ВЕСТНИК машиностроения

ЕЖЕМЕСЯЧНЫЙ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ И ПРОИЗВОДСТВЕННЫЙ ЖУРНАЛ

6

2014

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 Машиностроение»
107076, Москва, Стромынский пер., 4

Адрес редакции:
107076, Москва,
Стромынский пер., 4.
Телефон: 8-(499)-748-02-91.
E-mail: vestmash@mashin.ru
www.mashin.ru

Журнал зарегистрирован 19 апреля 2002 г. за № 77-12421 в Комитете Российской Федерации по печати
Учредитель: А.И. Савкин

Индексы: **70120** ("Роспечать"),
27841 ("Пресса России"),
60264 ("Почта России")
Цена свободная

Отпечатано в ООО "Белый ветер",
115407, г. Москва, Нагатинская наб., д. 54, пом. 4

Главный редактор А.И. САВКИН

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ:

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), **Дроздов Ю.Н.,** д-р техн. наук, акад. РИА и РАК (председатель секции конструирования и расчета машин), **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, **Салтыков М.А.,** д-р техн. наук, **Трегубов Г.П.,** д-р техн. наук, **Скугаревская Н.В.** (ответственный секретарь)

СОДЕРЖАНИЕ

КОНСТРУИРОВАНИЕ, РАСЧЕТ, ИСПЫТАНИЯ И НАДЕЖНОСТЬ МАШИН

Маслов Н. А. — Обоснование принципиальной схемы стенда для испытаний объемных гидромашин . . . 3

Иванов А. С., Смелянская Л. И. — Конструирование и расчет клеммовых соединений 11

Рябов К. В., Федотов О. В., Филимонов В. Н. — Разработка и исследование актуатора для радиотелескопа с активным рефлектором . . . 14

Степнов М. Н., Логвиненко В. В. — Вероятностные закономерности применительно к коэффициенту масштабного фактора при многоцикловой усталости углеродистых и легированных сталей . . . 20

Ивашов Е. Н., Федотов К. Д. — Подсистема автоматизированного проектирования элементов пьезоэлектрических устройств . . . 30

Алюков С. В. — Методика расчета механизма свободного хода релейного типа . . . 36

Каданов А. В. — Метод построения ряда межосевых расстояний для зубчатых передач внешнего зацепления . . . 41

Великанов Н. Л., Корягин С. И., Наумов В. А. — Гидродинамическое сопротивление решеток и сеток в прямом трубопроводе . . . 44

Пермяков К. В., Сальников А. Ф. — Исследование работоспособности выхлопного тракта газоперекачивающего агрегата . . . 47

Малыгин В. И., Лобанов Н. В., Васильев А. В. — Экспериментальное исследование влияния состояния резьбовых поверхностей на затяжку высоконагруженных болтовых соединений . . . 50

Цикл статей "Проблемы трибологии — трения, изнашивания и смазки"

Хадиев М. Б., Соколов Н. В., Федотов Е. М. — Гидродинамические, тепловые и деформационные характеристики смазочных слоев упорных подшипников со скосом, параллельным радиальному межподушечному каналу . . . 54

ТЕХНОЛОГИЯ МАШИНОСТРОЕНИЯ

Дьяков П. А., Железков О. С., Белов В. К., Дьякова М. В. — Повышение износостойкости поверхности стали 50Г комплексной обработкой ударными импульсами . . . 59

Сидякин Ю. И., Трунин А. В., Абакумова С. Ю. — Аналитическое исследование остаточных напряжений в сплошных валах после упрочняющей обработки поверхностным пластическим деформированием . . . 62

Пини Б. Е., Курец А. М. — Обработка глубоких отверстий на станке с ЧПУ . . . 71

Иванов А. А. — Составление оптимального расписания обработки заготовок с переналадкой станка . . . 74

Цикл статей "Проблемы теории механической обработки"

Воронцов А. Л. — Теоретическое обеспечение технологической механики. 10. Твердость материала и задача осесимметричного вдавливания в полупространство. Часть 2 . 77

Серия статей "Проблемы теории и практики резания материалов"

Унянин А. Н., Гусев С. Н. — Шлифование с механической очисткой рабочей поверхности шлифовального круга абразивной лентой . . . 83

ТЕХНИЧЕСКАЯ ИНФОРМАЦИЯ

Лобанов Д. В., Ефремов И. М., Кузмичев В. А., Лиханов А. А., Лобанова А. Н., Дивин Д. В. — Роторно-вибрационные смесители . . . 87

CONTENTS

DESIGN, CALCULATION, TESTS AND RELIABILITY OF MACHINES

Maslov N. A. — Substantiation of principal scheme of bench for tests of positive-displacement hydraulic machines

Ivanov A. S., Smelyanskaya L. I. — Design and calculation of terminal joints

Ryabov K. V., Fedotov O. V., Filimonov V. N. — Development and research of actuator for radiotelescope with active reflector

Stepnov M. N., Logvinenko V. V. — Probabilistic conformities as applied to size factor coefficient at high-cycle fatigue of carbon and alloy steels

Ivashov E. N., Fedotov K. D. — Subsystem of computer-aided design of elements of piezoelectric devices

Alyukov S. V. — Methods of calculation of free wheel mechanism of relay type

Kadanov A. V. — Method of construction of center-to-center distances for external gears

Velikanov N. L., Koryagin S. I., Naumov V. A. — Hydrodynamic resistance of grids and meshes in straight pipeline

Permyakov K. V., Sal'nikov A. F. — Research of working capacity of exhaust line of gas-compressor unit

Malygin V. L, Lobanov N. V., Vasil'ev A. V. — Experimental research of influence of state of thread surfaces on tightening of high loaded bolted joints

A series of articles "Problems of tribology — friction, wearing away and lubrication"

Khadiev M. B., Sokolov N. V., Fedotov E. M. — Hydrodynamic, heat and deformation characteristics of lubrication layers of thrust bearings with chamfers parallel to radial inter-pad channel

MANUFACTURING ENGINEERING

D'yakov P. A., Zhelezkov O. S., Belov V. K., D'yakova M. V. — Increase of wear resistance of "50Г" steel by combined processing by impact impulses

Sidyakin Yu. I., Trunin A. V., Abakumova S. Yu. — Analytical research of residual stresses in solid shafts after strengthening treatment by surface plastic deformation

Pini B. E., Kurets A. M. — Processing of deep holes on NC machines

Ivanov A. A. — Construction of optimal schedule of processing of workpieces with machine change-over

A series of articles "Problems of theory of machining work"

Vorontsov A. L. — Theoretical support of technological mechanics. 10. Hardness of material and problem of axisymmetric indentation into half-space. Part 2

A series of articles "Problems of theory and practice of materials cutting"

Unyanin A. N., Gusev S. N. — Grinding with mechanical cleaning of working surface of grinding wheel by abrasive belt

TECHNICAL INFORMATION

Lobanov D. V., Efremov I. M., Kuzmitchov V. A., Likhanov A. A., Lobanova A. N., Divin D. V. — Rotor vibrational mixers

Технический редактор *Т. А. Шацкая*
Корректор *Т. В. Пчелкина*

Сдано в набор 26.03.2014. Подписано в печать 14.05.2014.
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 Машиностроение", "Вестник машиностроения", 2014

КОНСТРУИРОВАНИЕ, РАСЧЕТ, ИСПЫТАНИЯ И НАДЕЖНОСТЬ МАШИН

УДК 681.2.08

Н. А. МАСЛОВ, канд. техн. наук (Сибирский государственный университет путей сообщения, г. Новосибирск), e-mail: namaslov@mail.ru

Обоснование принципиальной схемы стенда для испытаний объемных гидромашин[1]

На основе анализа работы существующих стендов для испытаний объемных гидромашин построена их классификация. Разработана принципиальная схема перспективного стенда для приемо-сдаточных испытаний объемных гидромашин.

Ключевые слова: гидромашина, инерционное нагрузочное устройство, инерционный привод, испытательный стенд.

Basing on the analysis of operation of existing test benches for positive-displacement hydraulic machines, the classification of the test benches is developed. The principal scheme of the advanced bench for acceptance tests of positive-displacement hydraulic machines is developed.

Keywords: hydraulic machine, inertial load device, inertial drive, test bench.

Стенды являются основными средствами исследования реакций гидроприводов на изменение условий и параметров нагрузок.

Стенды для испытаний объемных гидромашин (насосов, гидромоторов) используют для решения следующих наиболее важных для практики задач:

обоснование параметров диагностирования гидромашин на ремонтно-эксплуатационных предприятиях;

выбор метода нагружения и привода гидромашин при диагностировании;

разработка методик определения параметров диагностирования гидромашины и алгоритмов обработки результатов испытаний;

изучение влияния параметров нагрузочного и приводного устройств на параметры диагностирования;

диагностика состояния оборудования на наличие потенциально опасных дефектов на начальной стадии развития и их идентификация;

снижение энергозатрат на испытания.

Для решения этих задач разработаны стационарные и переносные стенды и диагностические комплексы, однако они имеют ряд недостатков, проявляющихся при изучении динамических режимов работы гидромашины и нагрузочного (приводного) устройства:

недостаточная точность испытаний;

узкий диапазон варьирования значений рабочих параметров (например частоты вращения вала);

невозможность сравнительной оценки погрешности испытаний в динамическом (разгон—торможение) и установившемся режимах.

Для устранения данных недостатков стендов необходимо:

разработать новые методы и средства для нагружения и привода гидромашины, повышающие надежность испытания и уменьшающие энергозатраты;

повысить точность определения параметров диагностирования, разработав новые технические средства и методики их применения;

разработать метод определения параметров функционирования в широком диапазоне частот вращения вала;

оценить погрешность диагностирования при сравнительных приемосдаточных испытаниях гидромашины в динамическом и установившемся режимах.

Решение поставленных задач позволит разработать методику проектирования стендов для приемосдаточных испытаний объемных гидромашин,

[1] По материалам научно-исследовательской работы "Новые технические средства для испытаний объемных гидромоторов и насосов путевых, строительных и подъемно-транспортных машин", выполняемой по гранту на научные исследования и разработку образовательных программ в Сибирском государственном университете путей сообщения.

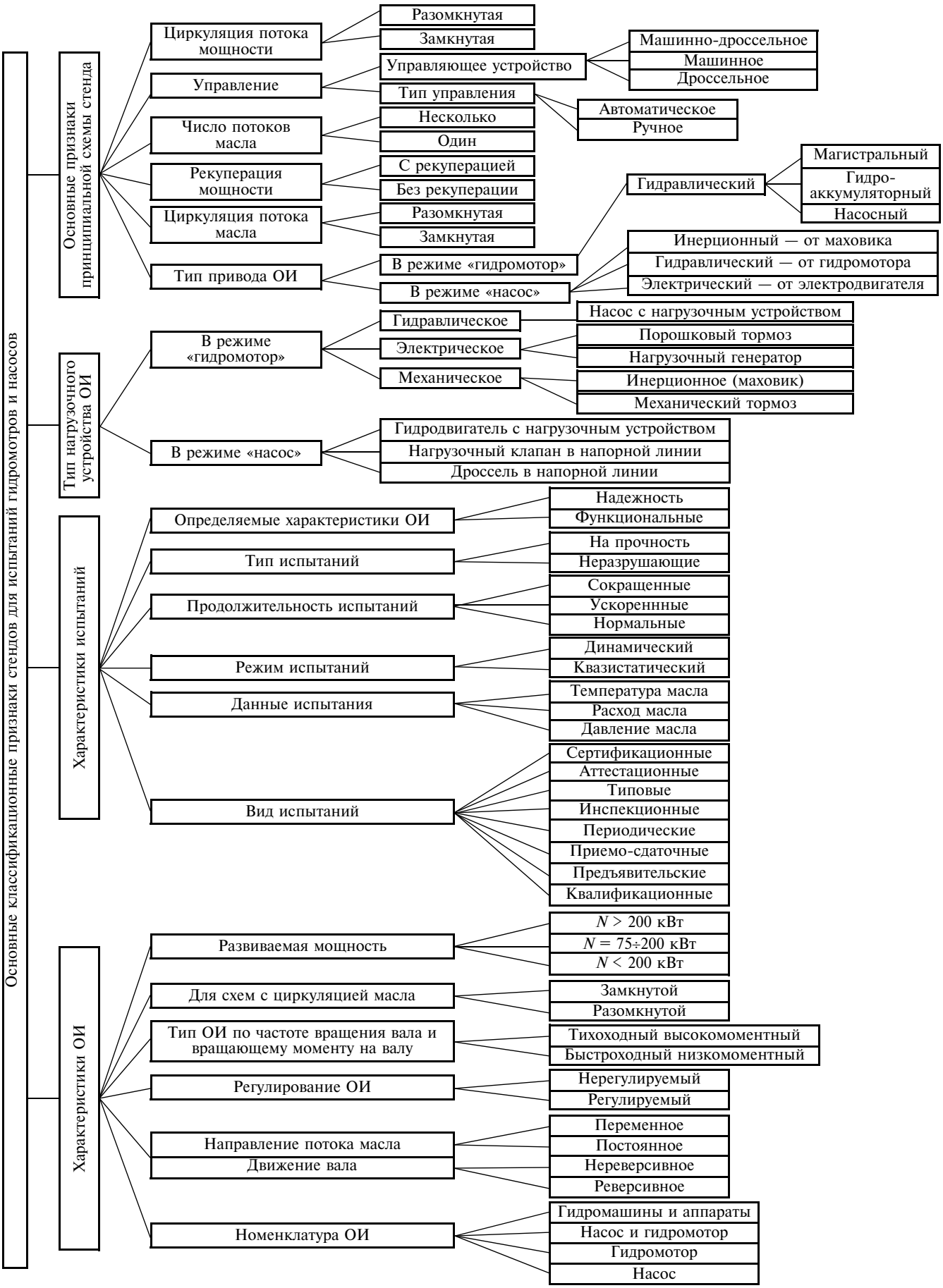


Рис. 1. Классификация стендов для испытания гидромоторов и насосов

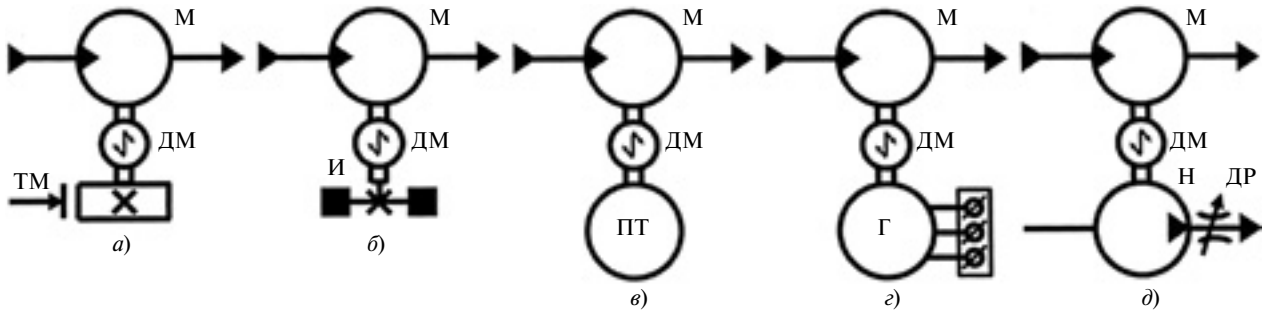


Рис. 2. Схемы механического (*а*, *б*), электрического (*в*, *г*) и гидравлического (*д*) нагружений гидромашины в режиме гидромотора:
М — испытуемый гидромотор, ДМ — датчик вращающегося момента; ТМ — тормозной механизм; И — инерционное нагрузочное устройство; Н — насос; ДР — дроссель; ПТ — порошковый тормозной механизм; Г — генератор

широко применяемых в подъемно-транспортных, строительных и дорожных машинах.

