л. Султанов, Е. И. Мироненков // Ремонт. Восстановление. Модернизация. 2013. № 11. С. 21—25.

УДК 534-8

Р. И. НИГМЕТЗЯНОВ, С. К. СУНДУКОВ, кандидаты технических наук, А. В. СУХОВ,
Д. С. ФАТЮХИН, д-р техн. наук (Московский автомобильно-дорожный ГТУ — МАДИ), e-mail: sergey-lefmo@yandex.ru

Ультразвуковой способ получения моющих пен

Предложен способ пенообразования с использованием ультразвуковой обработки моющей смеси. Исследовано влияние кавитации и акустических течений на пенообразование. Определены зависимости кратности пены и скорости пенообразования от режимов ультразвуковой обработки и влияние концентрации моющего раствора и амплитуды ультразвуковых колебаний на дисперсность пены.

Ключевые слова: пена, пенообразование, ультразвук, кавитация, акустический поток.

A method for foaming using an ultrasonic treatment of a detergent mixture is proposed. The influence of cavitation and acoustic currents on foaming has been studied. Dependences of the foam multiplicity and foaming rate on the ultrasonic treatment regimes and the influence of the washing solution concentration and the ultrasonic vibrations amplitude on the foam dispersion are determined.

Keywords: foam, foaming, ultrasound, cavitation, acoustic flow.

При эксплуатации на автомобили и дорожно-транспортную технику воздействуют различные загрязнения, определяемые временем года, погодными условиями, качеством и видом дорожного покрытия и режимом эксплуатации транспортного средства (перевозка грузов или пассажиров, дорожные работы и т. д.). Совокупность этих факторов определяет вид, место и степень адгезии загрязнения к поверхности. Например, для автомобильного транспорта основные места расположения загрязнений распределяются следующим образом: 8 % спереди, 18 % сверху, 13 % сзади, 1 % сверху, 60 % снизу.

Таким образом, более половины всех загрязнений располагаются снизу, но при этом они наиболее сложно удаляются при мойке. Даже в сухую погоду детали, узлы, агрегаты и их соединения, обращенные к дороге, покрываются слоями грязи и пыли, которые склеиваются между собой маслянистыми веществами, попадающими из многочис-

ленных соединений. В местах соединений слой масла, смешиваясь с пылью, при высыхании образует пленку, обладающую высокой адгезией к поверхности [1].

В сырую погоду в результате смачивания водой на нижних поверхностях техники образуются загрязнения, содержащие меньше песка и больше органических и глинистых примесей, которые увеличивают силы сцепления загрязнений с наружными деталями шасси.

В зимний период на загрязнение автомобиля снизу большое влияние оказывают антигололедные реагенты, изготовляемые на основе хлоридов натрия, калия или кальция и способствующие развитию коррозии на днище кузова. Такие загрязнения негативно влияют не только на эстетические, но и на эксплуатационные характеристики.

Загрязнения на наружных поверхностях дорожно-транспортной техники имеют различное происхождение и разную адгезию, что серьезно препятствует проведению мойки/очистки.

В настоящее время для борьбы с рассмотренными загрязнениями используют бесконтактную мойку активными пенами — смесями поверхностно-активных веществ (ПАВ), антикоррозионных и пенообразующих добавок. Молекулы ПАВ имеют гидрофобно-гидрофильное строение, когда один конец молекулы хорошо смачивается водой, другой — маслом. Поэтому ПАВ способны адсорбироваться на границе раздела "очищаемая поверхность — пена", образовывать на этой границе молекулярные слои, проникать в поры и зазоры, создавать расклинивающее действие и отделять загрязнения от очищаемой поверхности [2].

Выбор пен обусловлен необходимостью удерживать моющие растворы на сложно-ориентированных очищаемых поверхностях: вертикальных элементах кузова, нижних элементах шасси и сложно-профильных элементах рабочего (навесного) оборудования. Именно этот факт определяет преимущественное применение пен по сравнению с эмульсиями и жидкими растворами, эффективность мойки/очистки которыми выше, но при этом их использование ограничивается простыми поверхностями [3].

Пены представляют собой дисперсную систему, в которой дисперсной фазой является газ, а дисперсионной средой жидкость. Механизм образования пузырька пены заключается в формировании адсорбционного слоя на межфазной поверхности газообразного или парообразного включения в жидкой среде, содержащей ПАВ. Скорость формирования этого слоя определяется скоростью диффузии молекул ПАВ из глубины раствора к поверхности.

В настоящее время существуют два способа получения пен:

конденсационный, который основан на изменении параметров физического состояния системы путем пересыщения раствора газом (химические реакции и биологические процессы, сопровождающиеся выделением газа);

диспергационный, который заключается в интенсивном диспергировании моющего раствора при прохождении струй газа (барботажные и аэрационные установки), воздействии движущихся устройств на жидкость в атмосфере газа или действии движущейся жидкости на преграду (перемешивание мешалками, встряхивание, взбивание).

Существующие способы приготовления пен для мойки изделий машиностроения относятся к диспергационным и основаны на использовании высокого давления и специальных таблеток-рассекателей. Наиболее распространенными устройствами являются пенокомплекты и пеногенераторы.

Принцип работы пенокомплекта заключается в подаче воды под высоким давлением в пенную насадку, в которой разреженный воздух затягивает в камеру смешивания моющее средство. Вспенивание происходит при прохождении смеси через пенную таблетку, представляющую собой прессованную сетку с определенным размером ячеек. Готовая пена вылетает из пистолета с давлением 0,35÷0,8 МПа. Струя пены на выходе из пенокомплекта слишком мощная и широкая, что приводит к значительному расходу раствора.

Особенность работы пеногенератора — двухстадийное пенообразование. Сначала в моющий раствор подается сжатый воздух под давлением 5÷6 бар, происходит первичное пенообразование. Далее первичная пена поступает в распыляющий пистолет, где проходит через пенную таблетку, измельчается и дробится.

Недостатки рассмотренных методов — необходимость использования высокого давления и громоздкость оборудования. Применение пен, полученных данными методами, сопровождается рядом проблем.

1. *Неполное использование объема пены.* Вне зависимости от количества нанесенной пены с загрязнениями контактируют непосредственно только нижние слои, верхние слои в реакции не участвуют. В результате увеличивается расход пены.

2. *Время существования пены.* Пена является термодинамически неустойчивой системой и разрушается вследствие диффузионного переноса газа между пузырьками, разрушения пленок пузырьков и вытекания жидкости из пенных пленок. Эти процессы характеризуются уменьшением поверхности раздела фаз, т. е. снижением дисперности.

3. *Невозможность получения пен малой кратности.* Кратность пены (K) определяется отношением объема полученной пены к начальному объему моющего раствора. В рассматриваемых методах крат-

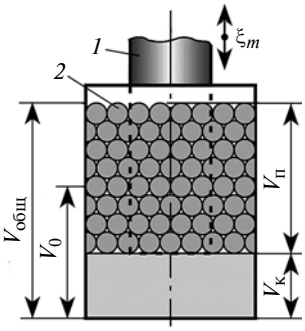


Рис. 1. Схема проведения эксперимента

ность пены определяется размером ячеек таблетки и давлением сжатого воздуха. Из-за значительной концентрации дисперсной фазы образуется пена средней ($20 < K < 200$) или высокой ($K > 200$) кратности. Такие пены являются низкодисперсными, малоустойчивыми и при применении требуется их значительный расход.

Анализ основных способов приготовления пен определил направления совершенствования процесса: снижение давления воды и воздуха; упрощение конструкции оборудования; повышение характеристик пен (в первую очередь дисперсности); получение низкократных пен; уменьшение расхода моющего раствора.

Один из способов реализации перечисленных направлений — ультразвуковой, который в настоящее время применяется только для гашения пен [4, 5].

В качестве объекта исследовали средство для бесконтактной мойки Active Foam Eco (Grass), предназначенное для удаления дорожной пыли, грязи, масла и следов насекомых, в состав которого входят очищенная вода, поверхностно-активные вещества, комплексообразователи, смягчители воды, также присутствуют гидроксид натрия, ингибитор коррозии и краситель. По инструкции для приготовления пены средство необходимо разбавить водой в соотношениях от 1:1 до 1:50 в зависимости от применяемого оборудования. В данной работе при экспериментальных исследованиях использовали соотношения 1:2, 1:4, 1:10, 1:30. Эксперимент проводили следующим образом.

Излучатель *1* трехполуволновой магнитострикционной колебательной системы (рис. 1) погружали в емкость *2* (цилиндрический мерный стакан), заполненную смесью моющего средства и воды с заданной концентрацией.

Обработку проводили при частоте колебаний $f = 22$ кГц и амплитуде колебаний в диапазоне $\xi_m = 7 \div 35$ мкм. Начальный объем обрабатываемой смеси $V_0 = 50$ мл. Излучатель погружали в смесь до отметки 25 мл, т. е. до половины объема. В процессе ультразвуковой обработки часть объема $V_п$ превращается в пену. При обработке оставшаяся смесь, как и пена, приобретают белый цвет, что с учетом высокой дисперсности получаемой пены препятствует визуальному определению границы раздела.

При этом очевидно, что процесс пенообразования заканчивается в момент достижения обрабатываемого объема $V_к$ (конечного), когда торцевая поверхность излучателя перестает касаться поверхности обрабатываемой жидкости. При данных условиях эксперимента $V_к = 25$ мл. Таким образом, образуемый объем пены $V_п = V_{общ} - V_к$.

В этот же момент под действие ультразвуковых колебаний (УЗК) попадает уже образованная пена, что приводит к ее гашению. Поэтому дальнейшая обработка недопустима.

В процессе проведения эксперимента измеряли: время $t_н$ до начала образования пены; объем $V_п$ образовавшейся пены; время $t_к$ окончания пенообразования, которое также соответствует достижению максимального объема $V_п$ пены; с помощью микроскопа определяли структуру полученной пены.

Пенообразование моющей смеси происходит в результате возникающих в жидкости под действием УЗК — кавитации и акустических потоков [6].

Роль кавитации заключается в образовании парогазовых пузырьков в объеме, подвергнутом действию УЗК, на границе которых с жидкостью адсорбируются ПАВ. Часть несхлопнувшихся пузырьков, которые при наличии необходимой подъемной силы всплывают на поверхность, образует пену. Крупномасштабные акустические потоки создают дополнительную выталкивающую силу, что ускоряет подъем и увеличивает количество пузырьков пены. Влияние рассмотренных механизмов на процесс пенообразования зависит от параметров режима ультразвуковой обработки [7].

В результате эксперимента получили зависимости параметров пенообразования от амплитуды ξ_m колебаний торца излучателя: времени $t_н$ начала пенообразования (рис. 2, *а*); кратности пены $K = V_п/(V_0 - V_к)$ (рис. 2, *б*); скорости пенообразования $v_п = V_п/(t_к - t_н)$ (рис. 2, *в*).

Характер полученных зависимостей объясняется различиями режимов ультразвуковой обработки.

На низкоамплитудном ($\xi_m < 10$ мкм) и переходном ($\xi_m = 10 \div 12$ мкм) режимах в основном образуются схлопывающиеся кавитационные пузырьки с коротким жизненным циклом, а отсутствие крупномасштабных акустических течений не позволяет инициировать интенсивное пенообразование.

С постепенным увеличением амплитуды ($\xi_m > 12$ мкм) (высокоамплитудный режим) акустические потоки усиливаются [8, 9], увеличивается количество несхлопывающихся пульсирующих пузырьков, жизненный цикл которых может составлять до нескольких секунд.