Цель данной статьи — обоснование принципиальной схемы энергосберегающего стенда для приемосдаточных испытаний объемных гидромашин. Для этого необходимо:

1) разработать классификацию стендов для испытаний гидромашин; выделить из общего числа стендов типовые и наиболее перспективные;

2) проанализировать циклограммы работы стендов, установить продолжительность включения их электрооборудования (приводных электродвигателей и нагрузочных устройств);

3) выполнить сравнительный анализ стендов по энергоемкости процесса испытания;

4) разработать и обосновать принципиальную схему энергосберегающего стенда для приемосдаточных испытаний гидромашин.

Классификация стендов для испытаний объемных гидромашин

В известной технической литературе до сих пор еще не представлена единая обобщенная классификация стендов для испытаний гидромоторов и (или) насосов. При составлении предлагаемой классификации (рис. 1) были использованы:

классификации гидромоторов и насосов по конструктивным типам, типоразмерам и другим характеристикам [1];

систематизация видов испытаний в соответствии с ГОСТ 16504—81 [2];

классификации объемных гидроприводов и их схем [3];

классификации объемных гидроприводов, испытательных стендов и нагрузочных устройств по международной патентной классификации [4].

Классификация стендов (см. рис. 1) осуществлена по основным характеристикам: объекта испытания (ОИ); процесса испытаний; нагрузочного устройства; принципиальной схемы стенда.

Классификационными признаками, характеризующими энергоемкость процесса испытания гидромашины на стенде, являются: типоразмер, реверсивность, характеристики испытания, тип нагрузочного устройства, циркуляция потока мощности.

Изучение схем и конструкций существующих стендов для испытания гидромашин позволило сделать следующие выводы:

1. В основе методов нагружения гидромашин лежат два принципа — дросселирование энергии [электрическое (рис. 2, *а*—*г*) или гидравлическое (рис. 2, *д* и 3, *а*, *б*)] и циркуляция энергии (рис. 4).

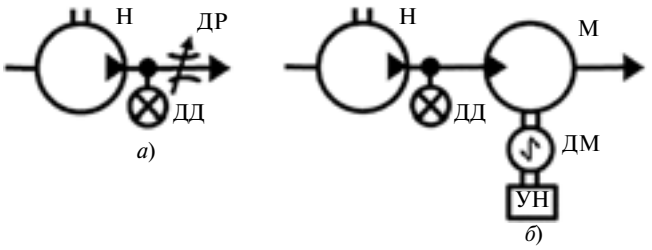


Рис. 3. Схемы (*а*, *б*) гидравлического дросселирования гидромашины в режиме насоса:
Н — испытуемый насос; ДД — датчик давления; УН — устройство нагрузочное

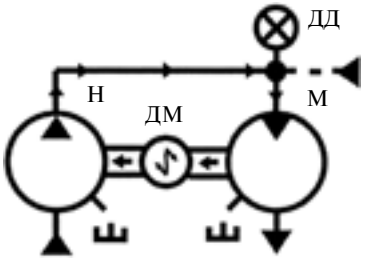


Рис. 4. Схема гидравлического нагружения гидромашин в замкнутом контуре циркуляции мощности (Н и М — испытуемые насос и гидромотор)

2. Типовые стенды для испытаний гидромашин — стенды с разомкнутым потоком мощности, предназначенные для испытания гидромашин в насосном режиме с нагрузочным устройством в виде дросселя или клапана в напорной линии, оснащенные контрольно-измерительными приборами визуального контроля параметров ОИ.

3. Перспективны стенды с замкнутой циркуляцией мощности (они сложнее и дороже стендов с разомкнутой циркуляцией мощности, но расходуют в 2÷3 раза меньше энергии).

4. Стенды могут быть оснащены контрольно-измерительными и управляющими системами на базе аналого-цифровых и цифроаналоговых преобразователей (платы АЦП-ЦАП) или программируемых логических контроллеров (ГОЖ), программными средствами управления с помощью ЭВМ.

5. При применении измерительных средств с аналоговыми или дискретными показаниями для статических параметров число измерений должно быть не менее трех, а с непрерывной регистрацией динамических параметров — не менее 10 [5].

Для дальнейшего рассмотрения выбраны шесть стендов для испытания гидромашин:

1) с разомкнутой циркуляцией мощности и гидравлическим нагрузочным устройством, контроль параметров — визуальный, трехкратный [6];

2) с разомкнутой циркуляцией мощности и гидравлическим нагрузочным устройством, контроль параметров ПЛК, десятикратный;

3) с разомкнутой циркуляцией мощности и гидравлическим нагрузочным устройством, контроль параметров АЦП, десятикратный;

4) с разомкнутой циркуляцией мощности и электрическим нагрузочным устройством, контроль параметров АЦП, десятикратный [7];

5) с замкнутой циркуляцией мощности и гидравлическим нагрузочным устройством, контроль параметров АЦП, десятикратный [8].

6) с разомкнутой циркуляцией мощности и инерционным нагрузочно-приводным устройством, контроль параметров АЦП, десятикратный [9].

Циклограммы работы стендов для испытаний гидромашин

Продолжительность испытания гидромашины:

$$T = t_1 + \Sigma t_i + t_6,$$

где t_1 — время монтажа гидромашины на стенд; Σt_i — продолжительность работы электрооборудования стенда (электродвигателей привода, электрических нагрузочных устройств); t_6 — время демонтажа гидромашины со стенда.

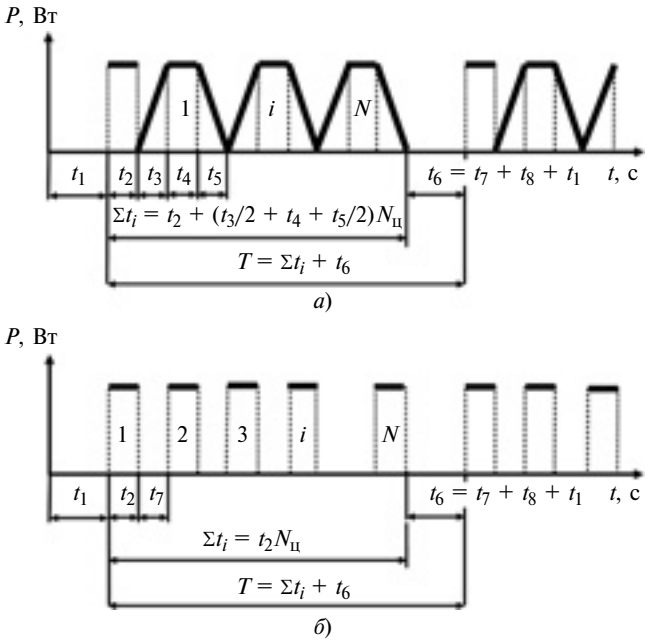


Рис. 5. Циклограммы работы стендов 1—5 (*а*) и стенда 6 (*б*)

Продолжительность работы электрооборудования стендов 1—5 в течение одного цикла:

$$\Sigma t_i = t_2 + (t_3/2 + t_4 + t_5/2)N_ц, \qquad (1)$$

где t_2, t_3, t_4, t_5 — время соответственно разгона, нагружения, измерения параметров и разгружения гидромашины; $N_ц$ — число циклов нагружения, измерения параметров и разгружения гидромашины.

Продолжительность работы электрооборудования стенда в течение одного цикла:

$$\Sigma t_i = t_2 N_ц. \qquad (2)$$

Продолжительность перерыва в работе стенда:

$$t_6 = t_7 + t_8 + t_1,$$

где t_7 — время торможения гидромашины; t_8 — время демонтажа со стенда испытанной гидромашины.

Циклограммы работы стендов 1—5 приведены на рис. 5, *а*, стенда 6 — на рис. 5, *б*, где P — мощность, потребляемая электрооборудованием стенда, Вт; t — время.

Результаты расчетов продолжительности Σt_i работы электрооборудования стендов 1—6 в течение одного цикла по формулам (1) и (2) приведены в табл. 1. Для стендов 1—5 время Σt_i определено для трех вариантов работы: А — один режим (насоса или гидромотора) испытания гидромашины при одной частоте вращения её вала (например, номинальной); Б — два режима (насоса и гидромотора) испытания гидромашины при одной частоте вращения её вала (например, номинальной); В — два

Таблица 1

Стенд	$N_ц$	t_2, с	t_3, с	t_4, с	t_5, с	Σt_i, с		
						А	Б	В
1	2	1,5÷3,0	3÷10	5÷10	3÷10	85,5÷183,0	171÷366	342÷732
2	10	1,5÷3,0	0,205÷0,280	2,5÷5,0	0,145÷0,220	29,7÷56,5	59,4÷113	118,8÷226,0
3—5	10	1,5÷3,0	0,205÷0,280	0,005÷0,050	0,145÷0,220	4,7÷7,0	9,4÷14,0	18,8÷28,0
6	10	1,5÷3,0	—	—	—	15÷30		

режима (насоса и гидромотора) испытания гидромашины при двух частотах вращения её вала (например, номинальной и минимальной). Для стенда 6 время Σt_i электрооборудования рассчитано при двух режимах испытания гидромашины в определенном диапазоне частот вращения её вала (например, от минимальной частоты вращения до номинальной).

Согласно данным табл. 1 наибольшую расчетную продолжительность включения электрооборудования имеет стенд 1, наименьшую стенды 3—5.

Стенд 6 за время, которое требуется на два режима (насоса и гидромотора) испытания гидромашины при одной частоте вращения вала (например, номинальной) на стендах 3—5, позволяет испытать гидромашины не при одной частоте вращения вала, а в широком диапазоне этих частот (например, от минимальной до номинальной) при меньшей стоимости нагрузочного устройства.

Сравнение стендов по затратам энергии на испытание гидромашины

Энергия, потребляемая электрооборудованием стенда:

$$W = \Sigma t_i P_э k_1 k_2, \text{ Вт} \cdot \text{с}, \quad (3)$$

Таблица 2

Стенд	W, Вт · с, при Σt_i для варианта (см. табл. 1)		
	А	Б	В
1	$(85{,}5 \div 183)P_э$	$(171 \div 366)P_э$	$(342 \div 732)P_э$
2	$(29{,}7 \div 56{,}5)P_э$	$(59{,}4 \div 113)P_э$	$(118{,}8 \div 266)P_э$
3	$(4{,}7 \div 7)P_э$	$(9{,}4 \div 14)P_э$	$(18{,}8 \div 28)P_э$
4	$1{,}75\ (4{,}7 \div 7)P_э$	$2{,}75\ (9{,}4 \div 14)P_э$	$2{,}75\ (18{,}8 \div 28)P_э$
5	$0{,}4\ (4{,}7 \div 7)P_э$	$0{,}4\ (9{,}4 \div 14)P_э$	$0{,}4\ (18{,}8 \div 28)P_э$
6	$0{,}7\ (15 \div 30)P_э$		

где $P_э$ — мощность электрооборудования стенда, Вт; k_1 — коэффициент изменения мощности электрооборудования в зависимости от типа нагрузочного устройства (для инерционного нагрузочного устройства $k_1 = 0{,}7$, для гидравлического — 1,0; для электрического $k_1 = 1{,}75$ при испытании гидромашины в одном режиме и 2,75 при испытании гидромашины в двух режимах); k_2 — коэффициент изменения мощности электрооборудования в зависимости от типа циркуляции потока мощности (при разомкнутой циркуляции $k_2 = 1{,}0$, при замкнутой −0,4). Для стенда 6 коэффициент изменения мощности электрооборудования — k_3.

Затраты на энергию при испытании одной гидромашины:

$$З = СW, \quad (4)$$

где С — стоимость 1 Вт · с, руб. (С = 1,86 руб. за 1 кВт · ч = $0{,}52 \cdot 10^{-3}$ руб. за 1 кВт · с).

Результаты расчетов по формуле (3) энергии W, потребляемой электрооборудованием стендов 1—6 в течение одного цикла, и затрат З по формуле (4) для этих стендов приведены соответственно в табл. 2 и 3.

Таким образом, по результатам расчетов (см. табл. 3) наибольшие затраты на энергию при испытании одной гидромашины получены для стенда 1, наименьшие — для стенда 5.

Стенды 3 и 4 имеют близкие значения З при работе по варианту Б.

Затраты на энергию при использовании стенда 6 в широком диапазоне частот вращения вала близки к затратам при использовании стенда 5 при работе по варианту В. Это значит, что большее снижение затрат на энергию при испытании гидромашины в широком диапазоне частот вращения вала (более чем при двух частотах, как в варианте В) возможно при использовании в стенде с замкнутой циркуляцией мощности инерционного нагрузочно-приводного устройства гидромашины. В этом случае энергия, потребляемая электрооборудованием стенда, согласно формуле (3) составит

Таблица 3

Стенд	З, руб. на 1 кВт мощности гидромашины для варианта			З, руб. на 100 кВт мощности гидромашины для варианта		
	А	Б	В	А	Б	В
1	0,044÷0,095	0,088÷0,190	0,176÷0,380	4,4÷9,5	8,8÷19,0	17,6÷38,0
2	0,015÷0,029	0,030÷0,058	0,060÷0,116	1,5÷2,9	3,0÷5,8	6,0÷11,6
3	0,002÷0,004	0,004÷0,008	0,008÷0,016	0,2÷0,4	0,4÷0,8	0,8÷1,6
4	0,004÷0,007	0,011÷0,022	0,022÷0,044	0,4÷0,7	1,1÷2,2	2,2÷4,4
5	0,001÷0,002	0,002÷0,003	0,004÷0,006	0,1÷0,2	0,2÷0,3	0,4÷0,6
6		0,006÷0,011			0,6÷1,1	

$W = 0{,}4 \cdot 0{,}7\ (15 \div 30) P_э$, Вт · с, а затраты З согласно формуле (4) составят З = 0,22÷0,45 руб. на 100 кВт мощности гидромашины, что может оказаться меньше, чем при использовании стенда 5 при работе по варианту Б.