При достижении амплитуды $\xi_m > 20$ мкм под излучателем значительно возрастает объем пузырьков в результате выпрямленной диффузии. При сжатии пузырька концентрация газа в нем увеличивается, и газ диффундирует из пузырька в жидкость. При расширении пузырька наоборот — концентрация газа уменьшается, и диффузионный поток изменяет направление на противоположное [10]. Однако при расширении пузырька его поверхность больше, чем при сжатии, поэтому количество газа диффундирующего внутрь пузырька при расширении

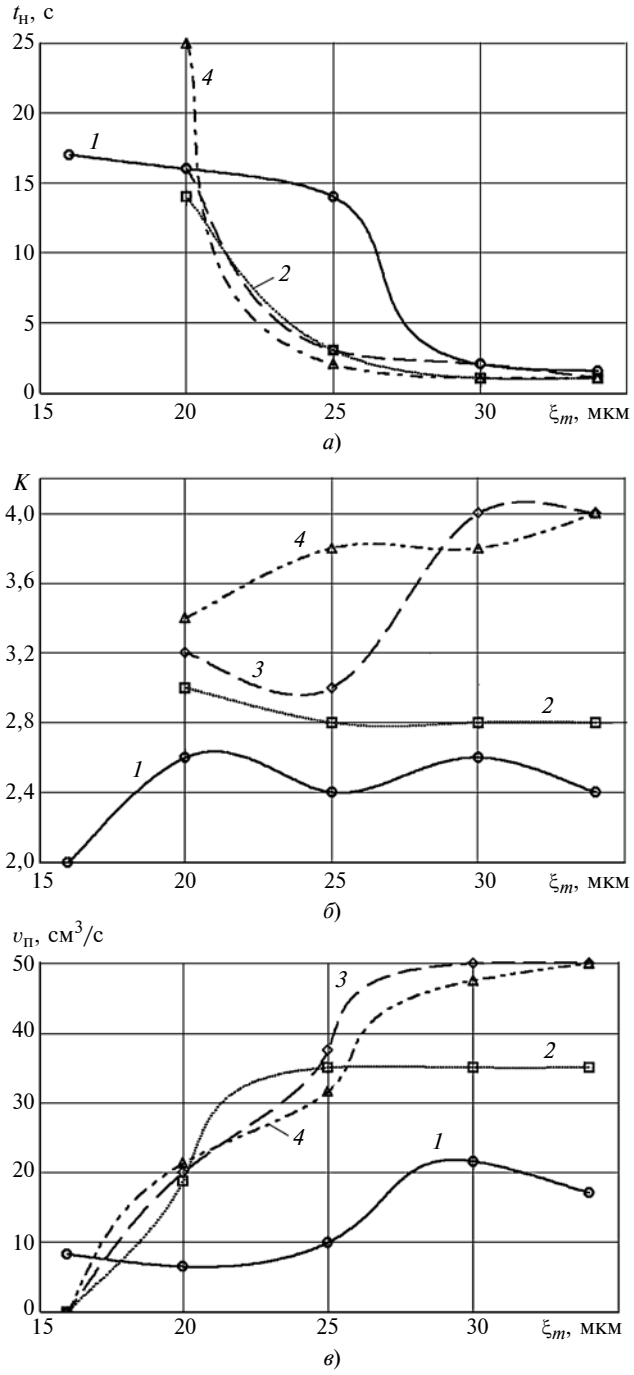


Рис. 2. Зависимости времени $t_н$ (*а*), кратности *K* пены (*б*) и скорости $v_п$ пенообразования от амплитуды ξ_m при концентрации смеси 1:30 (*1*), 1:10 (*2*), 1:4 (*3*) и 1:2 (*4*)

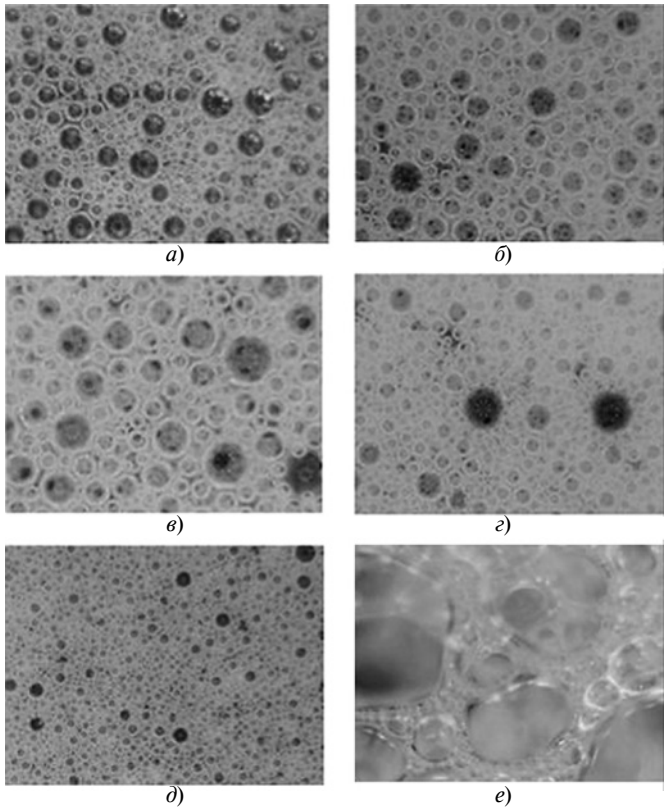


Рис. 3. Структуры пены, полученной при обработке с амплитудой ξ_m = 30 мкм и концентрации смеси 1:50 (*а*), 1:30 (*б*), 1:10 (*в*), 1:4 (*г*), 1:2 (*д*) и 1:2 (*е*) с пенной насадкой

больше количества газа, выходящего при сжатии. В результате повышенного газонасыщения начинается активное пенообразование.

Тем не менее, время, необходимое для начала пенообразования с амплитудой ξ_m = 20 мкм для рассматриваемых концентраций смеси, составляет от 13 до 25 с, что недостаточно для технологического применения. При дальнейшем увеличении амплитуды обработки время начала уменьшается и пенообразование ускоряется. Так, при амплитудах $\xi_m > 30$ мкм пена образуется сразу после начала обработки, при этом со скоростью до 50 см^3/с. Максимальный объем пены достигается за 2÷3 с.

Зависимости, полученные для смеси с концентрацией 1:30, отличаются от других. Это связано с тем, что при большом количестве воды снижается кавитационный порог смеси, и пена начинает образовываться при амплитудах $\xi_m < 20$ мкм, а небольшое количество моющего средства обусловливает низкую скорость пенообразования.

Таким образом, для используемого моющего средства оптимальный режим ультразвуковой обработки будет при амплитуде ξ_m = 30 мкм.

Все пены, полученные ультразвуковой обработкой, имеют низкую кратность ($K < 20$) вследствие малого газосодержания смеси и отсутствия интенсивного диспергирования сжатым воздухом (как при диспергационном методе пенообразования).

Этим же объясняется структура пен. На рис. 3 приведены структуры пен, полученных на выбранном режиме, для разных концентраций смеси. Эти пены имеют более высокодисперсную структуру по сравнению с пеной, полученной по традиционной технологии с применением пенной насадки (см. рис. 3, *е*) При этом с увеличением концентрации смеси увеличивается количество пенных пузырьков и уменьшается их диаметр.

Таким образом, в результате анализа основных способов получения пены для мойки автомобиля выявлены основные недостатки и определены направления совершенствования технологии.

Предложенный ультразвуковой способ обработки моющей смеси позволяет:

проводить пенообразование без использования сжатого воздуха, только за счет кавитации и акустических течений;

управлять характеристиками процесса пенообразования изменением режима обработки;

получать пены с высокой дисперсностью, которая зависит от концентрации моющего раствора и амплитуды УЗК;

получать только низкократные пены.

Пены, полученные с использованием УЗК, высокоустойчивы и хорошо очищают поверхности, что повышает их моющие свойства и сокращает расход пены в процессе мойки.

Для получения пен средней и высокой кратности в процессе ультразвуковой обработки в моющую смесь можно подавать сжатый воздух под невысоким давлением. При этом использование воздуха не является основным механизмом пенообразования, а только определяет размер дисперсной фазы и кратность пены.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Карагодин В. И., Митрохин Н. Н.** Ремонт автомобилей и двигателей: Учеб. для студ. сред. проф. учеб. заведений. М.: Издательский центр "Академия", 2003. 496 с.

2. **Statistical** Analysis of Optimal Ultrasound Emulsification Parameters in Thistle-Oil Nanoemulsions / M. A. Miastkowska, M. Zielina, M. Banach, et. al. // Journal of Surfactants and Detergents. V. 20 (1). 2017. P. 233—246.

3. **Применение** ультразвука при получении пен, применяемых для мойки изделий машиностроения / В. В. Гриб, Н. В. Левушкина, Р. И. Нигметзянов и др. // Вестник МАДИ. 2017. № 1 (48). С. 43—49.

4. **Experimental** study of defoaming by air-borne power ultrasonic technology / G. Rodrigez, E. Riera, J. A. Gallego-Juarez, et. al. // Physics Procedia. V. 3. Issue 1. 2010. P. 135—139.

5. **Routledge S. J.** Beyond de-foaming: the effects of antifoams on bioprocess productivity // Computational and Structural Biotechnology Journal. V. 3. Issue 4. 2012. e201210014.

6. **A study** of the influence of cavitation structures on the facial layers of structural materials / D. S. Fatyukhin, R. I. Nigmetzyanov, J. M. Luznov, et al. // Jr. of Industrial Pollution Control. 2017. V. 33. N. 2. P. 61—65.

7. **Ультразвуковая** обработка дисперсных систем / А. Н. Ливанский, Р. И. Нигметзянов, С. К. Сундуков, Д. С. Фатюхин // Вестник машиностроения. 2017. № 9. С. 62—68.

8. **Research** on the influence of ultrasonic vibrations on paint coating properties / A. N. Livanskiy, V. M. Prikhodko, S. K. Sundukov, D. S. Fatyukhin // Transactions of FAMENA. Travanj 2016. V. 40. N. 1. P. 129—138.

9. **Нигметзянов Р. И., Приходько В. М., Сундуков С. К.** Разработка технологических установок для ультразвуковой очистки изделий автотракторной техники // Наукоемкие технологии в машиностроении. 2015. № 10 (52). С. 22—26.

10. **Казанцев В. Ф., Фатюхин Д. С.** О механизме дегазации при высокоамплитудной ультразвуковой жидкостной обработке / Вестник московского автомобильно-дорожного ГТУ (МАДИ). 2013. № 3. С. 37—42.

Вниманию авторов

Не допускается предлагать к публикации уже опубликованные или намеченные к публикации в других журналах материалы.

Статьи в редакцию можно присылать на e-mail: vestmash@mashin.ru. В случае пересылки статьи почтой, кроме текста, напечатанного на белой бумаге формата А4 на одной стороне листа через 1,5—2 интервала 14-м кеглем, необходимо прикладывать электронную версию (шрифт Times New Roman в Microsoft Word, 14-й кегль, расстояние между строк 1,5).

К статье прилагаются:

1) акт экспертной комиссии, подтверждающий, что статья не содержит материалов, входящих в перечень сведений, отнесенных к государственной тайне Указом Президента РФ № 1203 от 30.11.1995, и может быть опубликована в открытой печати;

2) аннотация (1—3 предложения) и ключевые слова;

3) сведения об авторах (фамилия, имя, отчество, место работы, должность, ученая степень, адрес, e-mail, телефон).

Объем статьи не должен превышать 20 страниц (с рисунками и таблицами). Все страницы должны быть пронумерованы. Рисунки и таблицы давать после текста.

Представляя статью в редакцию для публикации, авторы выражают согласие с тем, что:

1) статья может быть переведена и опубликована на английском языке;

2) после публикации в журнале материал может быть размещен в Интернете;

3) авторский гонорар за публикацию статьи не выплачивается.

Редакция оставляет за собой право сообщать автору о результатах рецензирования без предоставления рецензии.

Представленные в редакцию материалы обратно не высылаются.

Минимальный срок публикации — 4 месяца со дня предоставления рукописи в редакцию при соблюдении всех изложенных выше требований (обусловлен технологическим процессом).

УДК 621.9

Е. А. КУДРЯШОВ, И. М. СМИРНОВ, доктора техн. наук, Н. А. ХИЖНЯК (АО "Научно-исследовательский инженерный институт", г. Балашиха), e-mail: kea-swsu@mail.ru

Повышение эффективности сборного инструмента с режущими пластинами улучшенного профиля передней поверхности

Рассмотрены конструктивные особенности сменных многогранных пластин (СМП) для сборного инструмента, применяемые при прерывистом точении. На примере спиральной поверхности ротора обоснована необходимость придания передней поверхности СМП циклоидального профиля для лучшего перераспределения ударной нагрузки.

Ключевые слова: прерывистое точение, проходной резец, сложный профиль, сменная многогранная пластина, стойкость.

The design features of replaceable polyhedral plates (RPP) for the assembly tool, used for discontinuous turning, are considered. On the example of the spiral surface of the rotor, the necessity to make the front surface of the RPP as a cycloidal profile for better redistribution of the impact load is substantiated.

Keywords: discontinuous turning, passing cutter, complex profile, replaceable polyhedral plate, durability.

В конструкциях современных машин часто используют узлы и детали повышенной сложности из труднообрабатываемых материалов и, в частности, элементы пакетных конструкций, в которых сочетаются металлы и неметаллы. При этом к обработанным поверхностям предъявляются высокие требования — 6 и 7 квалитеты точности, параметр шероховатости Ra = 0,32÷0,63 мкм.

Повысить эффективность обработки резанием сложных поверхностей можно совершенствованием режущего инструмента, например, использовать сборный инструмент с механическим креплением режущих пластин, профили и геометрия режущих частей которых обеспечивают заданные точность обработки и производительность.

Сборный лезвийный инструмент со сменными многогранными пластинами (СМП), изготовляемыми из разных инструментальных материалов, открывает новые возможности в обработке резанием сложных поверхностей и в том числе в условиях прерывистого точения.

Инструменты, оснащенные СМП, по сравнению с напаянными пластинами, имеют следующие преимущества:

1) возможность систематизации формирования заделов и значительное их сокращение ввиду многократного использования каждой СМП;

2) простота замены режущей пластины сокращает время переналадки и исключает повторную заточку режущей кромки;

3) надежный способ механического крепления и отсутствие термических напряжений, связанных с пайкой, расширяет номенклатуры инструментальных материалов (режущая керамика, сверхтвердые материалы);

4) инструментальный материал, используемый в СМП, позволяет осуществить резание на высокоточных, жестких и скоростных станках в автоматизированном производстве на более высоких режимах резания с большей производительностью.

Сегодня изготовляются СМП различных форм, размеров и степени точности. Как правило, пластины представляют собой многогранники с плоскими или криволинейными передними поверхностями и могут иметь сложную форму с отверстиями, выточками и прочими конструктивными элементами.

Особые требования предъявляются к креплению СМП по обеспечению высокой жесткости контакта ее опорных поверхностей и гнезда державки в направлении действия главной составляющей силы резания, чтобы исключить ослабление крепления СМП при точении сложных поверхностей. Стойкость режущей кромки и стабильность ее работы в условиях прерывистого резания изменяются в зависимости от способа крепления пластины. Так, при прерывистом точении стали 45 резцами с пластинами из твердого сплава Т15К6 при скорости точения v = 150÷250 м/мин, подаче S = 0,1÷0,4 мм/об и глубине резания h = 1,0÷3,0 мм для резцов с креплением СМП качающимся штифтом (рис. 1, *а*), косой тягой (рис. 1, *б*) и прихватом через отверстие (рис. 1, *в*) коэффициенты вариации значений стойкости составили: 0,384; 0,336 и 0,221 [1].

СМП можно классифицировать по разным признакам:

1) по назначению: режущие, опорные, стружколомы;

2) по материалу: твердые сплавы, режущая керамика, сверхтвердые материалы;

3) по применению: для чистовой, получистовой, черновой обработок;

4) по конструктивным параметрам: по длине режущей кромки, толщине, радиусу при вершине;

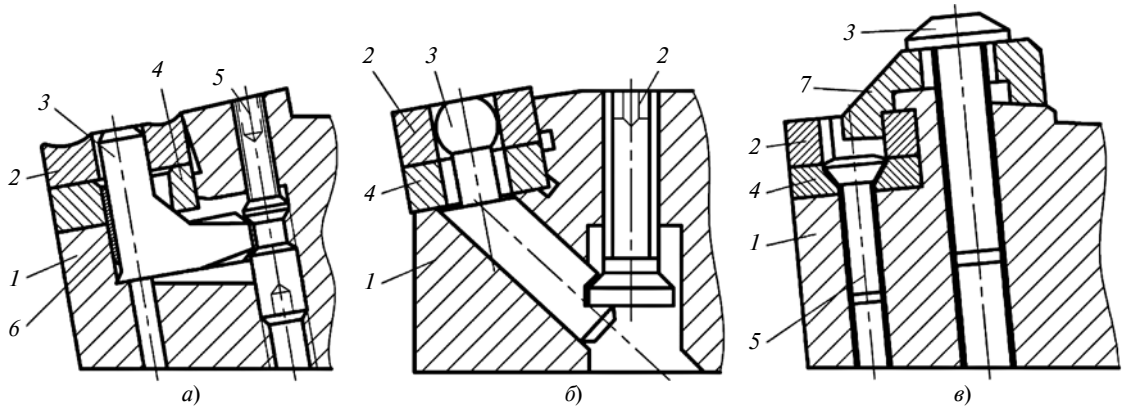


Рис. 1. Варианты крепления режущей пластины:

а — качающимся элементом; *б* — косой тягой; *в* — прихватом; *1* — державка; *2* — СМП; *3* — штифт (косая тяга); *4* — подкладка; *5* — винт; *6* — полукольцо; *7* — прихват

5) по способу крепления: механическое крепление, пайка, чеканка;

6) по направлению резания: правое, левое, правое и левое;

7) по влиянию геометрических параметров: негативное, позитивное, негативно-позитивное;

8) по форме пластин: равносторонние и равноугольные, равносторонние и неравноугольные, неравносторонние и равноугольные, неравносторонние и неравноугольные;

9) по форме режущих кромок: острые, скругленные, с отрицательной фаской, скругленные с отрицательной фаской;

10) по типу пластины: многовершинная, с одной вершиной из КНБ, передняя поверхность из КНБ, с одной вершиной из ПКА;

11) по исполнению пластины: цельная, двухслойная, составная с монолитным поликристаллом, двухслойная с монолитным кристаллом;

12) по точности изготовления: шлифованные по опорным и передней поверхности (*U*, *M*), шлифованные по опорным, передней и задней поверхностям (*G*, *C*, *E*).

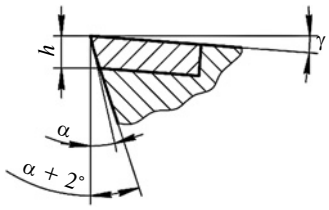
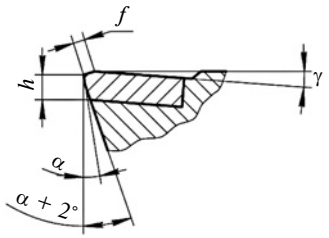
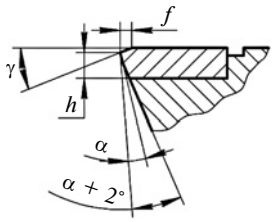
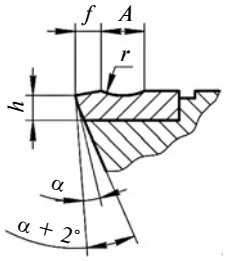
Данная классификация дает полное представление об инструменте, однако она не обеспечивает однозначный выбор СМП для точения конкретной сложной поверхности, а также из-за неоднозначных сведений, представленных разными исследователями. Поэтому для сглаживания противоречивой информации при решении задачи по сохранению стойкости СМП на операциях прерывистого точения приходится принимать некоторые допущения.

В табл. 1 приведены рекомендации по сохранению стойкости инструмента при обработке точением сталей и чугунов и в том числе при ударных нагрузках. Практика показала, что при точении деталей со сложным профилем режущие пластины с рекомендуемыми формами вершин и передней поверхности малоэффективны (см. табл. 1, формы 1 и 3). Для прерывистого точения целесообразнее применять пластины с фаской на передней поверхности (см. табл. 1, формы 2 и 4).

С этим согласуются решения ведущих производителей режущего инструмента, которые для повы-

Таблица 1

Рекомендации по выбору формы передней поверхности СМП

Форма передней поверхности	Параметры режущей части пластины	Рекомендованный материал
1. Плоская с положительным передним углом		Серый чугун и другие хрупкие материалы
2. Плоская с положительным передним углом и отрицательной фаской		Ковкий чугун, сталь ($\sigma_в \le 800$ Н/мм^2) при нежесткой технологической системе
3. Плоская с отрицательным передним углом		Сталь ($\sigma_в = 800$ Н/мм^2) при ударных воздействиях и жесткой технологической системе
4. Криволинейная с отрицательным передним углом и отрицательной фаской		Коррозионностойкая сталь ($\sigma_в = 850$ Н/мм^2)

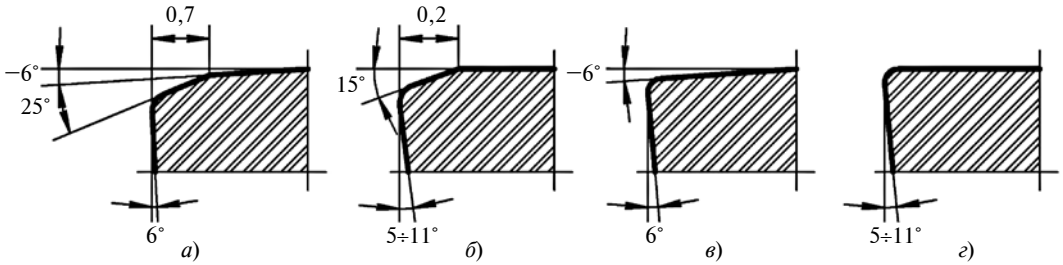


Рис. 2. Режущие кромки пластин из композитов (фирма SECO TOOLS, Швеция):
а, *б* — для стабильных условий резания; *в*, *г* — при большом вылете деталей, для тонкостенных заготовок

шения стойкости и исключения преждевременного скалывания кромки выполняют фаску (рис. 2) [2, 3]. Так как с увеличением размера фаски увеличивается и сила резания, большие фаски в сочетании с отрицательным передним углом предпочтительны для обычных условий обработки (рис. 2, *а*), а при обработке деталей с большим вылетом и тонкостенных деталей размеры фаски уменьшают или ограничивают скруглением режущей кромки (рис. 2, *б*, *в*, *г*).

СМП с большими углами при вершинах (табл. 2) отличаются повышенной прочностью, что позволяет увеличивать подачу. Однако при точении сложных поверхностей могут возникнуть вибрации, и требуется оборудование большой мощности. Поэтому для благоприятного распределения сил резания при прерывистом точении пластина должна иметь режущую кромку с большим радиусом скругления, а передний и задний углы должны быть меньше.

На рис. 3 показаны варианты расположения СМП относительно элементов разрыва обрабатываемой поверхности. Случай, представленный на рис. 3, *б*, нежелателен, так как режущая кромка в момент врезания деформирует завышенный припуск, что может привести к полному разрушению СМП. Аналогичная ситуация может возникнуть и при встрече острой вершины инструмента с элементами разрыва [4, 5].

В ряде зарубежных публикаций передняя поверхность режущей пластины рассматривается как элемент для дробления и отвода стружки. Для этих целей на ней выполняется канавка, перпендикулярная к главной режущей кромке.