Схема энергосберегающего стенда для испытаний гидромашин

Разработана схема (рис. 6) стенда с замкнутой циркуляцией мощности для испытаний обратимых гидромашин в динамическом режиме, который позволяет испытывать гидромашину последовательно в двух режимах (гидромотора и насоса). Стенд включает в себя: регулируемый насос *1*; всасывающую (*2*), напорную (*3*) и сливную (*4*) линии; бак *5*; фильтр *6*; теплообменный аппарат *7*; рабочие линии *8*; обратные клапаны *9* и *33*; маховик *10*; измерительную систему *11*, состоящую из датчиков частоты вращения маховика (*12*), давления (*13*, *14*) и расхода масла (*15*, *16*). Датчики присоединены через модуль *17* ввода сигналов (аналого-цифровой преобразователь) к вычислительному устройству *18*. Управляющий модуль *19* вывода команд (цифроаналоговый преобразователь) соединен своим входом с вычислительным устройством *18*. Кроме того, в стенд входят: испытуемая *20* и дополнительная *23* гидромашины; обратнопредохранительные клапаны *21*, *22* и *30*; управляемая (*24*) и неуправляемая (*25*) муфты; нерегулируемый насос *26* и его всасывающая (*27*) и напорная (*28*) линии; предохранительный клапан *29*; гидрораспределители *31* и *32*; вал маховика *34* с подшипниками *35*.

Работа стенда. Перед началом испытаний вал гидромашины *20* соединяют муфтой *25* с валом *34* маховика *10*, вход и отвод гидромашины — с рабочими линиями *8*. Через вычислительное устройство *18* и управляющий модуль *19* вывода команд муфта *24* замыкается и соединяет вал гидромашины *23* с валом *34* маховика; гидрораспределители *31* и *32* переводятся в главные позиции.

Испытания гидромашины 20 в режиме "гидромотор". При включении насосов *1* и *26*, переводе распределителей *31* и *32* в рабочие позиции масло из бака *5* через насосы *1* и *26*, обратные клапаны *9*

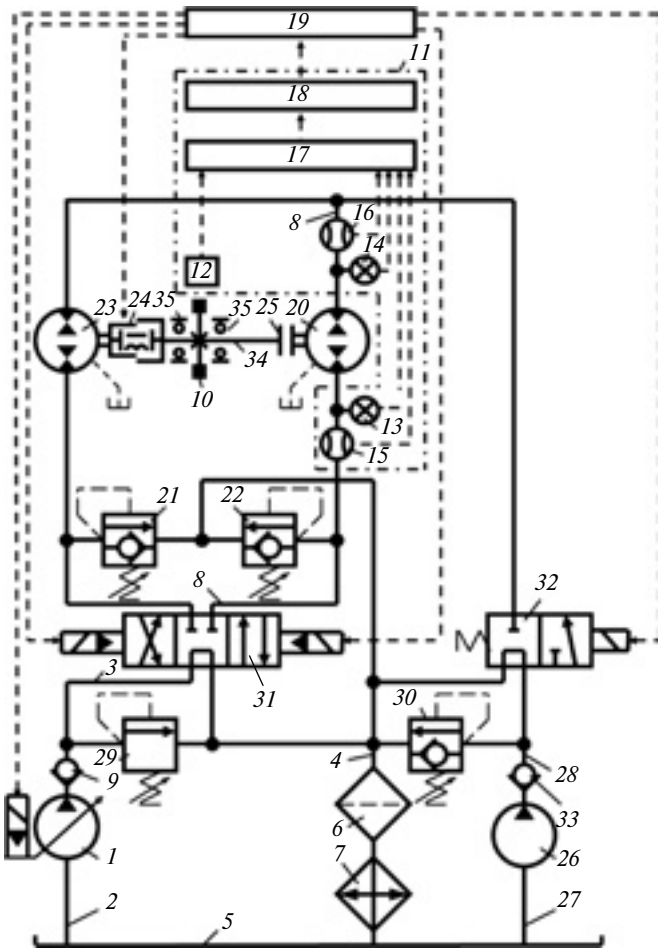


Рис. 6. Схема энергосберегающего стенда для испытания гидромашин

и *33*, распределители *31* и *32* поступает в контур "*23—20—23*". При этом валы гидромашин *20* и *23* вращаются, а в контуре "*23—20—23*" циркулирует мощность, если:

1) подача масла насосом *26* в напорную линию контура равна дренажным утечкам из гидромашины *20* и поддерживается необходимое в этой линии давление;

2) подача масла во всасывающую линию гидромашины *23* насосом *1* равна сумме расходов в ее напорной линии и дренажных утечек из нее.

Давление этой подачи должно быть достаточно для преодоления механических и гидромеханических потерь энергии в контуре "*23—20—23*". Этим же давлением контур "*23—20—23*" запускается в работу. Например, при давлении в напорной линии 25 МПа и расходе 0,004 м^3/с в контуре "*23—20—23*" циркулирует мощность 100 кВт.

Энергия, необходимая для циркуляции мощности в контуре "*23—20—23*", подается насосами *1* и *26*. Мощность привода насоса *1* мала, так как мало́ необходимое давление во всасывающей линии гидромашины *23*. Мощность привода насоса *26* тоже мала, так как мала его подача, составляющая примерно 5 % от расхода 0,004 м^3/с и равная дренажным утечкам гидромашины *20*.

Возрастающий поток в контуре "*23—20—23*" проходит через датчики расхода масла *16* и давления *14*, гидромашину *20*, датчики давления *13* и расхода *15*, а убывающий — через обратнопредохранительный клапан *21*. Маховик *10*, приводимый во вращение испытуемой гидромашиной *20*, разгоняется.

Сигналы с датчиков частоты вращения маховика (*12*), давления (*13* и *14*), расхода (*15* и *16*) поступают через модуль *17* ввода сигналов на вычислительное устройство *18*, где с малым шагом Δt регистрируются текущие значения расхода, давления в напорной и сливной линиях гидромашины и частоты вращения валов гидромашины *20* и маховика *10*. По приращению $\Delta\omega_{\text{м}}$ угловой скорости за промежуток времени Δt вычислительное устройство *18* определяет текущие значения углового ускорения ε разгона вала гидромашины и маховика, а затем и среднее за время Δt значение вращающего момента $T_{\text{м}}$ на валу.

Текущие значения КПД гидромашины *20* в режиме гидромотора вычислительное устройство *18* определяет по совокупности параметров:

$$\eta_{\text{м}} = \frac{P_{\text{м вых}}}{P_{\text{м вх}}} = \frac{T_{\text{м}} 2\pi n_{\text{м}}}{(p_{\text{м вх}} - p_{\text{м сл}}) Q_{\text{м вх}}}, \qquad (5)$$

где $P_{\text{м вых}}$ и $P_{\text{м вх}}$ — мощности на выходе (на валу) и входе (в напорной линии) гидромашины; $T_{\text{м}}$ и $n_{\text{м}}$ — вращающий момент и частота вращения вала; $p_{\text{м вх}}$ и $p_{\text{м сл}}$ — давления на входе и выходе (в сливной линии); $Q_{\text{м вх}}$ — расход на входе.

Величина вращающего момента $T_{\text{м}}$ вычисляется по угловому ускорению ε и суммарному моменту инерции $I_{\Sigma 1}$:

$$T_{\text{м}} = k_1 I_{\Sigma 1} \varepsilon; \qquad (6)$$

$$I_{\Sigma 1} = I_{10} + I_{34} + I_{24} + I_{25} + I_{20} + I_{23}, \qquad (7)$$

где k_1 — коэффициент, учитывающий параметрические особенности гидромашины *23*, муфты *24* и подшипников *35*; I_{10}, I_{34}, I_{24}, I_{25}, I_{20}, I_{23} — моменты инерции соответственно маховика *10*, его вала *34*, муфт *24*, *25* и вращающихся частей гидромашин *20*, *23*.

Угловое ускорение разгона вала гидромашины *20* и маховика *10*:

$$\varepsilon = \frac{\mathrm{d}\omega_{\text{м}}}{\mathrm{d}t} \approx \frac{\Delta\omega_{\text{м}}}{\Delta t} = \frac{2\pi \Delta n_{\text{м}}}{\Delta t}, \qquad (8)$$

где $\omega_{\text{м}}$ — угловая скорость вала; t — время; $\Delta n_{\text{м}}$ и Δt — приращение частоты вращения вала и соответствующее ему приращение времени.

По формулам (5)—(8) вычислительное устройство *18* строит графики изменения главного диагностического параметра — полного КПД гидромашины *20*, в функциях времени $\eta = f(t)$ и частоты вращения вала $\eta = f(n_{\text{м}})$.

В качестве дополнительного диагностического параметра гидромашины в режиме гидромотора используется гидромеханический КПД:

$$\eta_{\text{м гм}} = \frac{2\pi T_{\text{м}}(t)}{q_{\text{м}} p_{\text{м вх}}(t)} = f(t), \qquad (9)$$

где $q_{\text{м}}$ — рабочий объем гидромашины.

По результатам расчетов по формулам (6)—(9) вычислительное устройство *18* строит графики изменения дополнительного диагностического параметра — гидромеханического КПД гидромашины *20* в функциях времени $\eta_{\text{м гм}} = f(t)$ и частоты вращения вала: $\eta_{\text{м гм}} = f(n_{\text{м}})$.

Испытания гидромашины 20 в режиме "насос". По окончании разгона маховика *10* и гидромашины *20* через вычислительное устройство *18* и управляющий модуль *19* вывода команд муфта *24* размыкается, а распределитель *31* переводится в нейтральную позицию.

Маховик *10*, запасший энергию во время разгона, приводит во вращение гидромашину *20* (для ее испытания в режиме "насос"), при этом масло из сливной линии *4* проходит через обратнопредохранительный клапан *30*, гидрораспределитель *32*, датчики расхода (*16*) и давления масла (*14*), гидромашину *20*, датчики давления (*13*) и расхода (*15*) масла, обратнопредохранительный клапан *22*, выполняющий функции нагрузочного дросселя.

Полный КПД при испытании гидромашины *20* в режиме насоса

$$\eta_{\text{н}} = \frac{P_{\text{н вых}}}{P_{\text{н вх}}} = \frac{p_{\text{н вых}} Q_{\text{н}}}{k I_{\Sigma 2} \varepsilon 2\pi n_{\text{м}}}, \qquad (10)$$

где k — коэффициент, учитывающий параметрические особенности подшипников *35*; ε — угловое замедление при торможении; $I_{\Sigma 2}$ — суммарный момент инерции; $n_{\text{м}}$ — частота вращения вала гидромашины при работе в режиме насоса.

Суммарный момент инерции:

$$I_{\Sigma 2} = I_{10} + I_{34} + I_{24} + I_{25} + I_{20}, \qquad (11)$$

где I_{10}, I_{34}, I_{24}, I_{25}, I_{20} — моменты инерции маховика *10*, его вала *34*, муфты *25*, правой полумуфты *24* и вращающихся частей гидромашины *20*.

По результатам вычислений по формулам (10) и (11) вычислительное устройство *18* строит графики изменения дополнительного диагностического параметра — полного КПД гидромашины в режиме насоса при заданной нагрузке в функциях времени $\eta_{\text{н}} = f(t)$ и частоты вращения вала $\eta_{\text{н}} = f(n_{\text{м}})$.

По полученным графикам $\eta = f(t)$, $\eta = f(n_{\text{м}})$, $\eta_{\text{м гм}} = f(t)$, $\eta_{\text{м гм}} = f(n_{\text{м}})$, $\eta_{\text{н}} = f(t)$ и $\eta_{\text{н}} = f(n_{\text{м}})$ судят о качестве ремонта или изготовления гидромашины.

По окончании испытаний насосы *1* и *26* отключают, а остановку маховика *10* и гидромашин *23* и *20* выполняют с помощью обратнопредохранительного клапана *21* или *22*.

Предлагаемая конструкция стенда в сравнении с прототипом [9] обеспечивает существенное снижение энергоемкости процесса испытания гидромашины в режиме гидромотора. Например, при испытании гидромашины *20* мощностью 100 кВт суммарная мощность электродвигателей стенда (приводы насосов *1* и *26*) не превышает 40 кВт. При использовании же стенда с разомкнутым потоком энергии необходимы электродвигатель привода насоса мощностью ≈130 кВт и устройство мощностью 100 кВт для нагружения гидромашины *20*, т. е. суммарная мощность составит 230 кВт.

Технико-экономические преимущества предлагаемого стенда:

снижение энергоемкости испытания (время испытания в динамическом режиме меньше времени испытания в квазистатическом режиме в 2 раза и более);

дополнительное снижение энергоемкости испытания гидромашины в режиме тидромотора при замкнутой циркуляции мощности (в 3÷4 раза по сравнению со стендами с разомкнутым потоком энергии в квазистатическом режиме и в 2 раза по сравнению со стендами с разомкнутым потоком энергии в динамическом режиме);

существенное упрощение нагрузочного (приводного) устройства испытуемой гидромашины (присоединенная к валу маховая масса);

точность определения КПД гидромашины (не грубее ±1,5÷2 %) без применения дорогостоящих измерителей вращающего момента;

снижение стоимости стенда (в 1,5÷4 раза по сравнению с известными аналогами);

возможность испытания объемных гидромашин в двух режимах (гидромотора и насоса).

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Свешников В. К.** Гидрооборудование: Международный справочник. Кн. 1. Насосы и гидродвигатели: Номенклатура, параметры, размеры, взаимозаменяемость. М.: Издательский центр "Техинформ" МАИ, 2001. 360 с.

2. **ГОСТ 16504—81.** Испытания и контроль качества продукции. Основные термины и определения. М.: Изд-во стандартов, 1991. 28 с.

3. **Машиностроение:** Энциклопедия. Т. IV-2. Электропривод. Гидро- и виброприводы. В 2 кн. Кн. 2. Гидро- и виброприводы / Д. Н. Попов, В. К. Асташев, А. Н. Густомясов. М.: Машиностроение, 2012. 304 с.

4. **Международная** патентная классификация. Расширенный уровень. http://wwwl.fi ps.ru/wps/portal/IPC/IPC2012_extended_XML/

5. **ГОСТ 17108—86.** Гидропривод объемный. Методы измерения параметров. М.: Изд-во стандартов, 1987. 14 с.

6. **ГОСТ 14658—83.** Насосы объемные гидроприводов. Правила приемки и методы испытаний. М.: Изд-во стандартов, 1999. 15 с.

7. **Свешников В. К.** Станочные гидроприводы: Справочник. 4 изд. перераб., и доп. М.: Машиностроение, 2004. 512 с.

8. **Гринчар Н. Г.** Испытание гидрообъемных передач в замкнутом контуре с рекуперацией энергии // Механизация строительства. 2004. № 12. С. 12—14.

9. **Пат. 117528 на полезную модель Рос. Федерации:** МПК[7] F 04 B 51/00. Стенд для динамических испытаний объемных гидромашин.

УДК 621.81.001.24

А. С. ИВАНОВ, д-р техн. наук, Л. И. СМЕЛЯНСКАЯ (МГТУ им. Н. Э. Баумана), e-mail: a-s-ivanov@yandex.ru

Конструирование и расчет клеммовых соединений[1]

Приведены рекомендации по конструированию и методика расчета клеммовых соединений.

Ключевые слова: клеммовое соединение, муфта, мотор-редуктор, разъемная ступица, прорезная ступица, высокопрочные винты, сила затяжки, момент завинчивания.

The recommendations on design and methods of calculation of terminal joints are given.

Keywords: terminal joint, sleeve, gearmotor, sectional hub, slotted hub, high-strength screws, tightening force, screw-in torque.

Клеммовые соединения обеспечивают передачу произвольно направленных сил и крутящих моментов между валом и ступицей в результате возникновения сил трения. Их часто применяют в мотор-редукторах при создании натяга в соединении "вал в вал" вала двигателя и входного вала редуктора (рис. 1) и для соединения муфтой [1] вала двигателя и входного вала редуктора (рис. 2); а также в оборудовании, в котором заменяют сборочную единицу (например редуктор) без демонтажа остального оборудования [2].

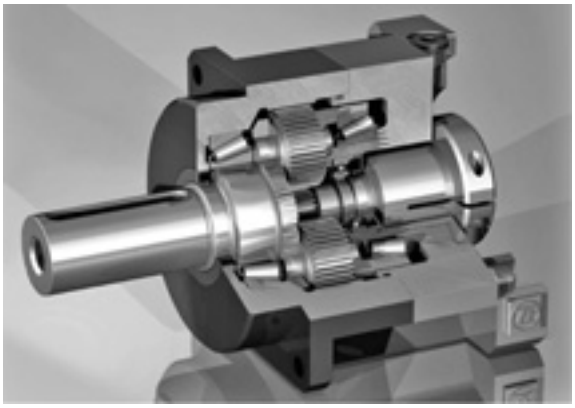


Рис. 1. Планетарный мотор-редуктор фирмы ZF (Германия) (двигатель не показан)

Рассмотрим особенности конструирования и расчета клеммовых соединений, которые могут иметь разъемную или прорезную ступицу. Клеммовые соединения с разъемной ступицей стягивают двумя (или четырьмя) винтами. На рис. 3 показана упругая муфта, закрепляемая на соединяемых ею валах клеммовыми соединениями.

Муфта с кососимметричным расположением винтов в разъемной ступице клеммового соединения (рис. 4) [3] уменьшает дисбаланс вращающихся частей и удобна для соединения в мотор-редукторе валов двигателя и редуктора. На рис. 5 показана схема планетарного мотор-редуктора, у которого входной фланец (адаптер) *2* соединен с двигателем *1* и редуктором *4* винтами. Входной фланец закрывает муфту *3*, которую соединяют с входным валом редуктора до установки на редуктор входного фланца, а с валом двигателя — после его закрепления на корпусе редуктора. В первом случае сложностей при затяжке винтов клеммового соединения не возникает. Во втором случае для затяжки винта торцевым ключом во входном фланце предусматривают отверстие (см. рис. 4), смещенное относительно оси валов на эксцентриситет *e*, что соответствует расположению винтов. После затяжки винтов отверстие в адаптере закрывают пробкой.

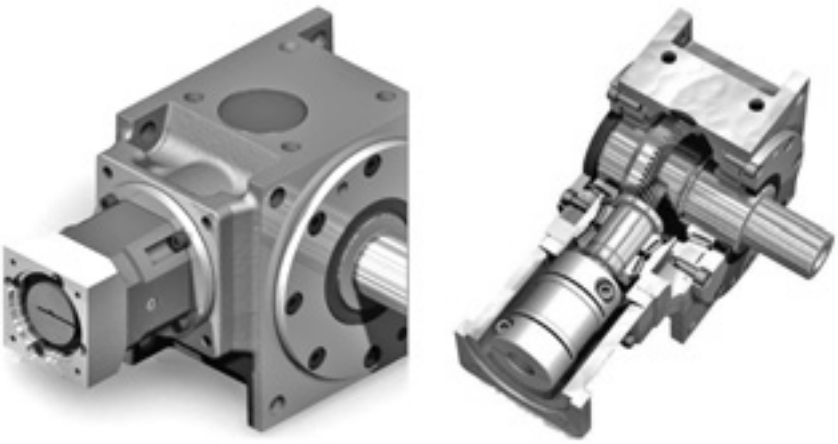


Рис. 2. Муфта с клеммовым соединением в коническом мотор-редукторе фирмы Sumer (Франция) (двигатель не показан)

Рис. 3. Клеммовые соединения с разъемной ступицей упруго-компенсирующей муфты со звездочкой Rotex A-H фирмы KTR (Германия)

[1] Работа выполнена в рамках государственного задания Министерства образования и науки РФ по проекту 1403.

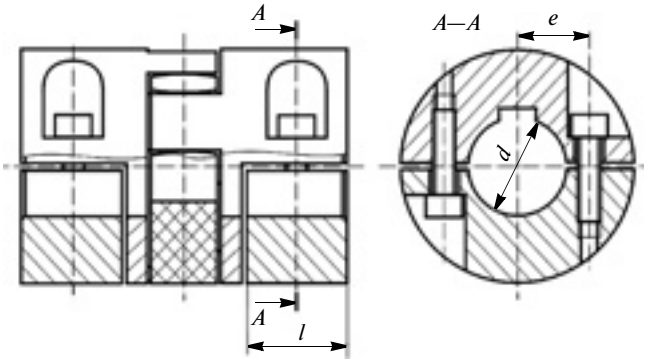


Рис. 4. Упруго-компенсирующая муфта с разъемными клеммовыми соединениями

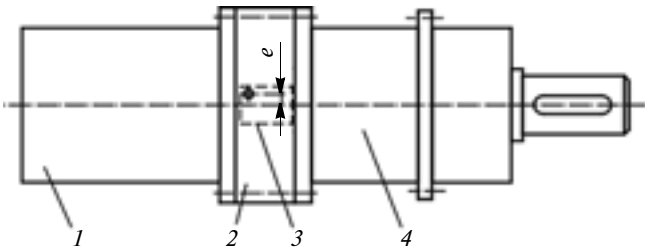


Рис. 5. Схема планетарного мотор-редуктора, в котором на валу двигателя и входном валу редуктора установлена муфта с клеммовыми соединениями

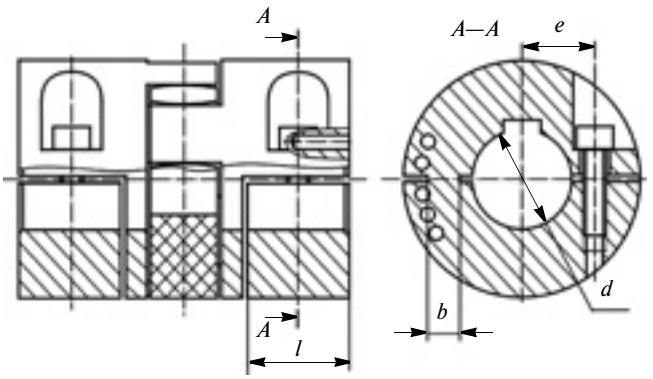


Рис. 6. Упругая муфта с прорезными клеммовыми соединениями

Рис. 7. Полумуфта со звездочкой (не показана) и клеммовым соединением

Клеммовое соединение с прорезью (рис. 6) стягивают одним винтом (или двумя). Отверстия в полумуфте (см. разрез *А—А*) необходимы для ее балансировки. Чтобы соединение верхней и нижней частей ступицы было подобно шарнирному, ширина *b* перемычки должна быть небольшой, но обеспечивающей прочность под нагрузкой, равной силе затяжки винта. Способ монтажа аналогичен описанному для клеммового соединения муфты с разъемом.

Для устранения самоотвинчивания рекомендуется на винты наносить клей Анатерм 114 (Россия) или Loctide 243 (Германия).

Если мотор-редуктор не предназначен для использования в подъемно-транспортной технике и на взрывоопасных производствах (например в угольных шахтах), передачу момента в клеммовом соединении можно осуществлять без установки шпонки. В этом случае в шпоночные пазы муфты, если они есть, следует установить полушпонки, устраняющие дисбаланс, создаваемый шпоночными пазами. При этом валы двигателя и редуктора могут не иметь шпоночных пазов. Если же мотор-редуктор предполагается использовать в подъемных или транспортных устройствах, или на взрывоопасных производствах, то по нормам Горгостехнадзора наличие шпонки обязательно. При этом шпонка являются дополнительным предохранителем от проскальзывания.

Последнее достижение фирмы KTR (Германия) — клеммовая муфта эконом-класса из чугуна (рис. 7), в которой разъем заменен разломом, была представлена на выставке "Металлообработка—2013" (г. Москва, ЦВК "Экспоцентр", май 2013 г.). Ее преимущества — меньшая стоимость и большая жесткость соединения. Получение разлома, расположенного строго по оси муфты, стало возможным благодаря большим технологическим достижениям фирмы.

Нормальное давление *p* на поверхности контакта вала и ступицы, необходимое для возникновения силы трения в клеммовых соединениях, создают силой $F_{зат}$ затяжки винтов. В таких соединениях, как правило, используют высокопрочные винты.

Последовательность расчета клеммового соединения:

1. Определяем нормальное давление *p* по поверхности контакта вал — ступица, необходимое по условию несдвигаемости:

$$p = \frac{k\sqrt{(2T/d)^2 + F_a^2}}{\pi d l f}, \qquad (1)$$

где $k \approx 1{,}5$ — коэффициент запаса по несдвигаемости; *T* — крутящий момент; F_a — осевая сила; *l* и *d* — длина и диаметр рабочей поверхности контакта; *f* — коэффициент трения в соединении.

2. Вычисляем необходимую силу затяжки винта. Для клеммового соединения с разъемом, стягиваемого двумя винтами (см. рис. 4), сила затяжки винта в предположении равномерного распределения давления по окружности определяется выражением

$$F_{зат} = \int_0^{\pi/2} p\frac{ld}{2}\cos\alpha\,d\alpha = pld, \qquad (2)$$

где p — давление; α — угол между вертикальной осью и нормалью к элементарной площадке $0{,}5ld\mathrm{d}\alpha$ поверхности контакта.

Для клеммового соединения с прорезью формула (2) остается справедливой, что подтверждено сопоставлением результатов проведенных расчетов винтов клеммовых соединений с разъемом и прорезью, используемых в муфтах фирмы KTR [1].

3. Задав класс прочности винта, определяем его диаметр:

$$d_3 = \sqrt{\frac{1{,}3\cdot 4F_{зат}}{\pi[\sigma]}}, \qquad (3)$$

где $d_3 = d_в - 1{,}227P$ — внутренний диаметр резьбы винта ($d_в$ — номинальный диаметр резьбы винта; P — шаг резьбы); $[\sigma] = (0{,}7\div 0{,}8)\sigma_т$ — допускаемое напряжение ($\sigma_т$ — предел текучести материала винта, определяемый его классом прочности).

4. Определяем по таблице или рассчитываем момент завинчивания винтов:

$$T_{зав} = F_{зат}[\mathrm{tg}(\varphi' + \psi)d_2/2 + f_т d_т/2], \qquad (4)$$

где $\varphi' = \mathrm{arctg}(f_р/\cos\gamma)$ — приведенный угол трения ($f_р$ — коэффициент трения в резьбе; $\gamma = 30°$ — угол наклона рабочей грани профиля метрической резьбы); $\psi = \mathrm{arctg}[P/(\pi d_2)]$ — угол наклона винтовой линии по среднему диаметру ($d_2 = d_в - 0{,}65P$, где P — шаг резьбы); $f_т$ — коэффициент трения на торце головки винта; $d_т$ — средний диаметр опорной поверхности головки винта.

Моменты завинчивания винтов в зависимости от класса прочности, Н · м

Резьба	Класс прочности		
	8.8	10.9	12.9
M3	1,28	1,80	2,15
M3,5	1,96	2,75	3,30
M4	2,90	4,10	4,95
M5	5,75	8,10	9,70
M6	9,90	14,0	16,5
M8	24	34	40
M10	48	67	81
M12	83	117	140
M14	132	185	220
M16	200	285	340
M18	275	390	340
M20	390	550	660
M22	530	745	890
M24	675	950	1140

Данные, приведенные в таблице, соответствуют моментам завинчивания винтов, вычисленным по формуле (4) при $[\sigma] = (0{,}7\div 0{,}8)\sigma_т$ и $f_р = f_т = 0{,}15$.

Пример. Рассчитаем клеммовое соединение с разъемом (см. рис. 4) при $d = 90$ мм, $l = 68$ мм, $T = 2{,}8$ кН · м, $F_a = 0$, $k = 1{,}5$, $f = 0{,}2$, $f_р = f_т = 0{,}15$, $\sigma_т = 1080$ МПа (класс прочности винта 12.9).

1. По формуле (1) находим необходимое нормальное давление:

$$p = \frac{1{,}5\sqrt{(2\cdot 2{,}8\cdot 10^6/90)^2 + 0}}{3{,}14\cdot 90\cdot 68\cdot 0{,}2} = 24{,}27 \text{ МПа}.$$

2. По формуле (2) вычисляем необходимую силу затяжки винта:

$$F_{зат} = 24{,}27\cdot 68\cdot 90/1000 = 148{,}5 \text{ кН}.$$

3. По формуле (3) определяем необходимый внутренний диаметр резьбы винта при $[\sigma] = 0{,}8\sigma_т = 864$ МПа: $d_3 = \sqrt{\frac{1{,}3\cdot 4\cdot 148{,}5}{3{,}14\cdot 864}} = 16{,}93$ мм и находим его номинальный диаметр. Принимаем $P = 2{,}5$ мм.

Тогда $d_в \geqslant d_3 + 1{,}221P = 19{,}997$ мм. Следовательно, винт M20 с шагом резьбы $P = 2{,}5$ мм удовлетворяет условию прочности.