Будем рассматривать переднюю поверхность как множество точек контакта с обрабатываемой поверхностью заготовки. Чем дальше от хрупкой вершины инструмента находится точка контакта, тем врезание СМП в прерывистую обрабатываемую поверхность заготовки будет благоприятнее для сохранения стойкости инструмента.

Для повышения стойкости инструмента линия контакта инструмента с заготовкой, т. е. профиль передней поверхности пластины, должен представлять собой циклоиду. При этом диаметр окружности, образующей качением данную циклоиду, равен

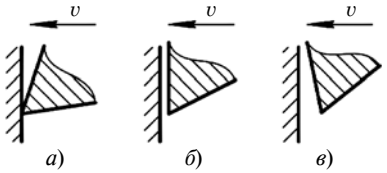


Рис. 3. Варианты расположения СМП относительно элементов разрыва обрабатываемой поверхности

Таблица 2

Формы СМП и их обозначения по ISO

Обозначение	Угол при вершине, градус	Форма
R	—	
S	90	
C	80	
W	80	
T	60	
D	55	
V	35	

удвоенной глубине резания. Таким образом, вогнутый профиль передней поверхности пластины будет иметь отрицательный угол γ (рис. 4) [6, 7].

Для оптимального контакта передней поверхности проходного резца с заготовкой разделим криволинейный профиль передней поверхности на n равных участков, каждый из них будет соответствовать определенному показателю прерывистости обрабатываемой поверхности.

Показатель прерывистости (отношение участков холостого пробега к общей площади обрабатываемой поверхности) спиральной поверхности ротора (рис. 5) составляет 70 %, что соответствует точке *5* (см. рис. 4) на профиле передней поверхности СМП. Оптимальное положение передней поверхности СМП относительно заготовки обеспечивается установкой пластины на державке резца под углом $\gamma_5 = 8°$ с разворотом СМП относительно обрабатываемой поверхности на угол β, который рассчитывается по формуле

$$\mathrm{tg}\beta = \frac{l\sqrt{b-\Delta a^2} - \Delta a\sqrt{b-l^2}}{l\Delta a + \sqrt{b-l^2}\sqrt{b-\Delta a^2}}.$$

Здесь l — длина участка спиральной поверхности; $\Delta a = a_1 - a$ — смещение вершины СМП из-за погрешности настройки; $b = (\Delta r - \Delta t)^2$, где $\Delta t = t' - t$ (t и t' — глубины резания, изменяющиеся вследствие колебания припуска); $\Delta r = r_{\max} - r_{\min}$ — перепад высот микропрофиля спиральной поверхности.

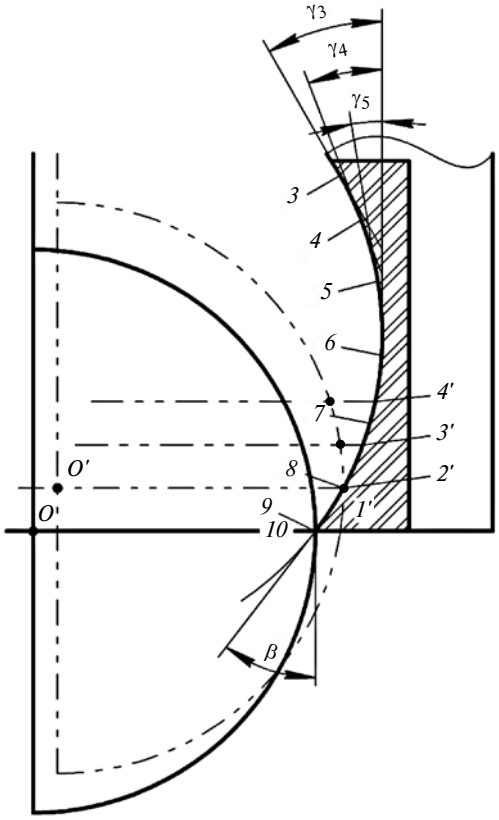


Рис. 4. Схема формирования профиля передней поверхности

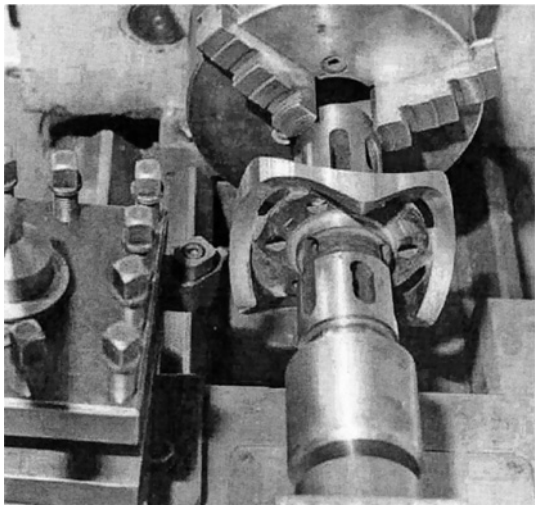


Рис. 5. Точение спиральной поверхности ротора

При правильном расположении передней поверхности инструмента в результате перераспределения ударной нагрузки, имеющей место при прерывистом резании, уменьшается сила трения стружки о переднюю поверхность, что повышает ресурс инструмента [8].

Улучшение условий прерывистого точения перераспределением ударных нагрузок к более прочным участкам передней поверхности расширяет область применения инструментальных материалов.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Инструмент** для высокопроизводительного и экологически чистого резания / В. Н. Андреев, Г. В. Боровский, В. Г. Боровский, С. Н. Григорьев Сер. Библиотека инструментальщика. М.: Машиностроение, 2010. 480 с.
2. **Özel T.** Modeling of hard part machining: effect of insert edge preparation in CBN cutting tools // Journal of Materials Processing Technology. 2003. Vol. 141. N. 2. P. 284—293.
3. **Tool** wear, chip formation and workpiece surface issues in CBN hard turning: A review / M. Dogra, V. Sharma, A. Sachdeva, N. Suri // International Journal of Precision Engineering and Manufacturing. 2010. Vol. 11. N. 2. P. 341—358.
4. **Ståhl J. E.** Metal cutting. Theores and models Lund. Sweden: SECO TOOLS. 2012. 580 p.
5. **Zhou J.** Mechanical load identification for spontaneous tool failure monitoring. Department of Production and Materials Engineering, Lund University, 1996. 178 p.
6. **Совершенствование** инструментального обеспечения процессов точения конструктивно сложных поверхностей / Е. А. Кудряшов, И. М. Смирнов, Е. В. Павлов, Е. И. Яцун // СТИН. 2017. № 9. С. 23—28.
7. **Кудряшов Е. А., Смирнов И. М.** Создание рациональных условий хрупким сверхтвердым режущим элементам для точения поверхности из разнородных конструкционных материалов // Изв. вузов. Машиностроение. 2018. № 2 (695). С. 75—85.
8. **Кудряшов Е. А., Смирнов И. М., Хижняк Н. А.** Точение поверхностей сборочных единиц, состоящих из сочетания разнородных материалов // Вестник МГТУ Станкин. 2017. № 3 (42). С. 48—51.

УДК 621.771

Л. Г. ДЕЛЮСТО, канд. техн. наук (г. Череповец), e-mail: delusto.lg@nordinkraft.com

Повышение качества автолистовой стали прокаткой в постоянном магнитном поле

Для повышения механических свойств автолистовой стали предложена обработка в постоянном магнитном поле (ПМП). Показано, что изменение октаэдрически ориентированных зерен в поверхностном слое способствует созданию мезотекстуры, что благоприятно для штамповки стали. После обработки в ПМП уменьшаются микронапряжения и повышается коррозионная стойкость проката.

Ключевые слова: постоянное магнитное поле, автолистовая сталь, микронапряжения, порошковая проволока, пластичность, твердость, коррозионная стойкость.

To improve the mechanical properties of autolide steel, a treatment in a permanent magnetic field (PMF) is proposed. It is shown, that the change in octahedrally oriented grains in the surface layer contributes to the creation of mesotexture, which is favorable for stamping steel. After treatment in PMF, microstresses decrease and corrosion resistance of rolled products increases.

Keywords: permanent magnetic field, autolide steel, microstresses, flux cored wire, plasticity, hardness, corrosion resistance.

До настоящего времени предпринимаются попытки повышения механических свойств автолистовой стали путем совершенствования электронных средств управления процессом прокатки. Однако электронное управление не может непосредственно влиять на мезоструктуру металла и изменять его свойства для полного устранения дефектов без применения механических устройств: гидронажимного устройства, технологии CVC и др.

Предпринимаются попытки улучшить химический состав выплавляемого металла подбором соответствующих легирующих элементов и их содержания для повышения коррозионной стойкости и других механических свойств автолистовой стали, обеспечивающих высокое качество готового проката. Для этого требуются значительные средства на сложные исследовательские и экспериментальные работы, однако до сих пор нет положительных результатов их использования на производстве.

Одним из направлений повышения механических и физических свойств автолистовой низкоуглеродистой холоднокатаной стали, используемой при штамповке деталей автомобилей, является непосредственная обработка металла в постоянном магнитном поле (ПМП) с индукцией до 2 Тл как в процессе холодной прокатки и дрессировки, так и на выходе из агрегатов поперечной резки.

В работе [1] показано, что уменьшение количества октаэдрически ориентированных зерен в поверхностных слоях металла в направлении, перпендикулярном плоскости листа, в магнитном поле вызвано упорядочением их в направлении прокатки, совпадающим с направлением магнитных силовых линий или вихревых токов. Увеличение октаэдрически ориентированных зерен в самом металле можно объяснить нормальными составляющими магнитного поля. Получение такой мезотекстуры благоприятно для штамповки стали. После обработки в постоянном магнитном поле уменьшается количество дефектов кристаллической решетки, повышается однородность механических свойств металла. Металл при прокатке листа активно течет не только в направлении прокатки, но и в поперечном направлении.

В работе [1] также показано, что коэффициент β поперечной деформации при прокатке в магнитном поле резко увеличивается, а затем имеет тенденцию к постоянству. При традиционной прокатке коэффициент β увеличивается значительно медленнее, что нежелательно при холодной прокатке в последней клети прокатного стана, так как уже нельзя исправить профиль полосы ввиду отсутствия уширения. Такого же преимущества, заключающегося в более упорядоченном и равномерном движении дислокаций, можно достичь при получении сортового проката, так как более равномерная деформация металла позволяет полнее заполнить калибры, особенно сложной формы, а следовательно, уменьшить количество внутренних дефектов в готовом прокате.

Рентгеноструктурный анализ [2] образцов холоднокатаных сталей 08Ю и 08ЮПР, обработанных в магнитном поле напряженностью до 100 кА/м, а также исследования влияния слабого ПМП на механические свойства проката [3] показали, что после магнитной обработки неоднородность структу-

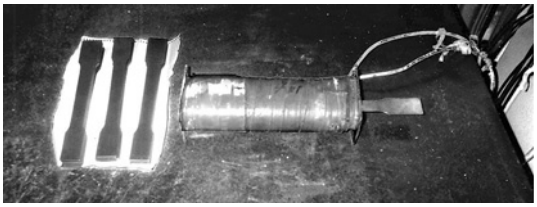


Рис. 1. Фигурные образцы, обработанные в магнитном поле соленоида

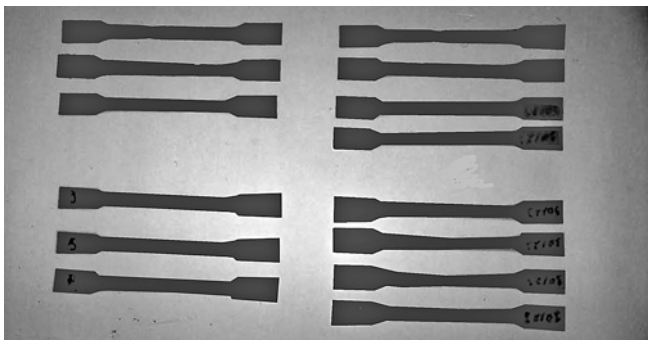


Рис. 2. Фигурные образцы из стали 08Ю после разрыва

ры металла в плоскости образцов сглаживается, одновременно уменьшаются микронапряжения.

Установлено, что в стали 08ЮПР повышенной прочности после магнитной обработки микронапряжения в структуре зерен снижаются в среднем на 20÷25 %. После обработки 100 образцов из двух сталей получили следующие механические свойства:

сталь 08Ю без ПМП:

$\sigma_т$ = 148 МПа, $\sigma_в$ = 281 МПа, δ_5 = 41 %;

сталь 08Ю с ПМП:

$\sigma_т$ = 145 МПа, $\sigma_в$ = 278 МПа, δ_5 = 44 %;

сталь 08ЮПР без ПМП:

$\sigma_т$ = 311 МПа, $\sigma_в$ = 434 МПа, δ_5 = 28 %;

сталь 08ЮПР с ПМП:

$\sigma_т$ = 310 МПа, $\sigma_в$ = 437 МПа, δ_5 = 31 %.

Данное исследование показало перспективность обработки холоднокатаной стали в ПМП для получения качественного металла. Экспериментально доказано, что структурные изменения металла после обработки в ПМП способствуют повышению пластических свойств автолистовой стали без снижения ее прочности. На рис. 1 показано устройство для обработки образцов в ПМП, выполненное в виде соленоида, в который вставлен образец.

На рис. 2 показаны фигурные образцы из стали 08Ю после механических испытаний на разрывной машине: слева образцы без предварительной обработки в ПМП (концы разорванных образцов соединены в месте стыка); справа разорванные образцы, предварительно обработанные в ПМП. Визуально видна существенная разница удлинений двух групп образцов.

На рис. 3 показана модель экспериментальной прокатной клети КВАРТО, на которой обрабатывали образцы сталей 08Ю и 08ЮПР для рентгеноструктурного анализа.

Основные исследования повышения механических и физических свойств проката выполнены на экспериментальных установках для абразивно-порошковой очистки катанки от окалины, встроенных в волочильные станы и оборудованных электромагнитами для обработки катанки в ПМП перед входом в первую волоку. Аналогичные исследования были проведены на лабораторном волочильном стане с одним барабаном — устройством (рис. 4) для нанесения на поверхность катанки искусственного микрорельефа, и электромагнитом для обработки катанки в ПМП.

Создана экспериментальная установка для абразивно-порошкового удаления окалины с поверхности катанки, оборудованная вибрационным устройством и электромагнитом для обработки катанки в ПМП перед входом в первую волоку. При волочении порошковой проволоки 48ПП-8Н по существующей технологии ее частые обрывы наблюдались уже на первой скорости при суммарной деформации 35÷40 %, а при волочении проволоки, обработанной в ПМП, обрывы не наблюдались ни на первой, ни на второй скоростях даже при суммарном обжатии 60 %; волочение осуществлялось по всему маршруту [1].

На лабораторной электромагнитной установке экспериментально исследовали повышение пласти-

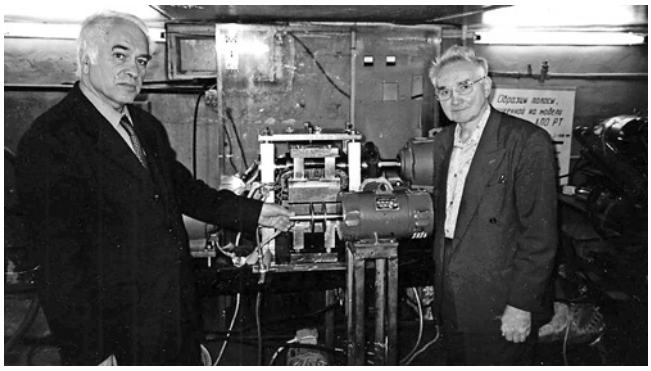


Рис. 3. Действующая модель электромагнитной прокатной клети КВАРТО с П-образными электромагнитами

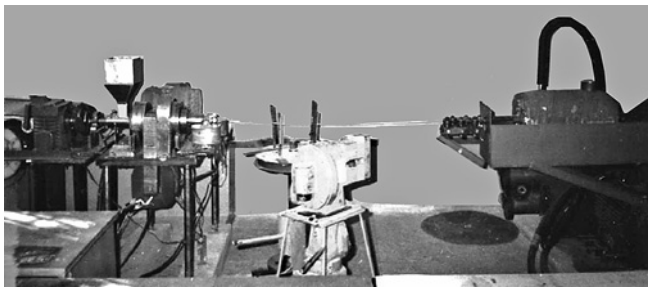


Рис. 4. Лабораторный волочильный стан для обработки катанки в магнитном поле

ческих свойств высоколегированной стали 12Х18Н9 в ПМП с индукцией до 1,5 Тл, применяемой в виде ленты для изготовления порошковой проволоки, наибольшая пластичность которой достигалась в диапазоне 1÷1,5 Тл. За время контакта проволоки с полюсами электромагнита на длине 400 мм проволока удлиняется на 3 %, при волочении проволоки без магнитного поля удлинение составило 1 % [1]. Исследования влияния ПМП на механические свойства проволоки 2ПС, предназначенной для изготовления гвоздей, при волочении дали следующие результаты. В одном случае проволока 2ПС диаметром 4 мм без обработки в ПМП имела максимальный предел прочности $\sigma_в$ = 70 кг/мм^2 при числе гибов $n_г$ = 14, при обработке в ПМП — $\sigma_в$ = 75 кг/мм^2 при числе гибов $n_г$ = 10, т. е. твердость гвоздей из проволоки, обработанной в ПМП, на ≈10 % больше. В другом случае та же проволока, не обработанная в ПМП, имела максимальный предел прочности $\sigma_в$ = 78 кг/мм^2 и относительное удлинение δ = 3,2 %, а обработанная в ПМП — $\sigma_в$ = 86 кг/мм^2 и δ = 1 %.

При производстве гвоздей из оцинкованной проволоки ∅2 мм из стали 1СП, обработанной в ПМП, предел прочности $\sigma_в$ = 104 кг/мм^2 при числе гибов $n_г$ = 9.

Оцинкованная проволока (О1Ц) ∅1,78 мм после волочения и обработки в ПМП с термообработкой имела предел прочности $\sigma_в$ = 49 кг/мм^2 и относительное удлинение δ = 20 %. Прочность сцепления цинка с поверхностью проволоки определяли по навивке 1d и 10d. Содержание цинка 78,82 г/м^2. Эта же проволока, но содержащая 65,5 г/м^2 цинка, после волочения и обработки в ПМП без термообработки имела предел прочности $\sigma_в$ = 95 кг/мм^2 при числе гибов $n_г$ = 11. Прочность сцепления цинка с поверхностью проволоки определяли по навивке 1d и 10d.

Промышленные испытания показали, что в связи с повышением твердости гвоздей после обработки проволоки в ПМП потребуются незначительные изменения конструкции ножей гвоздильных станков. Однако затраты могут окупиться более высокой стоимостью гвоздей с улучшенными эксплуатационными свойствами.

Не менее важным было исследование возможности повышения качества автолистового проката при обработке металла в ПМП путем повышения коррозионной стойкости листовых сталей. Для коррозионных и электрохимических испытаний использовали пластины автолистовой стали толщиной 0,9÷1 мм, из которых вырезали образцы размерами 30×20 мм и травили в водном растворе NaCl с концентрацией 3,5 %. Было установлено [4], что при обработке холоднокатаных полос из стали 08Ю в ПМП напряженностью до 25 А/см после отжига и дрессировки ожидается повышение коррозионной стойкости готового проката примерно в 1,5—2 раза.

В лаборатории рентгеноструктурного анализа ЦТРК (ООО "Северсталь") на дифрактометре ДРОН-3 исследовали фазовый состав поверхностного слоя образцов из горячекатаной IF-стали ДС05, не обработанных и обработанных в ПМП. Нетравленые образцы использовали для количественного анализа окалины, травленые образцы — для оценки интенсивности дифракционных линий (110) феррита, пропорциональной количеству зерен ребровой ориентации.

На основании рентгеноструктурного исследования сделали следующие выводы.

Обработка горячекатаного листа в ПМП до травления благоприятно влияет на фазовый состав окалины, уменьшая в нем долю трудно травимого гематита Fe_2O_3, содержание которого в окалине до ПМП составляло 12,2 %, после ПМП — 6,7 %. При уменьшении содержания плотного и твердого гематита в 1,5—2 раза скорость удаления окалины увеличивается, при этом время ее удаления сокращается на 8÷15 %.

Исследования серии образцов горячекатаной стали ДС05 дали нетривиальный результат: обработка стали в слабом ПМП влияет как на структуру (текстурную составляющую) поверхностного слоя, контактирующего с окалиной, так и на фазовый состав поверхностного окисленного слоя, повышая способность стали к сернокислотному травлению. Приведенные результаты исследований влияния ПМП на механические, физические и технологические свойства автолистовой стали могут быть полезны для специалистов металлургических и машиностроительных предприятий при использовании новой технологии с целью повышения качества выпускаемой продукции.

Автор выражает глубокую благодарность руководству и специалистам ООО "Северсталь", ООО "Северсталь-метиз", ЦНИИЧермет им. И. П. Бардина — лаборатории НЛК "Сталь и прокат", а также сотрудникам кафедры МАМЗ ЧГУ за организацию, помощь и участие в исследованиях и экспериментах по изучению возможности повышения эксплуатационных свойств автолистовой стали при обработке металла в постоянном магнитном поле.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Делюсто Л. Г.** Основы прокатки металлов в постоянных магнитных полях. Машиностроение, 2005. 272 с.

2. **Заключение** № 36 по результатам рентгеноструктурного анализа стали марок 08Ю и 08ЮПР, обработанной в магнитном поле. ЦТРК, лаборатория рентгеноструктурного анализа. ОАО "Северсталь", 2006.

3. **Делюсто Л. Г.** Оценка влияния слабого постоянного магнитного поля на механические свойства проката // Вестник машиностроения. 2008. № 3. С. 37—40.

4. **Исследование** коррозионной стойкости против атмосферной коррозии листовой стали марки 08Ю с различными вариантами магнитной обработки. Институт качественных сталей ФГУП ЦНИИЧермет им. И. П. Бардина (НЛК "Сталь и прокат").

Указатель статей, опубликованных в журнале "Вестник машиностроения" за 2018 г.

КОНСТРУИРОВАНИЕ, РАСЧЕТ, ИСПЫТАНИЯ И НАДЕЖНОСТЬ МАШИН

Александров И. К. — Оценка энергетической эффективности двигателя внутреннего сгорания в условиях эксплуатации. № 11.

Алифов А. А., Фарзалиев М. Г., Джафаров Э. Н. — Расчет методом прямой линеаризации автоколебательной системы с источником энергии. № 1.

Андреев С. А., Селезнев С. В. — Измерение приращения свободного объема изделий из композитов. № 10.

Аскаров Е. С. — Центробежная гирационная мельница для перемола минерального сырья с малыми энергетическими затратами. № 5.

Афонин С. М. — Передаточные функции и структурно-параметрические модели электромагнитоупругих актюаторов нано- и микроперемещений для мехатронных систем. № 7.

Ахатов Р. Х., Однокурцев К. А., Зыкова Е. В. — Технология роботизированного позиционирования при сборке и монтаже конструкций. № 6.

Ахмедпашаев М. М., Ахмедпашаев М. У., Бегов Ж. Б. — Расчет полного ресурса рабочих деталей погружных насосов. № 7.

Базров Б. М. — Технологичность конструкции изделия и ее оценка. № 6.