4. Рассчитываем необходимый момент завинчивания винтов по формуле (4), где $d_2 = d_в - 0{,}65P = 18{,}75$ мм; $\varphi' = \mathrm{arctg}(f_р/\cos\gamma) = \mathrm{arctg}(0{,}15/\cos 30°) = 9{,}83°$; $\psi = \mathrm{arctg}[P/(\pi d_2)] = \mathrm{arctg}[2{,}5/(3{,}14\cdot 18{,}75)] = 2{,}43°$; $d_т = 24$ мм:

$$T_{зав} = 148{,}5[\mathrm{tg}(9{,}83° + 2{,}43°)\cdot 18{,}75/2 + 0{,}15\cdot 24] = 570 \text{ кН}\cdot\text{мм}.$$

Полученный момент завинчивания винтов следует указывать в технических требованиях сборочного чертежа. Данная методика позволяет рассчитывать клеммовые соединения разных конструктивных исполнений.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. www.ktr.com/ Каталог продукции.
2. **Универсальный** стенд для испытаний высокоточных редукторов / А. С. Иванов, С. В. Муркин, М. М. Ермолаев и др. // Вестник машиностроения. 2013. № 5. С. 19—21.
3. **Иванов А. С., Муркин С. В.** Конструирование современных мотор-редукторов. http://wwwcdl.bmstu.ru/rk3/Motor.htmL

УДК 621.83

К. В. РЯБОВ, О. В. ФЕДОТОВ, В. Н. ФИЛИМОНОВ, кандидаты технических наук (ВлГУ, г. Владимир),
e-mail: tpm@vlsu.ru

Разработка и исследование актуатора для радиотелескопа с активным рефлектором

Выполнена оценка возможных вариантов исполнения актуатора для радиотелескопа РТ-70 с активным рефлектором и приведены результаты экспериментальных исследований актуатора на базе модифицированной роликовинтовой передачи.

Ключевые слова: актуатор, радиотелескоп, роликовинтовая передача, шаговый двигатель, испытания.

The assessment of possible design variants of an actuator for PT-70 radiotelescope with active reflector is performed and the results of experimental research of the actuator on the base of modified roller screw drive are presented.

Keywords: actuator, radiotelescope, roller screw drive, step motor, tests.

Для адаптивного регулирования (подстройки) отражающей поверхности рефлектора радиотелескопа необходимы прецизионные приводы линейного перемещения (домкраты-актуаторы) с высокой разрешающей способностью, которые могут быть реализованы на базе шаговых электродвигателей (ШД) с большим числом шагов за один оборот вала и исполнительных механизмов (ИМ) на основе передач винт—гайка качения с высокой редукцией.

В радиотелескопе SRT итальянской фирмы "Sardinia Radio Telescope" установлены 1116 электромеханических актуаторов, каждый из которых состоит из ШД и ИМ на базе шариковинтовой передачи (ШВП) и червячного редуктора с передаточным числом $u = 35$. Диапазон регулирования актуатора составляет ± 6 мм относительно среднего положения. Линейное положение выходного штока актуатора не измеряется, а вычисляется по шагам ШД. Точность положения выходного штока обусловлена мертвым ходом ИМ (около 20 мкм) и его кинематической точностью в пределах $6 \div 7$ мкм [1].

В США при создании актуатора для орбитального телескопа основным требованием стало обеспечение разрешающей способности не более 0,02 мкм на длине 3 мм при осевой нагрузке 1500 Н. Для выбора ИМ, удовлетворяющего этим требованиям, были исследованы разнообразные механизмы: гидравлические, пневматические, пьезоэлектрические, перистальтические, рычажные, винтовые и всевозможные гибридные схемы [2]. В результате необходимая разрешающая способность была достигнута в электроприводе на основе прецизионной роликовинтовой передачи (РВП) типа SV (РВПSV) с ходом гайки 1 мм/об. РВП непосредственно соединена с ШД, совершающем 50 000 шагов за один оборот вала. Предварительный натяг в передаче и опорном подшипнике обеспечивала пружина. В качестве датчика положения использовали датчик со среднеквадратичной погрешностью менее 0,001 мкм.

Производство прецизионной РВПSV с винтом диаметром 12 мм, изготовленной по специальному заказу фирмой SKF, оказалось значительно дороже производства РВП типов SV и SR, серийно выпускаемых этой и другими фирмами [3]. РВПSV по сравнению с РВПSR и ШВП обладает большей редукцией, но и в ней трудно конструктивно обеспечить ход гайки <1 мм/об. Кроме того, разрешающая способность РВПSV ограничена наличием канала рециркуляции роликов. При периодическом выходе роликов из зацепления и входе в зацепление происходит скачкообразное изменение натяга гаек, что снижает кинематическую точность и плавность работы передачи.

Поэтому более перспективными для актуаторов представляются новые планетарные роликовинтовые передачи типа 3К с длинными резьбовыми роликами (РВП3К), разработанные во Владимирском ГУ [4]. В этих передачах длина ролика равна длине винта, а максимальный ход гайки ограничен отношением длины винта (или ролика) к его диаметру, которое по технологическим причинам не должно быть более 30. В области коротких и средних длин перемещений РВП3К передача винт—гайка качения имеет существенные преимущества перед другими передачами: меньший в несколько раз момент инерции; большие в несколько раз редукцию и долговечность; повышенные жесткость и грузоподъемность; кинематическую точность и плавность работы. Кроме того, их можно выполнить самотормозящимися. Эксплуатационные показатели РВП3К свидетельствуют об их более высоком техническом уровне по сравнению с ШВП и РВП с короткими резьбовыми роликами типа РВПSV или РВПSR.

На основе разработанных теории и методики проектирования РВП3К [4, 5] в ВлГУ по заказу ФИАН им. П. Н. Лебедева совместно с ГНЦ РФ ОАО "Концерн "ЦНИИ "Электроприбор" (г. Санкт-Петербург) ведутся исследования по созданию актуатора радиотелескопа РТ-70 миллиметрового диапазона с адаптивным рефлектором диаметром 70 м для дальней космической связи. Актуаторы, которых в этом радиотелескопе 1440, устанавливают между панелями, образующими отражающую

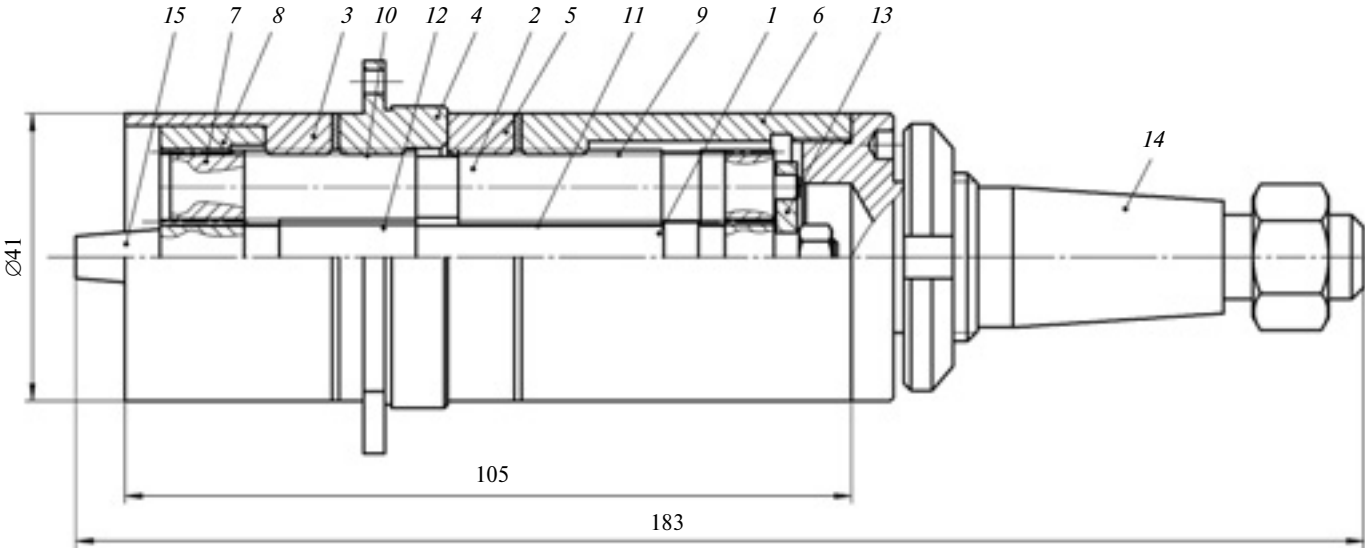


Рис. 1. Конструкция исполнительного механизма актуатора на базе РВП3К

поверхность рефлектора, и его несущим ферменным каркасом, регулируя положение панелей путем их перемещения вдоль нормали к отражающей поверхности. В соответствии с техническим заданием, разработанным ИПМаш РАН (г. Санкт-Петербург) при согласовании с ГНЦ РФ ОАО "Концерн "ЦНИИ "Электроприбор", актуатор должен представлять собой электромеханический модуль с минимальными осевым габаритным размером и массой. ИМ актуатора должен обеспечивать преобразование углового перемещения входного вала в соответствующее по точности линейное перемещение своего выходного штока. Как самостоятельное законченное изделие ИМ при работе в составе актуатора радиотелескопа РТ-70 должен быть самотормозящимся и удовлетворять техническим требованиям:

рабочее перемещение штока — ±5 мм;

перемещение штока за один оборот входного вала — 0,25 мм;

максимальная погрешность положения штока при номинальной осевой нагрузке — ±2 мкм;

погрешность обработки управляющего сигнала — ±5 мкм;

диапазон скоростей штока — 0÷2 мм/мин;

осевая нагрузка на шток, Н: максимальная — 3700; номинальная — 1200;

радиальная нагрузка на шток, Н: максимальная — 1600; номинальная — 650;

наработка до отказа в переделах срока службы — 10 000 ч;

срок службы — 12 лет.

В процессе эксплуатации ИМ техническому обслуживанию и ремонту не подлежит.

Таким образом, поставлена задача создания компактного электромеханического привода с высокой разрешающей способностью, с заданными грузоподъемностью, долговечностью и с самоторможением.

Главная проблема при создании электромеханического привода с высокой разрешающей способностью — обеспечение поля рассеяния величин перемещений штока актуатора в пределах номинальной величины перемещения за шаг двигателя. Уменьшение поля рассеяния величин перемещений зависит, во-первых, от точности угла поворота выходного звена электродвигателя, во-вторых, от кинематической точности и плавности работы ИМ.

Для повышения долговечности актуатора при минимальных габаритных размерах необходим ИМ с высокой удельной грузоподъемностью. Для уменьшения массогабаритных параметров и повышения точности актуатора требуется самотормозящийся ИМ с высокой редукцией, что исключает необходимость в дополнительном промежуточном редукторе, удлиняющем кинематическую цепь, и в специальном тормозном устройстве.

Сравнительная аналитическая оценка технического уровня передач винт—гайка качения по разработанным во Владимирском ГУ методикам расчета геометрических и кинематических характеристик, КПД, статической и динамической грузоподъемности, долговечности [4, 5] показала, что требования технического задания значительно выше возможностей ШВП, РВПSR и РВПSV. В наибольшей степени этим требованиям отвечает РВП3К, в особенности при ее установке внутри полого ротора ШД.

На рис. 1 показана конструкция ИМ актуатора на базе передачи РВП3К, состоящей из винта *1*, резьбовых роликов *2*, опорной и ходовой гаек, каждая из которых для создания натяга в резьбовых сопряжениях выполнена в виде двух полугаек (соответственно *3*, *4* и *5*, *6*). На концах резьбовых

роликов нарезаны зубчатые венцы *7*, входящие в зацепление с зубчатыми венцами на концах винта и неподвижным зубчатым венцом (эпициклом) *8* опорной гайки. Длинные резьбовые ролики могут иметь резьбу одной и той же заходности по всей длине или резьбу с разными числами заходов на ходовом *9* и опорном *10* участках (двухвенцовые ролики). Они сопряжены с винтом, на ходовом *11* и опорном *12* участках которого нарезана резьба с соответствующими числами заходов.

Цапфы роликов и винта установлены в сепараторе *13*. На ходовой гайке закреплен конический наконечник *14*, служащий выходным штоком актуатора. На коническом конце *15* винта крепится ротор ШД.

При вращении ротора ШД вместе с винтом резьбовые ролики совершают планетарное движение, обкатываясь по резьбовым поверхностям винта, опорной и ходовой гаек. Опорная гайка остается неподвижной, а ходовая гайка вместе с коническим наконечником перемещается в осевом направлении. Зубчатые венцы препятствуют проскальзыванию роликов в соответствующих резьбовых сопряжениях, что обеспечивает стабильность передаточного отношения РВП3К и устойчивость осевых положений роликов и опорной гайки.

Необходимость при сборке одновременно размещать длинные резьбовые ролики в ходовой и опорной гайках накладывает ограничения на параметры передачи [4]:

$$z_3 - \frac{z_1}{E} = z_{3o} - \frac{z_{1o}}{E_o} = n, \qquad (1)$$

где n — число роликов; z_1 и z_{1o} — числа заходов резьбы соответственно на ходовом и опорном участках винта; z_3 и z_{3o} — то же на ходовой и опорной гайках; E, E_o — целые числа.

Осевое перемещение гайки за один оборот винта составляет:

$$S = \frac{Pk}{2(k+1)}[z_3 - z_2(k+2)], \qquad (2)$$

где P — шаг резьбы; z_2 — число заходов резьбы на ходовом участке ролика; $k = d_1/d_2$ (d_1, d_2 — диаметры винта и ролика соответственно).

В формулах (1) и (2) числам заходов правых резьб присваивается положительный знак, левых — отрицательный. При одинаковой заходности резьбы на всей длине роликов передача имеет ограниченную редукцию: $S \geqslant 0{,}5P$ (как правило, $S = P$). При разном числе заходов резьб на опорном и ходовом участках роликов $S < 0{,}5P$ (как правило, $S = (0{,}1 \div 0{,}25)P$). Кроме того, при последнем варианте в конструкции можно разместить большее число роликов.

Конструктивные отличия возможных вариантов исполнения РВП3К определяют их достоинства и недостатки. Для обоснования выбора базовой конструкции РВП3К для основного актуатора в разные годы были спроектированы, изготовлены, отлажены и испытаны в одинаковых условиях три передачи: РВП3К 30×0,25×10-Р3, РВП3К 30×0,4×10-Р4, РВП3К 30×0,25×10-Р4 [6—8]. Их основные расчетные параметры представлены в таблице.

Отличительной особенностью РВП3К 30×0,4×10-Р4 является однозаходная резьба на всей длине роликов и винта, что снижает трудоемкость и стоимость изготовления передачи, упрощает ее сборку. Но в этой передаче перемещение ходовой гайки за один оборот винта равно шагу резьбы: $S = P = 0{,}4$ мм. При такой редукции КПД передачи близок к 0,5, поэтому она имеет малый запас по самоторможению. После приработки (прикатки) передачи в течение 250 ч ее КПД повысился с 0,45 до 0,55÷0,6, что привело к потере свойств самоторможения. В целом привод оставался самотормозящимся под действием остаточного магнитного момента ШД, но вопросы поддержания стабильности и достаточности этого момента при многолетней эксплуатации остаются неясными и требуют дополнительного исследования [8].