Балакина Е. В., Голубева Т. А., Козлов Ю. Н. — Необходимость моделирования динамики эластичного колеса машины с учетом составляющих сносов реакций опорной поверхности. № 2.

Баранов П. Р., Носко А. Л. — Разработка серии крановых асинхронных двигателей с дисковыми тормозными устройствами. № 9.

Бердник А. Н. — Основные проблемы использования различных систем газотурбинного наддува в зависимости от уровня форсирования поршневого двигателя. № 8.

Бирюков В. И., Царапкин Р. А. — Экспериментальное определение декрементов затухания в камерах сгорания жидкостных ракетных двигателей. № 10.

Бровман М. Я. — Оптимизация конструкций цилиндрических валов. № 3. Усовершенствование технологии изготовления трубопроводов для транспортировки газов и жидкостей. № 6.

Вавилов В. Е. — Выбор магнитной системы ротора электромеханических преобразователей энергии с высококоэрцитивными постоянными магнитами. № 1.

Великанов Н. Л., Наумов В. А., Корягин С. И. — Анализ характеристик плунжерных насосов. № 3. Исследование характеристик центробежных погружных насосов. № 4.

Волков Г. Ю., Смирнов В. В. — Систематика механизмов объемных гидромашин, построенных на базе замкнутых центроидных контуров. № 1.

Галдин Н. С., Семенова И. А. — Системный подход к созданию гидравлических импульсных систем строительных машин. № 10.

Гельвер И. С., Колунин А. В. — Оценка влияния физической нелинейности материала на напряженно-деформированное состояние транспортных конструкций из алюминиевых сплавов. № 8.

Гизатуллин Ф. А., Салихов Р. М., Ситников Р. П. — Двухканальная емкостная система зажигания с транзисторным преобразователем для ГТД наземного применения. № 7.

Глебов А. О., Карпов С. В., Карпушкин С. В. — Методика расчета температурных полей электрических спиральных нагревателей с использованием стационарных адиабатических поверхностей. № 7.

Головин А. О., Курзаков А. С., Шатохин С. Н. — Мехатронный мотор-шпиндель с гидростатическими опорами и пьезогидравлическим генератором резонансной осевой микроосцилляции шпинделя. № 3.

Гордеев Б. А., Охулков С. Н., Осмехин А. Н., Шохин А. Е. — Снижение виброперегрузок, возбуждаемых вращающимися валами в переходных режимах. № 2.

Гордеев Б. А., Охулков С. Н., Осмехин А. Н., Корендясев Г. К. — Оценка упругих и демпфирующих свойств соединительной магнитореологической муфты вращающихся валов. № 5.

Гордеев Б. А., Охулков С. Н., Плехов А. С., Шохин А. Е. — Измерение частотным методом торсионного момента на ведомом валу, соединенном магнитореологической муфтой с ведущим валом. № 9.

Гордеев Б. А., Охулков С. Н., Синев А. В. — Вращающееся магнитное поле в управлении магнитореологическим трансформатором. № 11.

Горленко О. А., Шалыгин М. Г., Макаров Г. Н. — Устранение защемления жидкости в межзубовом пространстве шестеренного насоса. № 4.

Григорьев В. А., Терентьев В. И. — Аппроксимация в расчетах механизмов ткацких машин. № 8.

Гусев А. С., Зинченко Л. В., Стародубцева С. А. — Оценка эффективности работы амортизатора с нелинейно-деформируемым ограничителем хода при случайных воздействиях. № 11.

Гусев В. Г., Савина Е. С. — Проектирование процессов обработки сложных пространственных поверхностей на станках с ЧПУ в CAM-системе ESPRIT. № 7.

Денисенко А. Ф., Якимов М. В. — Эффективность виброизоляции технологического оборудования машиностроения с использованием резинометаллических опор. № 12.

Добровольский Д. С. — Оценка трещиностойкости вала при изгибе с вращением. № 12.

Епифанов В. В. — Тенденции изменения конструктивно-технологических характеристик деталей машин в промышленности. № 5.

Ереско С. П., Ереско Т. Т., Кукушкин Е. В., Меновщиков В. А. — Влияние вибрационных нагрузок на перекос тел качения в игольчатом подшипнике карданного шарнира. № 6.

Ермолаев М. М., Руднев С. К., Быков П. А. — Расчет собственной частоты фрезы в термооправке. № 5.

Ермоленко В. А., Витчук П. В. — Многовариантный расчет механизма подъема груза и колеи крановой тележки. № 12.

Захаров М. Н., Ларюшкин П. А., Эрастова К. Г. — Оптимизация геометрических параметров плоского механизма параллельной структуры методом SQP из условия максимизации эффективной рабочей зоны. № 8.

Захаров М. Н., Любченко М. А., Магнитский И. В. — Критерий разрушения резьбовых соединений деталей из композитных материалов. № 12.

Зотов Б. Н. — Оценка ожидаемых виброшумовых характеристик насосов. № 3.

Иванов А. С., Жанысбекова Ж. Ж. — Резьбовые соединения опорно-поворотных подшипников. № 1.

Иванов А. С., Куц М. С. — Нагрузочная способность радиального шарикового подшипника с увеличенным радиальным зазором. № 5.

Иванов Д. В., Иванов В. С., Кузнецов А. П. — Моделирование процесса циклоидального формообразования многогранников в бироторных механических системах. № 8.

Кабалдин Ю. Г., Колчин П. В., Шатагин Д. А., Мансуров Р. Ш. — Организация и управление механообрабатывающим цифровым производством. № 11.

Кайгородов С. Ю. — Влияние конструктивных параметров гидродиода на его диодность. № 12.

Каракулов М. Н., Мельников А. С. — Расчеты на прочность элементов замыкания кинематической связи в плунжерных передачах. № 6.

Карташевич А. Н., Плотников С. А. — Разработка числовых методов определения свойств новых топлив. № 3.

Катаев Ю. П., Закиров И. М. — Определение геометрических параметров полых валов из полимерных композиционных материалов для передачи мощности и крутящего момента. № 10.

Кирсанов М. Н. — Аналитический расчет параллелограммного механизма с произвольным числом секций. № 1.

Киштыков Х. Б. — Вероятностно-детерминистская оценка влияния качества поверхности на сопротивление усталости титанового сплава. № 2.

Копотилов В. И. — Принципы движения транспортных машин. № 11.

Короткин В. И. — Обоснование применимости упрочненных зубчатых передач Новикова в качестве выходных ступеней многоступенчатых редукторов общемашиностроительного применения. № 9.

Коротков В. А. — Эффективность плазменной закалки крановых рельсов. № 3.

Крохмаль Н. Н. — Алгоритм и программная реализация кинематического анализа пространственного механизма типа ВЦЦЦ на основе его структурных особенностей. № 2.

Крыхтин Ю. И., Карлов В. И. — Физические основы разработки заготовок дисков трения с бронзовым покрытием для трансмиссий транспортных машин. № 6.

Кузьмин В. И., Лысак В. И. — Новая высокоэффективная композиционная конструкция токоподводящего узла электролизера алюминия. № 11.

Лазарев Е. А., Машков О. Г., Мартынов А. А., Помаз А. Н. — Влияние перепуска воздуха в проточной части центробежного компрессора на запас его устойчивой работы. № 8.

Лесняк А. Н., Пшеницын А. А., Самохин В. С. — Компьютерное моделирование и оценка эффективности применения вибродемпфирующих покрытий. № 12.

Лобанов И. Е. — Математическое моделирование теплообмена в прямых круглых трубах и в плоских каналах с шероховатыми поверхностями при одностороннем обогреве. № 1.

Локощенко А. М. — Оптимальная программа осаживания составных цилиндров. № 11.

Малафеев С. И., Малфеева А. А., Коняшин В. И. — Анализ колебаний в мехатронной системе дискретного прокатного стана. № 2. Коррекция в мехатронной системе прокатного стана для ограничения динамических нагрузок. № 3.

Маленков М. И., Волов В. А. — Сравнительный анализ и синтез схем балансирных подвесок планетоходов с автономным управлением. № 12.

Манфановский С. Б., Енаев А. А. — Дорожные исследования плавности хода автомобильного прицепа ЛАВ-81011 с внутренним подрессориванием колес. № 10.

Матвеев И. А., Ямников А. С., Ямникова О. А. — Влияние вида исходной заготовки на точность изготовления протяженных осесимметричных корпусов. № 3.

Матлин М. М., Казанкин В. А., Казанкина Е. Н. Мозгунова А. И. — Прогнозирование фактической площади контакта в соединении с натягом с учетом соотношения твердостей деталей. № 8.

Мевша Н. В., Пунтус А. В. — Определение минимальных размеров кулачковых механизмов аналитическим методом. № 10.

Мешков В. В., Курнасов Е. В. — Автокомпенсационный алгоритм управления скоростью движения электропривода. № 3.

Михайлов В. П., Базиненков А. М., Долинин П. А., Степанов Г. В. — Динамическое моделирование активного демпфера. № 3.

Морозов В. В., Костерин А. Б., Жданов А. В. — КПД роликовинтовых механизмов. № 1.

Муфтеев В. Г., Зиатдинов Р. А. — Функциональность и эстетичность кривых линий в промышленном

дизайне: многокритериальный подход к оценке качества форм в CAD-системах будущего. № 7.

Нижегородов А. И. — Исследование параметрического режима вибрационной машины с гидрообъемным возбуждением колебаний. № 4. Использование объемной упругости рукавов высокого давления при их динамических испытаниях. № 7. Исследование механизма подачи сыпучих материалов энерготехнологического агрегата для обжига минерального сырья. № 9.

Палочкин С. В., Рудовский П. Н. — Демпфирование колебаний тарельчатыми пружинами. № 8.

Петуховский С. В. — Энергетический подход к расчету эквивалентных напряжений при многоцикловой усталости. № 1.

Решенкин А. С., Тихомиров А. Г. — Экспериментальные исследования торсионных элементов упругопластических амортизаторов. № 12.

Рузметов М. Э., Ходжиев М. Т., Шин И. Г. — Проектирование винтового конвейера для равномерного распределения волокнистого материала при складировании. № 1.

Рызванович А. Я., Шмулевский В. Б., Генералов В. А. — Приводы с крутильными колебаниями скорости для ударно-прерывистого резания. № 4.

Рызванович А. Я., Шмулевский Д. Б. — Анализ способов регулирования крутильных колебаний виброприводов шпинделя. № 6.

Рыков А. А., Юрьев Г. С. — К теории механических колебаний. № 11.

Рязанов А. И. — Автоматизация процесса 3D-моделирования сложнопрофильных деталей МГТД. № 6.

Рязанов А. И., Первышин А. Н. — Проектирование опытной установки для производства легкоплавких металлических порошков. № 8.

Сахвадзе Г. Ж., Кавтарадзе Р. З., Никабадзе М. У. — Использование метода собственных деформаций при моделировании технологий однократной и многократной лазерно-ударно-волновой обработки материалов. № 7.

Сергеев С. А., Трубников В. Н., Боев С. Г. — Методика расчета цепных муфт по главным критериям работоспособного состояния. № 10.

Середа Н. А. — Синтез семейства кривошипно-коромысловых механизмов с максимальным углом передачи при угле поворота кривошипа 60°. № 3.

Скворцов Б. В., Зарецкая М. И., Зарецкий И. С., Таипова Д. Р. —Исследование пропускной способности шланговой задвижки в статическом и динамическом режимах при регулировании потоков. № 11.

Сосенушкин Е. Н., Сосенушкин А. Е., Хроменков А. В. — Автоматизированный выбор инструментального материала для штампов объемного деформирования. № 3.

Стенин В. А. — Уточнение методики динамического расчета кривошипно-шатунного механизма дизеля. № 4.

Тихомиров В. А. — Энергопоглощающие устройства дорожных ограждений. № 9.