Обе передачи с двухвенцовыми роликами обеспечивают перемещение ходовой гайки за один оборот винта, равное четверти шага резьбы $S = 0{,}25P = 0{,}25$ мм, т. е. имеют в 1,6 раза более высокую редукцию, чем РВП3К 30×0,4×10-Р4. Повышение редукции повышает разрешающую спо-

Расчетные параметры РВП3К

Параметр	РВП3К 30×0,25-Р3	РВП3К 30×0,4-Р4	РВП3К 30×0,25-Р4
Средний диаметр резьбы ходовой гайки, мм	30	30	30
Перемещение ходовой гайки за один оборот винта, мм	0,25	0,40	0,25
Рабочее перемещение штока, мм	10	10	10
Число роликов	3	4	4
Средний диаметр резьбы винта, мм	10	10	10
Средний диаметр резьбы ролика, мм	10	10	10
Шаг резьбы, мм	1,0	0,4	1,0
Модуль зубьев	0,3	0,3	0,3
Осевой размер РВП3К при втянутом штоке, мм	103,9	104,3	105,3
Статическая грузоподъемность, кН	11,0	13,5	12,0
Долговечность, 10^9 об.	5,0	6,0	5,5
Осевая жесткость, Н/мкм	40	52	42
Момент инерции, 10^{-6} кг · м^2	1,3	1,6	1,6
КПД прямого хода	0,40	0,45	0,40
Вес, Н	0,75	0,80	0,70

собность и запас по самоторможению передач, а осевое перемещение гайки за один оборот винта, равное 0,25 мм, соответствует настройке системы управления, разработанной ГНЦ РФ ОАО "Концерн "ЦНИИ "Электроприбор" для бесконтактного моментного двигателя основного актуатора. Вместе с тем изготовление двухвенцовых роликов и винта для РВП3К 30×0,25×10-Р3 на резьбошлифовальных станках без ЧПУ связано с повышенной трудоемкостью и требованиями по квалификации станочников. Испытания РВП3К 30×0,25×10-Р3, изготовленной на станке без ЧПУ, выявили высокую кинематическую погрешность (±12 мкм) относительно допустимой (±5 мкм) и нежелательное прецессионное вращение ходовой гайки с радиальным биением до 100 мкм [6, 8].

В РВП3К 30×0,25×10-Р4 отсутствует резьба на ходовом участке винта, а ролики выполнены однозаходными на обоих участках. Для возможности сборки начало захода резьбы на ходовом участке каждого из четырех роликов смещено на 90° относительно предыдущего. Такие винт и ролики сравнительно просто можно изготовлять на резьбошлифовальных станках без ЧПУ. Более того, условие сборки позволило разместить в этой передаче четыре ролика вместо трех, имеющихся в РВП3К 30×0,25×10-Р3. В связи с увеличением общей площади поперечного сечения блока винта с роликами и общего числа точек контактов сопряженных резьб роликов и гаек повысились грузоподъемность, долговечность и жесткость передачи. Поэтому при выборе в качестве базовой передачи, в большей степени отвечающей требованиям в составе основного актуатора, предпочтение отдано РВП3К 30×0,25×10-Р4.

Реализация преимуществ передачи требует соответствующей точности изготовления и установки ее деталей. Кинематическая погрешность в основном обусловлена овальностью зубчатого эпицикла и опорной гайки, а также термической деформацией винта и роликов. Для уменьшения влияния геометрических погрешностей зубчатых поверхностей на внутришаговую циклическую погрешность передачи проведены технологические мероприятия, направленные на укомплектование РВП3К 30×0,25×10-Р4 деталями более высокого качества.

В результате коррегирования зубчатых венцов винта, роликов и эпицикла треугольный профиль зубьев заменен на бочкообразный с необходимым коэффициентом смещения. При изготовлении внутренних зубьев эпицикла на электроэрозионном станке точность профиля зуба повышена до 4-й степени вместо 7-й степени по ГОСТ 1643—81, которая достигалась при зубодолблении. При этом шероховатость поверхности улучшена до *Ra*0,4 (вместо *Ra*3,2 по ГОСТ 2789—73). Для повышения технологичности зубчатых венцов после термообработки и исключения их термической деформации материал винта и роликов (сталь ШХ15) заменен на сталь 12ХН3А.

Рис. 2. Экспериментальный образец актуатора

Рис. 3. Передача РВП3К 30×0,25×10-Р4

Для снижения кинематической погрешности передачи необходима длительная прикатка сопряженных зубчатых и резьбовых поверхностей с последующей корректировкой в сторону увеличения предварительного натяга в резьбовых сопряжениях. При выборе предварительного натяга приходится принимать компромиссное решение, так как излишний натяг увеличивает мертвый ход, снижая КПД передачи.

Испытания РВП3К 30×0,25×10-Р3 показали, что для повышения кинематической точности передачи обязательными являются установка опорного подшипника на входном конце винта и замена внешнего резьбового сопряжения опорной гайки с направляющим цилиндром на гладкое сопряжение.

Новый экспериментальный образец актуатора (рис. 2) выполнен в виде электромеханического модуля на базе РВП3К 30×0,25×10-Р4 (рис. 3), специально спроектированного облегченного ШД с полым ротором ДШР-110-0,4-1,8 фирмы

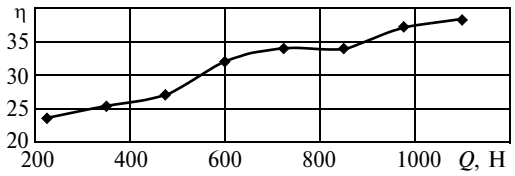


Рис. 4. Зависимость КПД η передачи от осевой силы *Q* на штоке при снятом магнитном роторе ШД

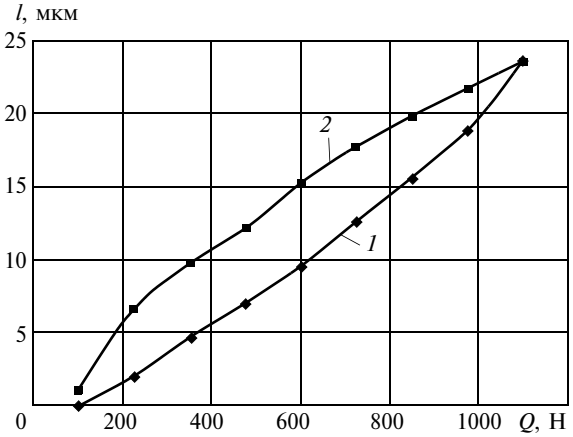


Рис. 5. Зависимость деформации *l* от осевой силы *Q* (*1* — нагружение; *2* — разгружение)

ОАО "Микмар" (г. Санкт-Петербург) и блока управления SMD-42 НПФ "Электропривод" (г. Санкт-Петербург). При номинальном крутящем моменте 0,4 Н · м и максимальной скорости 10,5 мм/с ШД обеспечивает угловой шаг 1,8°, т. е. 200 шагов за один оборот винта.

Следовательно, в сочетании с РВП3К 30×0,25×10-Р4, обеспечивающей перемещение гайки за один оборот винта $S = 0{,}25$ мм, расчетная разрешающая способность актуатора составляет 1,25 мкм. Блок управления SMD-42 позволяет дополнительно дробить шаг двигателя до 1/128. В этом случае расчетный шаг 0,001 мкм линейного перемещения штока актуатора оказывается на порядок меньше минимального шага известного привода США [2]. Для получения расчетного шага линейного перемещения, равного 0,02 мкм, достаточно с помощью микропереключателей блока SMD-42 установить коэффициент дробления шага, равный 1/64.

Ресурсные испытания нового экспериментального образца проводили на ранее разработанном стенде [6] с периодической проверкой КПД, жесткости и кинематической точности актуатора. Испытательный стенд включает в себя: актуатор, установленный на жесткой платформе, нагружающее устройство, датчик ЛИР-17 линейного положения выходного штока актуатора и датчик ЛИР-119А углового положения входного вала (винта) ИМ. Для создания требуемой осевой нагрузки на штоке актуатора нагружающее устройство снабжено рычагом с отношением плеча груза к плечу штока 5:1. Оптоэлектронные датчики ЛИР-17 и ЛИР-119А фирмы "СКБ "Измерительные системы" (г. Санкт-Петербург) имеют погрешности измерения 0,5 мкм и 150 угловых секунд соответственно.

При определении КПД передачи к выходному штоку актуатора посредством нагружающего устройства прикладывали известную осевую силу *Q*. К входному валу прикладывали пару сил с известным моментом *M*. Для этого на конце винта установлен шкив диаметром *D* с намотанной на него нитью. К концам нити, переброшенной через блоки, подвешивали одинаковые грузы весом *P*. Постепенным увеличением веса *P* достигался момент трогания передачи, который фиксировался датчиком линейного положения. КПД актуатора определяется как отношение полезной работы $A_п$ к затраченной $A_з$:

$$\eta = \frac{A_п}{A_з} = \frac{Q\Delta S}{PD\Delta\varphi},$$

где отношение $\Delta S/\Delta\varphi$ определяли экспериментально датчиками линейного и углового положений.

Зависимость КПД передачи от осевой силы на штоке при снятом магнитном роторе ШД показана на рис. 4. КПД передачи возрастает по мере увеличения осевой силы на штоке и при значениях $Q = 1000 \div 1100$ Н, близких к номинальному, достигает $\eta = 0{,}37 \div 0{,}38$, что соответствует расчетному значению. Даже при отключенном статоре постоянный момент ротора ШД создает момент сопротивления, который отсутствует при снятом роторе. Поэтому КПД актуатора в сборе с двигателем меньше на 5÷10 % во всем диапазоне прикладываемых осевых сил $Q = 225 \div 1100$ Н.

Осевую жесткость актуатора измеряли после его предварительной прикатки и трех последовательных циклов нагружения/разгружения. Для этого к выходному штоку актуатора с помощью нагружающего устройства прикладывали осевую силу $Q = 125 \div 1100$ Н при закрепленном входном конце винта передачи. После каждого последовательного нагружения площадь петли гистерезиса уменьшалась, что объясняется постепенным смятием шероховатостей сопрягаемых поверхностей.

В зависимости деформации *l* от осевой силы *Q* (рис. 5) при четвертом нагружении ветвь *1* соответствует режиму нагружения, ветвь *2* — режиму разгружения. Осевую жесткость актуатора вычисляли по петле гистерезиса последнего нагружения как отношение приращения осевой силы к приращению осевой деформации на линейном участке ветви *1* петли гистерезиса. По результатам обработки полученной экспериментальной зависимости осевая жесткость актуатора на базе РВП3К 30×0,25×10-Р4 в режиме нагружения находится в

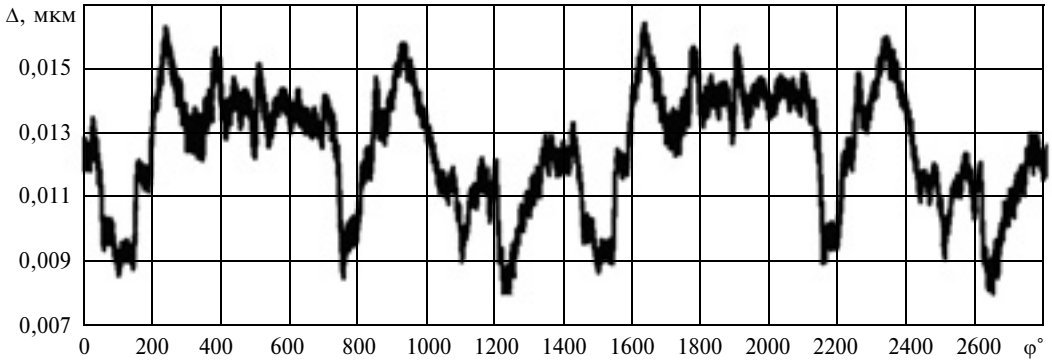


Рис. 6. Зависимость погрешности Δ линейного перемещения штока актуатора от углового перемещения φ винта передачи

диапазоне 27÷62 Н/мкм (среднее значение — 45 Н/мкм).

Повышение жесткости нового актуатора на базе РВП3К 30×0,25×10-Р4 на 13 % по сравнению с ранее разработанным актуатором на базе РВП3К 30×0,25×10-Р3 объясняется прежде всего увеличением общего числа точек контактов сопряженных резьб роликов и гаек в связи с увеличением числа роликов.

Для оценки класса точности актуатора использовали методику ISO, в соответствии с которой пять классов точности передач определяются допустимыми значениями ширины полосы линии отклонений Δ действительного перемещения от номинального [3].

На рис. 6 представлена зависимость погрешности Δ линейного перемещения штока актуатора от углового перемещения φ винта передачи (или ротора ШД) за восемь оборотов при осевой силе на штоке $Q = 600$ Н. Основной период изменения погрешности Δ соответствует одному обороту оси ролика в его переносном вращении относительно винта. За один оборот оси ролика винт совершает четыре оборота ($\varphi = 1440°$).

По результатам обработки массива данных, полученных при перемещении штока актуатора на 10 мм с шагом 6,25 мкм, соответствующим повороту винта на угол $\varphi = 9°$, ширина полосы линии отклонений, составившая $V_и = 8{,}5$ мкм (±4,25 мкм), вписывается в допуск третьего класса точности согласно стандарту Part 3 ISO 3408-3, DIN 690151. Ширина полосы линии отклонений Δ в пределах перемещения за один оборот винта $V_{2\pi} = 6{,}0$ мкм также вписывается в допуск третьего класса точности, что позволяет сделать вывод о соответствии актуатора на базе РВП3К 30×0,25×10-Р4 третьему классу точности. Для лучшего из двух изготовленных образцов актуатора на базе РВП3К 30×0,25×10-Р3 при аналогичных испытаниях получены значения $V_и = 12{,}9$ мкм и $V_{2\pi} = 9{,}8$ мкм, которые соответствуют только пятому и седьмому классам точности [8].

Первый этап ресурсных испытаний нового экспериментального актуатора на базе модифицированной РВП3К 30×0,25×10-Р4 показал стабильность его основных характеристик. При безотказной работе актуатора в течение 120 ч КПД жесткость и кинематическая точность не стали хуже, чем до начала испытаний, и соответствовали требованиям технического задания.

В сравнении с ранее разработанным актуатором на базе РВП3К 30×0,25×10-Р3 новый актуатор проще и дешевле в изготовлении, имеет меньшую кинематическую погрешность, на 13 % бóльшую осевую жесткость и на 10 % бóльшую статическую грузоподъемность. По сравнению с итальянским актуатором SRT он имеет меньшие габаритные размеры, в 2,6 раза меньшую массу, в 3 раза меньшую погрешность положения, на 20 % бóльшую статическую грузоподъемность и в 2,25 раза бóльшую осевую жесткость.

В окончательном виде система управления актуатором, как и в более ранних конструкциях, выполнена с отрицательной обратной связью по положению штока [6, 7] с использованием высокоточного датчика линейного положения MT-2571 фирмы Heidenhain (Германия). Датчик имеет погрешность измерения ±0,2 мкм и разрешающую способность 0,05 мкм.