Труханов В. М., Крыхтин Ю. И., Романовский А. С. — Физические основы разработки заготовок конуса синхронизатора со стальным газотермическим покрытием для трансмиссий транспортных машин. № 1. Технологические основы изготовления заготовок конуса синхронизатора со стальным газотермическим покрытием для трансмиссий транспортных машин. № 2.

Устарханов О. М., Юсупов А. К., Муселемов Х. М., Устарханов Т. О., Ирзаев Г. Г. — Расчет трехслойных цилиндрических оболочек с учетом нелинейных деформаций несущих слоев. № 11.

Феофанов А. Н., Шутиков М. А., Пономарев К. С. — Разработка производственных исполнительных систем в условиях цифрового производства. № 9.

Фомин М. В., Чернышев О. Р. — Модульный метод расчета проводимости сложных вакуумных систем в свободномолекулярном режиме течения газа. № 5.

Хабрат Н. И. — Теория и расчет основных параметров многодискового грузоупорного тормоза с винтовым замыканием. № 12.

Чижиков В. И., Курнасов Е. В., Воробьев Е. И. — Алгоритм захвата предмета на основе тактильного распознавания его поверхности. № 1.

Чувейко М. В., Синяк Д. В. — Использование синергетической концепции управления в классической задаче стабилизации системы "Ball and Beam" с учетом трения. № 4.

Шалобаев Е. В., Демина А. С. — Способ повышения надежности крупного высокооборотного оборудования. № 6.

Шишкарев М. П. — Эффективность применения адаптивных фрикционных муфт в приводах машин. № 4. Экономические аспекты применения предохранительных фрикционных муфт. № 6.

Шишкин С. В. — К расчету контактной нагрузки в уплотняемом стыке термомеханических соединений трубопроводов. № 12.

Щелкунов Е. Б., Виноградов С. В., Щелкунова М. Е., Пронин А. И., Самар Е. В. — Формализация расчетов при определении компоновочных параметров механизмов параллельной структуры. № 5.

Щерба В. Е., Шалай В. В., Кондюрин А. Ю., Овсянников А. Ю., Дорофеев Е. А., Крюков К. С. — Анализ деформационного, массообменного и теплового взаимодействий в процессе сжатия в насосах объемного действия. № 10.

Яковлев С. Н., Мазурин В. Л. — Экспериментальное определение температуры во фрикционном контакте манжетного уплотнения и вала. № 12.

Ямпольский Д. З., Ванаев В. С. — Анализ методики испытаний электрических машин с целью определения энергии удара. № 7.

Яхненко М. С., Бобарика И. О., Демидов А. И. — Методика определения собственных частот колебаний трубопровода с помощью ударного отклика сборной конструкции. № 7.

Проблемы трибологии — трения, изнашивания и смазки

Винокуров Г. Г., Старостин Е. Г., Попов О. Н. — Использование теории марковских цепей для описания изнашивания порошковых покрытий при трении скольжения. № 2.

Голубков А. К., Морозов А. В., Шпенев А. Г. — Исследование трибологических свойств материалов, применяемых в направляющих и накладках узла трения многодискового авиационного тормозного механизма. № 9.

Евельсон Л. И., Камынин В. В., Кузнецов С. С. — Влияние мультифрактальных параметров микроструктуры чугунов на их прочностные и трибологические показатели. № 4.

Железнов Г. С., Андреева С. Г. — Определение среднего коэффициента трения при резании металлов. № 4.

Кисель А. Г., Макашин Д. С., Аверков К. В., Ражковский А. А. — Зависимость эффективности СОЖ от их физических показателей. № 4.

Лавров И. В., Бардушкин В. В., Сычев А. П., Яковлев В. Б., Кочетыгов А. А. — Прогнозирование эффективной теплопроводности трибокомпозитов с антифрикционными включениями в оболочке. № 11.

Меделяев И. А. — Энергетика изнашивания деталей машин при смешанном смазывании. № 8. Причины деформаций и изнашивания в трибосопряжениях машин и механизмов их пути снижения. № 11.

Пискарев А. С., Сильченко О. Б., Курицына В. В., Силуянова М. В. — Анализ конструктивных решений при проектировании высоконагруженных подшипников скольжения с жидким смазочным материалом. № 5.

Ражиков В. Н., Холопов С. А., Леканов А. В. — Оценка параметров эластогидродинамического смазывания радиально-упорных подшипников. № 12.

Рыжкин А. А., Бурлакова В. Э., Новикова А. А. — Исследование зависимости эксплуатационных свойств твердых сплавов от их трибохимических показателей. № 3.

Санаев Н. К., Тынянский В. П. — Определение методом ранговой корреляции значимых факторов, влияющих на изнашивание деталей цилиндропоршневой группы. № 12.

Шабалинская Л. А., Маслов А. А., Мельников А. О., Милинис Л. В., Лопонос С. В., Голованов В. В. — Компьютерный морфологический анализ частиц износа для трибодиагностики деталей редукторов летательных аппаратов. № 5.

ТЕХНОЛОГИЯ МАШИНОСТРОЕНИЯ

Албагачиев А. Ю., Краско А. С., Баранова Н. С., Страмцова Е. С., Мокану А. А. — Перспективы применения электронно-лучевой плавки при изготовлении деталей газотурбинных двигателей. № 6.

Албагачиев А. Ю., Краско А. С., Страмцова Е. С. — Оптимизация режимов резания при высокоскоростном точении жаропрочного сплава ХН77ТЮ. № 7.

Албагачиев А. Ю., Привезенцев В. И., Мамедова И. Ю. — Технологическое обеспечение импульсной лазерной пайки при сборке элементов из цветных металлов и минералов. № 10.

Афанасьев В. А., Никитин П. В., Тушавина О. В. — Поведение титановых сплавов в условиях аэродинамического нагрева гиперзвуковых летательных аппаратов. № 10.

Болотов А. Н., Горлов И. В., Рахутин М. Г. — Новый способ восстановления изношенных поверхностей методом пластического деформирования. № 9.

Бровман М. Я., Цветков И. В. — Усовершенствование процесса деформации сварных труб для магистральных трубопроводов. № 11.

Брякунов С. В., Жуков Ю. Н., Тихонов И. Н., Блау А. А. — Повышение работоспособности лезвийного инструмента. № 11.

Варганов В. Б., Басалаев А. М., Стороженко П. А. — Определение оптимальных параметров генерации водорода на основе боргидрида натрия. № 5.

Васечкин М. А., Давыдов О. Ю., Егоров С. В. — Расчет устойчивости тонкостенных элементов трубопровода при калибровке обжатием многосекторным инструментом перед сборкой в трассу. № 11.

Волков С. С., Бигус Г. А., Ремизов А. Л. — Разработка технологии ультразвуковой сварки разнородных пластмасс. № 1.

Волков С. С., Неровный В. Н., Коберник Н. В. — Технологические особенности ультразвуковой резки полимерных материалов. № 3.

Волков С. С., Прилуцкий М. А., Дерябин А. А. — Основы управления технологическим процессом при ультразвуковой сварке полимерных материалов. № 10.

Гадалов В. Н., Емельянов С. Г., Филатов Е. А., Макарова И. А., Ворначева И. В. — Наноструктурирование поверхностности стали при электроискровой обработке новыми электродными материалами на основе карбида вольфрама. № 5.

Гадалов В. Н., Емельянов С. Г., Ворначева И. В., Макарова И. А., Филатов Е. А. — Пути повышения работоспособности оснастки и инструмента штампового оборудования. № 7.

Гадалов В. Н., Емельянов С. Г., Филатов Е. А., Макарова И. А., Сальников В. Г. — Диффузионное борирование доэвтектоидных инструментальных сталей. Технологии, структуры, фазовые составы и свойства материалов. № 6.

Гоффман В. Г., Слепцов В. В., Куликов С. Н. — Синтез модифицированных полититанатов калия для сверхъемких конденсаторных структур. № 11.

Гусейнов Р. В., Ахмедова М. Р. — Повышение эксплуатационных свойств резьбовых соединений технологическими методами. № 12.

Димов Ю. В., Подашев Д. Б. — Исследование сил взаимодействия эластичного абразивного круга с об-

рабатываемой заготовкой. № 6. Математическая модель для определения производительности обработки деталей полимерно-абразивными кругами. № 8.

Долгов В. А., Кабанов А. А., Подкидышев А. А., Дацюк И. В. — Экспертно-аналитический метод определения технологического оборудования при проектировании многономенклатурных машиностроительных предприятий. № 7.

Евдокимов Д. В., Скуратов Д. Л. — Определение геометрических параметров среза при резании фрезами с винтовым зубом. № 1.

Еремин Е. Н., Лосев А. С., Бородихин С. А., Маталасова А. Е., Пономарев И. А. — Порошковая проволока для наплавки коррозионно-стойкой и износостойкой стали. № 7.

Жарков В. А. — Испытания материалов. Одноугловая гибка листов и широких полос. № 2. Испытания материалов. V-образная гибка листов и широких полос. № 5. Испытания материалов. Двухугловая гибка без прижима заготовки. № 10.

Железков О. С., Малаканов С. А., Галиахметов Т. Ш. — Компьютерное и натурное моделирование растяжения болта на торце головки. № 4.

Зайдес С. А., Гайсин С. Н. — Мобильное технологическое оборудование для восстановления уплотнительных поверхностей запорной трубопроводной арматуры. № 3.

Зайдес С. А., Нгуен Ван Хинь — Влияние параметров осциллирующего выглаживания на остаточные напряжения в цилиндрических деталях. № 8.

Ибрагимов Х. А., Исмаилов Н. Ш. — Разработка экономнолегированного титаном алюминиевого сплава электротехнического назначения. № 11.

Кабалдин Ю. Г., Аносов М. С., Желонкин М. В., Головин А. А. — Влияние параметра кристаллической решетки на хрупкое разрушение металлов при низких температурах. № 8.

Кабалдин Ю. Г., Шатагин Д. А., Киселев А. В., Желонкин М. В., Головин А. А. — Автономная интеллектуальная робототехническая система диагностики магистральных газо- и нефтепроводов с применением беспилотных летательных аппаратов для Арктики и Крайнего Севера. № 6. Концепция интеллектуального построения маршрута беспилотных транспортных средств с использованием облачных технологий и дополненной реальности в условиях Арктики и Крайнего Севера. № 7.

Коротких М. Т., Радкевич М. М., Кряжев Д. Ю. — Плазменно-механическая обработка отверстий в высокопрочных и марганцовистых сталях. № 10.

Коротков В. А. — Применение электроискровой обработки при ремонте механического оборудования. № 1. Исследование комбинированного упрочнения сталей плазменной закалкой и карбонитрацией. № 12.

Крюков С. А., Славин А. В., Байдакова Н. В. — Аналитическое определение эксплуатационных параметров профиля поверхности шлифовальных кругов. № 1.

Ларин С. Н., Платонов В. И., Нуждин Г. А. — Влияние времени деформирования на давление и геометрические параметры изделия при формоизменении трехслойной заготовки в режиме вязкого трения. № 12.

Магомедов М. Х., Громов А. Е., Яковлев А. В. — Принципы разработки и проектирования систем управляемого ударного гравирования. № 3.

Мамедов А. Т., Рустамова С. М. — Влияние температуры промежуточного спекания на свойства порошковых материалов. № 2.

Маслов А. Р., Мамотько А. И. — Средства повышения качества обработки отверстий в деталях из высокопрочного слоистого полимерного композита. № 4.

Монастырский А. В. — Высокоэффективное проектирование литейной технологии фасонной отливки из магниевого сплава. Часть 2. Прогнозирование и устранение трещин. № 10.

Моргунов Ю. А., Саушкин Б. П., Саушкин Г. Б. — Микрообработка элементов конструкций из титановых сплавов. № 11.

Мухамедов А. А., Бердиев Д. М. — Повышение абразивной износостойкости сталей термической обработкой с предварительной подготовкой структуры. № 9.

Намазов С. Н., Джафарова А. А., Намазова З. А. — Структура и свойства оксидированных порошковых материалов на основе железа. № 9.

Нигметзянов Р. И., Сундуков С. К., Сухов А. В., Фатюхин Д. С. — Ультразвуковой способ получения моющих пен. № 12.

Овчинников Н. П., Смыслов А. Г. — Повышение ресурса секционных насосов главного водоотлива подземного кимберлитового рудника "Удачный". № 9.

Памфилов Е. А., Пыриков П. Г., Пилюшина Г. А., Данилюк В. А. — Применение магнитоупорядоченных электролитических покрытий для повышения эксплуатационных свойств элементов гидравлических систем. № 9.

Пашаев А. М., Джанахмедов А. Х., Алиев А. А. — Оценка статической прочности лакокрасочного покрытия обшивки самолета. № 7.

Плотников А. Л., Сергеев А. С., Тихонова Ж. С., Уварова Т. В. — Вероятностная природа образования контактных пар при металлообработке и ее влияние на надежность процесса. № 4.

Путырский С. В., Яковлев А. Л., Ночовная Н. А. — Преимущества и применение высокопрочных титановых сплавов и перспективные направления при разработке новых. № 7.

Расулов Ф. Р., Мусурзаева Б. Б. — Пропитка порошкового композита жидким металлом в процессе литья. № 2.

Рахманов С. Р., Сребрянский Г. А., Головачев А. Н., Мамедов А. Т., Орос Н. В. — Повышение износостойкости прессового инструмента с помощью покрытий из аморфных сплавов. № 1.

Самипур С. А., Батраков В. В., Халиулин В. И. — Расчетно-экспериментальная методика обеспечения точности угла армирования преформы, изготовленной радиальным плетением. № 8.

Седакова Е. Б., Козырев Ю. П. — Влияние дисперсности частиц полимерных композитов на их трибологические показатели и прочность. № 4.

Слепцов В. В., Савкин А. В., Кукушкин Д. Ю., Дителева А. О. — Исследование процесса осаждения нанокластеров металлов на поверхность пористых материалов методом электрофореза. № 9.

Слепцов В. В., Савкин А. В., Трунова Е. А., Кукушкин Д. Ю., Дителева А. О. — Исследование процесса электроискрового диспергирования материалов для получения наноразмерных компонентов перспективных порошковых композиций для аддитивных технологий. № 11.

Сорокина С. А., Романов А. Д. — Исследование причин уменьшения долговечности пресс-формы термопластавтомата. № 9.

Стельмаков В. А., Давыдов В. М., Никитенко А. В., Гимадеев М. Р. — Обеспечение точности формы отверстий, полученных фрезерованием с винтовой интерполяцией на обрабатывающих центрах с ЧПУ. № 12.

Сурков В. А. — Исследование воздействия плазмы высокочастотного индукционного разряда пониженного давления на коррозионную стойкость материала на основе порошка железа. № 8. Исследование механических свойств порошка меди ПМС-1 при воздействии плазмы высокоточного индукционного разряда пониженного давления. № 9. Аналитический обзор основных методов получения интерметаллидных композиционных материалов. № 10.

Сычев А. П., Сычева М. А. — Влияние алюминиевого металлизационного покрытия на качество сварных соединений. № 9.

Толочко Н. К., Челединов А. Н. — Кинетические закономерности ультразвуковой очистки деталей машин от загрязнений. № 6.

Филина А. В., Семешин А. Л. — Расширение технологических возможностей конструкции штампов для получения заготовок. № 12.

Чудин В. Н. — Газоформовка днищ емкостей при нелинейно-вязком деформировании. № 1.

Шайдурова Г. И., Васильев И. Л., Шевяков Я. С., Гатина Е. Р. — Особенности технологии биодеградации эпоксидных и фенолформальдегидных смол. № 9.

Проблемы теории и практики резания материалов

Албагачиев А. Ю., Преображенская Е. В., Краско А. С., Страмцова Е. С. — Определение температурных изменений в зоне резания при высокоскоростном фрезеровании жаропрочных сплавов. № 9.

Ашкенази Е. Е., Ральченко В. Г., Конов В. И., Виноградов Д. В., Цыганков П. А., Дрыжак Е. А., Хомич А. В. — Коэффициенты трения при резании силумина пластинами с одно- и двухслойными CVD алмазными покрытиями, осажденными в СВЧ плазме. № 3.

Большаков А. Н. — Теория прерывистого резания. 1. Введение. № 2. Серия статей по теории прерывистого резания. 2. Состояние вопроса. № 3. 3. Разработка схемы резания для зоны выхода режущего клина из заготовки. № 4. 4. Теоретические аспекты ряда закономерностей при выходе режущего клина из заготовки. № 5. 5. Разработка схемы резания для зоны входа режущего клина в заготовку. № 6. 6. Теория некоторых законов процесса входа режущего клина в заготовку. № 7.

Волков Д. И., Проскуряков С. Л., Дружков С. С., Рыкунов А. Н. — Прогнозирование режущих свойств пластин из сверхтвердых материалов по частоте собственных колебаний. № 10.

Галкин М. Г., Смагин А. С. — Алгоритм нелинейной оптимизации режимов окончательной механической обработки. № 10.

Дерябин И. П., Миронова И. Н. — Исследование стойкости режущих пластин разных производителей при обработке титановых сплавов. № 10.

Древаль А. Е. — Критерии предельного состояния быстрорежущих сверл. № 2.

Егоров С. А., Обноров М. С. — Влияние парообразных смазочно-охлаждающих технологических средств на износ режущего инструмента. № 1.

Еренков О. Ю. — Исследование точения капролона режущей керамикой. № 5.

Калашников А. С., Моргунов Ю. А., Калашников П. А., Хомякова Н. В. — Зубофрезерование цилиндрических колес методом обката без применения СОЖ. № 4.

Кирсанов С. В., Цыганков Р. С. — Исследование процесса врезания ружейных сверл при сверлении глубоких отверстий на многооперационных станках. № 8.

Коротких М. Т., Марцинкевич И. А. — Моделирование профиля дискового инструмента для обработки винтовых канавок. № 2.

Кудряшов Е. А., Смирнов И. М., Хижняк Н. А. — Повышение эффективности сборного инструмента с режущими пластинами улучшенного профиля передней поверхности. № 12.

Кудряшов Е. А., Смирнов И. М., Каменева Т. Е. — Устранение негативных факторов, возникающих при прерывистом многоинструментальном нарезании резьбы. № 4.

Кудряшов Е. А., Смирнов И. М., Степанов Ю. С., Хижняк Н. А. — Улучшение работоспособности резцов при точении сложных профилей. № 9.

Кудряшов Е. А., Смирнов И. М., Яцун Е. И., Хижняк Н. А. — Разработка инструмента с элементами стабилизации процесса точения при обработке сложных поверхностей. № 11.

Липатов А. А. — Диффузионное изнашивание твердосплавного инструмента при резании высоколегированной стали. № 5.

Мокрицкий Б. Я., Верещагин В. Ю., Верещагина А. С. — Моделирование процесса резания с применением программы ANSYS. № 4.

Морозов А. В. — Влияние параметров режущих и прерывающих участков дискретных абразивных сегментов на температуру в зоне плоского торцевого шлифования. № 7.

Мыльников В. В., Пронин А. И., Чернышов Е. А. — Оптимизация режима точения закаленной стали режущей керамикой методом симплекс планирования. № 10.

Полянский С. Н., Бутаков С. В., Мальцев Л. В., Ольков И. С., Попов М. А., Александров В. А. — Резка и раскрой слябов и толстых плит из сплавов титана. № 6.

Пронин А. И., Мыльников В. В., Романов А. Д. — Сила резания при обработке закаленных сталей 40Х и ХВГ режущей керамикой. № 2.

Сильченко О. Б., Силуянова М. В., Курицына В. В. — Диагностика размерно-регулируемого микрошлифования для получения изделий заданного качества. № 5.

Швецов И. В., Беляков В. Н., Желнов Д. В., Летенков О. В., Никуленков О. В. — Диагностирование работоспособности абразивного инструмента. № 5.

Обработка материалов без снятия стружки

Васечкин М. А., Егоров В. Г., Коломенский А. Б., Маслов И. Н. — Влияние степени деформации при ротационной раскатке и режимов термической обработки на механические характеристики тонкостенных титановых труб. № 3.

Гафаров А. М., Шарифов З. З., Алиев Ч. М., Кулиев А. М. — Исследование шероховатости поверхностей деталей, обработанных асимметрично-безотрывочной притиркой. № 2.

Грязев М. В., Пасынков А. А., Ларин С Н. — Влияние исходной анизотропии механических свойств заготовки на энергосиловые параметры при раздаче коническим пуансоном. № 2.

Делюсто Л. Г. — Повышение качества автолистовой стали прокаткой в постоянном магнитном поле. № 12.

Зайдес С. А., Фыонг Фам Дак. — Определение параметров шероховатости цилиндрических деталей при поперечной обкатке плоскими плитами. № 5.

Тамаркин М. А., Шведова А. С., Тищенко Э. Э. — Методика проектирования технологических процессов обработки деталей динамическими методами поверхностного пластического деформирования. № 4.

Шибаков В. Г., Панкратов Д. Л., Андреев А. П., Шибаков Р. В. — Повышение эксплуатационных свойств и точности деталей, штампованных холодной деформацией при плоскостной калибровке. № 2.

ЭКОНОМИКА И ОРГАНИЗАЦИЯ ПРОИЗВОДСТВА

Бурдо Г. Б. — Повышение эффективности технической подготовки производства в многономенклатурном машиностроении. № 8.

Ирзаев Г. Х. — Оценка сокращения затрат на технологическую подготовку производства изделий при использовании конструктивной преемственности. № 2.

Краев В. М., Тихонов А. И., Новиков С. В. — Импортозамещающие производства авиационных двигателей в России. № 6.

Никольская Я. М., Омельченко И. Н. — Влияние квалификации персонала промышленных предприятий на качество и эффективность выполняемых НИОКР. № 2.

Сухоруков А. И., Ерошкин С. Ю., Каллаур Г. Ю., Папикян Л. М. — Технологии информационного моделирования всех этапов жизненного цикла технического объекта. № 4.

Шушкин М. А., Ежов М. В. — Анализ рынка технологического оборудования IV поколения для производителя автокомпонентов в России. № 9.

ТЕХНИЧЕСКАЯ ИНФОРМАЦИЯ

Албагачиев А. Ю., Мамедова И. Ю., Соколова М. Л., Мильчакова Н. Е. — Дисциплинарные функции промышленного дизайна. № 8.

Варганов В. Б., Басалаев А. М., Варганов С. В., Стороженко П. А. — Автоматизированная система исследований генерации водорода при производстве портативных источников питания. № 10.

Дерябин И. П., Головачев С. Ю., Гималетдинов А. А. — Исследование влияния осевых колебаний при сверлении глубоких отверстий. № 3.

Кисель А. Г., Аверков К. В., Макашин Д. С., Дейлова А. В., Артеменко Н. С. — Исследование влияния разных СОЖ на интенсивность изнашивания режущей кромки токарного инструмента при обработке стали 12Х18Н10Т. № 3.

Комаишко С. Г., Кулик Г. Н., Суздаль К. В., Тимофеев А. В. — Технологическая наследственность в машиностроении. Часть 2. № 6.

Крюков С. А., Байдакова Н. В. — Разработка системного комплексного подхода к модифицированию абразивного инструмента и его применение. № 5.

Шадрин С. С., Иванов А. М., Карпухин К. Е. — Радикальное повышение безопасности дорожного движения интегрированием автономных колесных транспортных средств в интеллектуальную транспортную среду. № 1.

Яронов И. В., Ковалев А. Г., Рябиков Ю. Л — Применение аддитивных технологий в ракетно-космической технике. № 4.