Применение обратной связи по положению позволило получить действительное перемещение выходного штока актуатора, равное заданному. При этом разрешающая способность актуатора, ограниченная только разрешающей способностью датчика MT-2571, по сравнению с разрешающей способностью актуатора без обратной связи (1,25 мкм), улучшена в 25 раз. Данную разрешающую способность имеют изделия лидирующих производителей, например координатные столы фирмы Marzhauser (Германия). Применение в системе управления с обратной связью датчика линейного положения LIP-382 фирмы Heidenhain с разрешающей способностью 0,001 мкм позволит достигнуть наивысшей в мире разрешающей способности.

УДК 539.4.019

М. Н. СТЕПНОВ, д-р техн. наук, В. В. ЛОГВИНЕНКО, канд. техн. наук
("МАТИ" — РГТУ им. К. Э. Циолковского), e-mail: andre-naumkin@yandex.ru

Вероятностные закономерности применительно к коэффициенту масштабного фактора при многоцикловой усталости углеродистых и легированных сталей

На базе статистического анализа экспериментальных данных установлено соответствие значений коэффициента масштабного фактора нормальному распределению вероятностей. Показано, что значение этого коэффициента не зависит от класса стали, ее предела статической прочности и концентрации напряжений в деталях.

Ключевые слова: предел выносливости, предел прочности, коэффициент концентрации напряжений, коэффициент масштабного фактора.

Based on statistical analysis of experimental data it is determined, that size factor coefficient values correspond to normal probability distribution. It is shown, that values of this coefficient are independent of steel type, its ultimate strength and stress concentration in parts.

Keywords: endurance stress, ultimate stress, stress concentration coefficient, size factor coefficient.

В научных публикациях по исследованию влияния размеров поперечного сечения образцов на предел выносливости сталей отмечается большое рассеяние значений коэффициента K_d масштабного фактора — коэффициента влияния абсолютных размеров поперечного сечения [1—3]. И это подтверждают результаты многих исследований гладких образцов диаметром $d \leqslant 50$ мм из углеродистых и легированных сталей (рис. 1), на основании которых построены зависимости *1—3* средних значений коэффициента K_d для образцов разных диаметров, но не превышающих 50 мм.

Зависимость *1* построена по уравнению, обоснованному в работе [3]:

$$K_d = \frac{\sigma_{-1d}}{\sigma_{-1d_0}} = \frac{d}{d_0}\left(\frac{d_0 - 2t}{d - 2t}\right). \quad (1)$$

Здесь σ_{-1d} и σ_{-1d_0} — пределы выносливости для базовой долговечности $N = 10^7$ циклов образцов диаметром $d < 50$ мм и $d_0 = 7{,}5$ мм; t — одинаковая для образцов всех диаметров толщина слоя, в котором при изгибе действуют максимальные напряжения $\sigma_{max} \geqslant \sigma'_{-1}$ [3] (для сталей при изгибе с вращением $t = 0{,}5$ мм, при изгибе в одной плоскости $t = 1{,}2$ мм [3]).

Зависимость *2* на рис. 1 построена на основании эмпирического уравнения [3]

$$K_d = a + \frac{b}{\sqrt{1 + (d/d_0)^2}}, \quad (2)$$

где $a = 0{,}858$ и $b = 0{,}201$ — параметры для сталей при изгибе с вращением.

(Окончание статьи. Начало см. на стр. 14)

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ.

1. **Описание** актуаторов для адаптивных систем нового радиотелескопа SRT. Технический меморандум GA1-01. Болонья: Институт радиоастрономии, 2006. 6 с.

2. **Оптические** и инфракрасные телескопы 90-х годов / Пер. с англ. под ред. К. Хьюит. М.: Мир, 1983. 292 с.

3. **SKF** roller screws. Catalogue № 4351/7 E. June 2002. Printed in France. 62 p.

4. **Козырев В. В.** Конструкции роликовинтовых передач и методика их проектирования: Владимир: Редакционно-издательский комплекс ВлГУ, 2004. 102 с.

5. **Морозов В. В.** Роликовинтовые механизмы. Кинематические характеристики. Владимир: ВлГу, 2005. 78 с.

6. **Кузьмин И. Н., Рябов К. В.** Испытания мехатронных модулей с высокой разрешающей способностью для нанотехнологического оборудования // Вооружение. Технология. Безопасность. Управление: Материалы IV межотраслевой конф. В 3 ч. Ч. 2. Ковров: ГОУ ВПО "КГТА им. В. А. Дегтярева", 2009. С. 21—26.

7. **Мехатронные** модули с высокой разрешающей способностью / В. В. Козырев, В. Н. Филимонов, А. В. Крылов, О. В. Федотов // Высокие технологии — стратегия XXI века: Материалы десятого юбилейного междунар. форума "Высокие технологии XXI века" (21—24 апреля 2009 г. М.: ЗАО НПКФ "МаВР", 2009. С. 625—629.

8. **Рябов К. В., Крылов А. В., Филимонов В. Н.** Обоснование выбора конструкции роликовинтовой передачи для актуатора радиотелескопа // Исследование, проектирование, испытание и эксплуатация информационно-измерительных устройств военной техники: Материалы Всероссийской науч.-техн. конф., 6—8 октября 2010 г. (г. Владимир) М.: Изд-во РАН, 2010. С. 155—157.

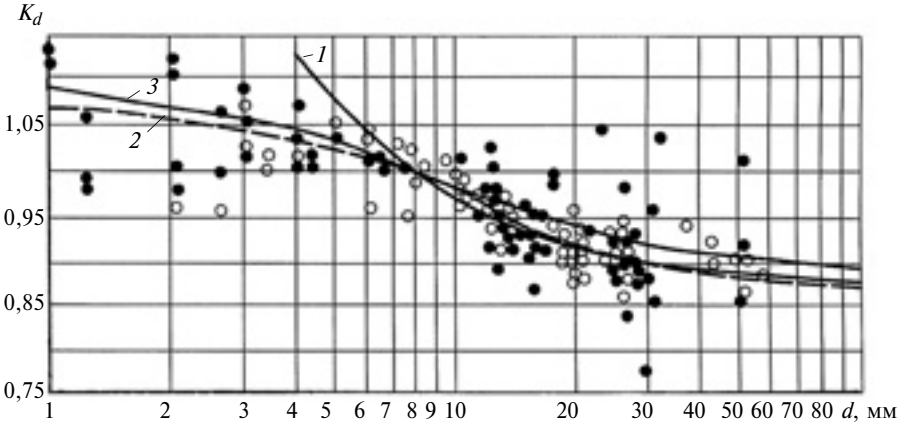


Рис. 1. Экспериментальные данные для образцов из углеродистых (●) и легированных (○) сталей и зависимости *1—3* коэффициента K_d от диаметра образца, рассчитанные:
1 — по формуле (1) для t = 0,5 мм; *2* — по формуле (2) для a = 0,858 и b = 0,201; *3* — по формуле (3) для ν_σ = 0,05

Зависимость *3* построена по уравнению В. П. Когаева [1]

$$K_d = 0{,}5\left\{1 + \left[\frac{1}{88{,}3}\left(\frac{L}{\overline{G}_{\text{гл}}}\right)\right]^{-\nu_\sigma}\right\}, \quad (3)$$

где L — периметр рабочего сечения образца (или его часть), в точках которого действуют максимальные напряжения, мм; $\overline{G}_{\text{гл}}$ — относительный градиент первого главного напряжения в гладких образцах; ν_σ — параметр, который в рассматриваемом примере принят равным 0,05.

Как видно из рис. 1, все три зависимости удовлетворительно согласуются с экспериментальными средними значениями коэффициента K_d при $d > 5$ мм, а уравнения (2) и (3) — также и при $d < 5$ мм.

По аналогии с гладкими образцами рассмотрим коэффициент $(K_d)_\text{к}$ влияния абсолютных размеров поперечного сечения образцов с концентратором напряжений в виде галтелей и выточек [1, 2, 4—6]. Полученная зависимость этого коэффициента

$$(K_d)_\text{к} = \frac{(\delta_{-1d})_\text{к}}{(\sigma_{-1d_0})_\text{к}} \quad (4)$$

от диаметра d образцов совпадает с кривой *1* на рис. 1. При этом расчетные кривые удовлетворительно согласуются с экспериментальными средними значениями $(K_d)_\text{к}$, полученными при тех же значениях параметров. Однако, как и для гладких образцов (см. рис. 1), в случае образцов с концентраторами напряжений отмечается высокое рассеяние экспериментальных данных, которое нельзя не учитывать при расчете деталей на прочность и оценке их ресурса.

До настоящего времени в публикациях не было сведений о законе распределения вероятностей значений коэффициента масштабного фактора. В данной статье на базе экспериментального материала, часть которого представлена на рис. 1, сделана попытка обосновать этот закон и выработать в соответствии с ним рекомендации по выбору расчетных значений K_d и $(K_d)_\text{к}$, необходимых при оценке прочности и ресурса деталей.

С этой целью из совокупности экспериментальных значений указанных коэффициентов были сформированы выборки величин из наиболее представительных интервалов значений диаметра поперечного сечения образцов. Такими интервалами оказались: d = (12,5 ± 2,5) мм; d = (17,5 ± ± 2,5) мм; d = (27,5 ± 2,5) мм и d = (50 ± 5) мм. Значения K_d и $(K_d)_\text{к}$ для $d > 55$ мм на первом этапе исследования не рассматривали, так как они были получены при испытаниях на усталость, как правило, при частотах нагружения 15÷25 Гц, в то время как образцы диаметром $d < 50÷55$ мм испытывались на более высоких частотах (образцы с d_0 = 7,5 мм испытывают при частотах 100÷200 Гц).

Другой причиной исключения из рассмотрения на начальном этапе значений K_d и $(K_d)_\text{к}$ для образцов большого диаметра является более низкое качество поверхности по сравнению с качеством поверхности рабочей части образцов с d_0 = 7,5 мм, пределы выносливости которых сравниваются с пределами выносливости образцов больших сечений.

Объемы выборок значений K_d и $(K_d)_\text{к}$, сформированных таким образом, приведены в табл. 1.

На основе использования в работе [3] непараметрических критериев при проверке статистических гипотез авторы данной статьи пришли к следующим выводам относительно влияния класса сталей, теоретического коэффициента α_σ концентрации напряжений и статической прочности

Таблица 1

Объемы *n* выборок значений коэффициентов K_d и $(K_d)_\text{к}$

Класс сталей	Гладкие образцы диаметром d, мм				Образцы с концентратором напряжений диаметром d, мм			
	12,5	17,5	27,5	50	12,5	17,5	27,5	50
Углеродистые	22	10	18	11	16	9	5	8
Легированные	14	11	8	5	9	4	5	4

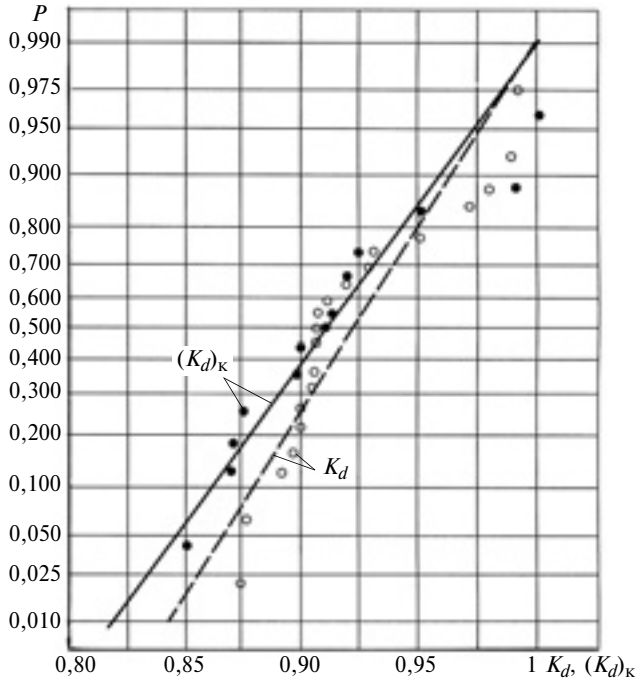


Рис. 2. Графики (линии) эмпирической функции (5) распределения вероятностей *P* значений K_d и $(K_d)_к$ и экспериментальные данные (точки) на нормальной вероятностной сетке объединенных выборок образцов *d* = 17,5 мм из углеродистых и легированных сталей

сталей на значения коэффициентов K_d и $(K_d)_к$ масштабного фактора:

для всех рассмотренных выборок значения рангового коэффициента r_s корреляции Спирмена [7] свидетельствуют о неверности гипотезы о значимом влиянии предела прочности $\sigma_в$ на коэффициенты K_d и $(K_d)_к$;

для выборок $(K_d)_к$ образцов с концентрацией напряжений значения r_s также свидетельствуют об отсутствии значимой связи значений $(K_d)_к$ с величиной теоретического коэффициента α_σ концентрации напряжений;

непараметрический критерий Уилкоксона—Манна—Уитни и критерий Колмогорова—Смирнова [7] показали, что выборки K_d и $(K_d)_к$ для образцов одинакового диаметра принадлежат единой генеральной совокупности.

Эти выводы позволяют объединять выборки образцов из углеродистых и легированных сталей, если их объем мал для решения вопроса о виде закона распределения вероятностей значений коэффициента масштабного фактора.

Наиболее простым, но весьма приближенным методом оценки согласуемости результатов эксперимента с тем или иным законом является графический метод. Применительно к нормальному распределению экспериментальные данные наносят на вероятностную сетку, соответствующую этому распределению, на которой график функции распределения представлен прямой линией в соответствии с уравнением

$$\tilde{x}_P = \bar{x} + z_P s, \qquad (5)$$

где $\tilde{x}_P$ — оценка квантили вероятности P случайной величины x (в нашем случае $x = K_d$ или $x = (K_d)_к$); $z_P = (x_P - \bar{x})/s$ — квантиль вероятности P нормированной нормально распределенной величины x; $\bar{x}$ и s — выборочные среднее значение и среднее квадратическое отклонение случайной величины x.

Ординатами экспериментальных точек служат накопленные частости, характеризующие оценку вероятности события $X \leqslant x_i$:

$$W(x) = \frac{i - 0{,}5}{n} = \tilde{P}(X \leqslant x_i). \qquad (6)$$

В формуле (6) n — объем выборки; i — номер значения x в вариационном ряду.

Если экспериментальные точки со случайными отклонениями группируются вокруг прямой (5), то это свидетельствует о нормальном распределении случайной величины. В противном случае гипотезу о нормальном распределении следует отвергнуть или применить более строгие аналитические критерии.

Подобные построения для образцов диаметром 17,5 мм применительно к объединенным выборкам из углеродистых и легированных сталей показаны на рис. 2, где штриховая и сплошная линии построены по уравнению (5). Значения $\bar{x}$, s и n взяты из табл. 2.

Анализ экспериментальных данных для образцов диаметром 17,5 мм (см. рис. 2), а также диаметрами 12,5; 27,5 и 50 мм не дает твердых оснований для принятия нормального закона распределения вероятностей значений K_d и $(K_d)_к$ для всех рассмотренных вариантов размеров образцов. Поэтому на следующем этапе исследования применяли более строгий статистический критерий нормальности распределения.

Применительно к малым объемам выборок, как это имеет место в данном случае (см. табл. 1 и 2), наиболее подходящим является критерий Шапиро—Уилка [7, 8], который одновременно и более значим, чем другие критерии.

Для вычисления статистического показателя критерия

$$W = b^2/S^2 \qquad (7)$$

определяем величины:

$$S^2 = \sum_{i=1}^{n} (x_i - \bar{x})^2 =$$

$$= \sum_{i=1}^{n} x_i^2 - \frac{\left(\sum_{i=1}^{n} x_i\right)^2}{n}; \qquad (8)$$

$$b = \sum_{i=1}^{n} a_{n-i+1}(x_{n-i+1} - x_i), \quad (9)$$

где a_{n-i+1} для $i = 1, 2, ..., k$ берем из табл. 11 работы [7], причем, если n — четное число, то $k = n/2$, если n — нечетное число, то $k = (n - 1)/2$.

Нулевую гипотезу проверяем на основании неравенства

$$W \geqslant W_\alpha, \qquad (10)$$

где W_α — критическое значение критерия Шапиро—Уилка (см. табл. 12 работы [7]).

Если выполняется неравенство (10), то нулевую гипотезу не отвергают, т. е. принимают функцию нормального распределения вероятностей применительно к случайным величинам K_d и $(K_d)_к$.

Результаты применения критерия Шапиро—Уилка для уровней значимости $\alpha = 0{,}1$ и $0{,}05$ приведены в табл. 3. К сожалению, выборки очень малых объемов ($n = 4$; 5) пришлось объеди-

Таблица 2

Числовые характеристики нормального распределения K_d и $(K_d)_к$

d, мм	Класс сталей	Гладкие образцы				Образцы с концентратором напряжений			
		n	$\bar{x}$	s^2	s	n	$\bar{x}$	s^2	s
12,5	У	22	0,948	0,001180	003435	16	0,938	0,0015268	0,03907
	Л	14	0,951	0,000958	0,03095	9	0,910	0,0075810	0,08877
	У + Л	36	0,949	0,001095	0,03309	25	0,928	0,0037370	0,06113
17,5	У	10	0,936	0,001714	0,04135	9	0,925	0,0021380	0,04598
	Л	11	0,909	0,000544	0,02332	4	0,885	0,0006280	0,02526
	У + Л	21	0,922	0,001100	0,03315	13	0,913	0,0017290	0,04158
27,5	У	18	0,900	0,003497	0,05913	5	0,852	0,0059720	0,07728
	Л	8	0,912	0,001413	0,03759	5	0,905	0,0036960	0,06079
	У + Л	26	0,904	0,002889	0,05375	10	0,878	0,0048340	0,06953
50	У	11	0,896	0,003424	0,05851	8	0,879	0,0037370	0,06113
	Л	5	0,858	0,007112	0,08433	4	0,882	0,0033450	0,05784
	У + Л	16	0,884	0,004478	0,06692	12	0,880	0,0036190	0,06016

Примечание. У — углеродистые стали, Л — легированные.

Таблица 3

Данные и результаты проверки гипотезы о наличии нормального распределения вероятностей применительно к K_d и $(K_d)_к$

d, мм	Концентратор напряжений	Класс сталей	n	S^2	b	W	$W_{0,1}$	Результат проверки
12,5	Нет	У	22	0,02478	0,015390	0,956	0,926	Гипотеза не отвергается
		Л	14	0,01245	0,108240	0,941	0,895	
	Есть	У	16	0,02290	0,269500	1,255	0,906	
		Л	9	0,06305	0,238880	0,905	0,854	
17,5	Нет	У	10	0,01539	0,115830	0,872	0,869	
		Л	11	0,00533	0,070560	0,934	0,876	
	Есть	У + Л	13	0,02383	0,148680	0,928	0,889	
27,5	Нет	У	18	0,05945	0,238930	0,960	0,914	
		Л	8	0,00989	0,096453	0,941	0,851	
	Есть	У + Л	10	0,04564	0,203200	0,905	0,869	
50	Нет	У + Л	10	0,06778	0,251320	0,932	0,869	
	Есть	У + Л	12	0,03621	0,177000	0,865	0,883	Гипотеза отвергается для $\alpha = 0{,}1$ и не отвергается для $\alpha = 0{,}05$, $W_{0,05} = 859$

Примечание. У — углеродистые стали, Л — легированные.

нять в единую выборку результатов испытаний образцов из сталей разных классов. Это имело место для образцов диаметрами 17,5; 27,5 и 50 мм с концентраторами напряжений, а также для гладких образцов с $d = 50$ мм.

Как следует из табл. 3, гипотеза о нормальности распределения коэффициентов K_d и $(K_d)_к$ не отвергается для всех рассмотренных вариантов для уровня значимости $\alpha = 0{,}1$ за исключением одной выборки (образцы диаметром 50 мм с концентратором напряжений), нормальность которой подтверждается при $\alpha = 0{,}05$.

С учетом полученных результатов применения критерия Шапиро—Уилка можно утверждать, что значения коэффициента влияния абсолютных размеров поперечного сечения гладких и надрезанных (с концентратором напряжений) образцов удовлетворительно согласуются с нормальным законом распределения вероятностей. Этот вывод открывает возможность вновь проверить нулевые гипотезы, рассмотренные ранее в работе [3], с более высокой надежностью с помощью параметрических критериев Фишера и Стьюдента [7].

Статистический показатель критерия Фишера представляет собой отношение двух выборочных дисперсий:

$$F = s_1^2 / s_2^2, \qquad (11)$$

где s_1^2 — бóльшая из дисперсий.

В соответствии с распределением Фишера проверяем нулевую гипотезу H_0 о принадлежности двух рассматриваемых выборок генеральным совокупностям с равными дисперсиями, т. е. $\sigma_1^2 = \sigma_2^2 = \sigma^2$.

Если

$$F = \frac{s_1^2}{s_2^2} \leqslant F_{1-\alpha/2} \qquad (12)$$

при альтернативной гипотезе $H_а$ (т. е. при $\sigma_1^2 \neq \sigma_2^2$), то нулевую гипотезу H_0 не отвергаем.

Критические значения критерия берем из табл. 8 работы [7] в зависимости от $k_1 = n_1 - 1$ и $k_2 = n_2 - 1$ для $\alpha = 0{,}05$ и $\alpha = 0{,}01$.

Критерий Стьюдента [7] дает возможность проверить нулевую гипотезу о равенстве средних двух генеральных совокупностей, из которых взяты две выборки с выборочными значениями $\bar{x}_1$, s_1^2 и $\bar{x}_2$, s_2^2.

Сначала с помощью критерия (12) убеждаемся в том, что $\sigma_1^2 = \sigma_2^2 = \sigma^2$, и вычисляем осредненную выборочную дисперсию по формуле

$$s^2 = \frac{(n_1 - 1)s_1^2 + (n_2 - 1)s_2^2}{n_1 + n_2 - 2}. \qquad (13)$$

Затем вычисляем статистический показатель Стьюдента

$$t = \frac{\bar{x}_1 - \bar{x}_2}{s\sqrt{\dfrac{1}{n_1} + \dfrac{1}{n_2}}}, \qquad (14)$$

который сопоставляем с критическим значением $t_{\alpha,\,k}$, найденным для выбранного уровня значимости α и числа степеней свободы $k = n_1 + n_2 - 2$ (см табл. 5 в работе [3]). Если справедливо неравенство

$$|t| \leqslant t_{\alpha,\,k}, \qquad (15)$$

то нулевую гипотезу не отвергаем.

Известно, что функция нормального распределения имеет два параметра — дисперсию и математическое ожидание (среднее значение). Если в процессе расчетов окажется, что выполняются оба условия — (12) и (15), то это доказывает, что две выборки принадлежат единой нормально распределенной генеральной совокупности.

Сравнение выборочных дисперсий коэффициентов K_d и $(K_d)_к$, представленных в табл. 2 для гладких образцов и образцов с концентратором напряжений, для углеродистых и легированных сталей привело к следующим выводам:

для уровня значимости $\alpha = 0{,}05$ генеральные дисперсии значений коэффициента K_d для всех рассматриваемых гладких образцов из углеродистых и легированных сталей попарно равны, но зависят от диаметра поперечного сечения образца;

для образцов с концентратором напряжений из углеродистых и легированных сталей для уровня значимости $\alpha = 0{,}05$ подтверждается равенство генеральных дисперсий значений $(K_d)_к$ для $d = 17{,}5$; 27,5 и 50 мм. Для образцов диаметром 12,5 мм это равенство подтверждено только для $\alpha = 0{,}01$;

математические ожидания (средние) значений коэффициента K_d для образцов диаметрами $d = 12{,}5$; 27,5 и 50 мм из углеродистых или легированных сталей равны при уровне значимости $\alpha = 0{,}1$, а для $d = 17{,}5$ мм при $\alpha = 0{,}05$;

при наличии концентратора напряжений для всех образцов рассмотренных диаметров из сталей обоих классов математические ожидания значений $(K_d)_к$ равны при $\alpha = 0{,}1$.

В связи с изложенным появилась возможность объединить в единую совокупность выборки образцов из углеродистых и легированных сталей для каждого из рассмотренных диаметров и оценить значения среднего и дисперсии значений K_d и $(K_d)_к$ (см. табл. 2).

Аналогично проверяли нулевые гипотезы о равенстве дисперсий и математических ожиданий случайных величин K_d и $(K_d)_к$, т. е. о тождественности функций распределения вероятностей этих

величин применительно к образцам равного диаметра.

Анализ результатов показал, что для образцов (гладких и с концентратором напряжений) диаметрами 17,5; 27,5 и 50 мм нулевые гипотезы не отвергаются при уровнях значимости $\alpha = 0{,}05$ и 0,1, т. е. функции распределения $F_1(x_1) \equiv F_2(x_2)$, где $x_1 = K_d$ и $x_2 = (K_d)_к$. Исключение составили значения K_d и $(K_d)_к$ для образцов диаметром $d = 12{,}5$ мм: при равных математических ожиданиях генеральная дисперсия значений коэффициента $(K_d)_к$ оказалось существенно выше дисперсии значений коэффициента K_d, т. е. в этом случае $F(x_1) \neq F(x_2)$.

Важно также отметить, что при равных математических ожиданиях для K_d и $(K_d)_к$ выборочные средние значения $\bar{x}_1 = \bar{K}_d$ в абсолютном большинстве случаев несколько больше выборочных средних значений $\bar{x}_2 = (\bar{K}_d)_к$, а выборочные дисперсии находятся в противоположном соотношении, т. е. $s^2(K_d) < s^2((\bar{K}_d)_к)$. По этой причине на рис. 2 большинство темных точек расположены левее светлых (особенно в нижней части рисунка).

В результате корреляционного анализа с учетом нормального закона распределения вероятностей значений коэффициента K_d установлено отсутствие их стохастической вероятностной зависимости от уровня статической прочности сталей для образцов с $d = 12{,}5$; 17,5 и 50 мм при $\alpha = 0{,}1$ и с $d = 27{,}5$ мм при $\alpha = 0{,}05$. Аналогичное утверждение справедливо и для значений коэффициента $(K_d)_к$.

Установлено также, что для надрезанных образцов из углеродистых сталей значение коэффициента $(K_d)_к$ не зависит от концентрации напряжений при всех рассмотренных диаметрах их поперечного сечения. Однако для образцов из легированных сталей

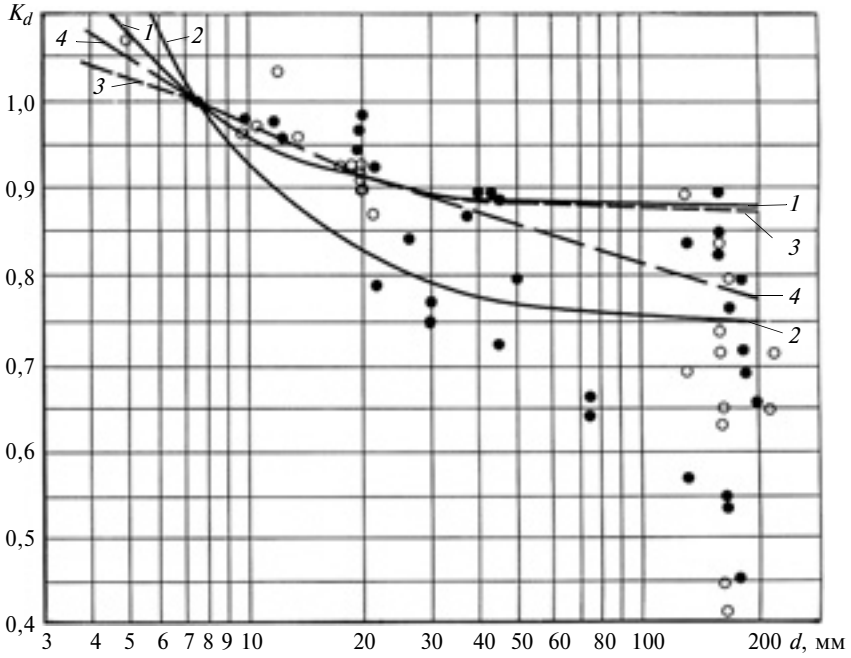


Рис. 3. Экспериментальные данные для образцов из углеродистых (●) и легированных (○) сталей при круговом изгибе ($N = 10^7$ циклов) [5, 6] и расчетные зависимости *1—4* коэффициента K_d от диаметра d образца:
1 и *2* — по формуле (1) соответственно для $t = 0{,}5$ и 1 мм; *3* и *4* — по формуле (3) для $\nu_\sigma = 0{,}05$ и 0,1

этот факт отмечается только при их относительно больших диаметрах — 27,5 и 50 мм. Для образцов же диаметрами 12,5 и 17,5 мм установлена стохастическая зависимость $(K_d)_к$ от концентрации напряжений, причем, с увеличением теоретического коэффициента α_σ концентрации напряжений значение коэффициента $(K_d)_к$ в среднем уменьшается. На сегодняшний день это можно объяснить сравнительно малыми объемами выборок сталей, образцы из которых имели концентраторы напряжений.

Замечено, что в данном случае как и при использовании рангового коэффициента r_s корреляции Спирмена, даже при стохастически незначимых отклонениях от нуля генеральных коэффициентов корреляции между α_σ и $(K_d)_к$ выборочные значения коэффициента корреляции преимущественно отрицательны. Это указывает на наличие, хотя и слабой, незначимой для практики, зависимости $(K_d)_к$ от концентрации напряжений. И в этом случае с увеличением значений α_σ коэффициент $(K_d)_к$ уменьшается.

Большое рассеяние значений коэффициентов масштабного фактора и особенно для образцов диаметром $d \geqslant 50$ мм (рис. 3) предполагает вероятностный подход к выбору расчетных значений этих коэффициентов для оценки запаса прочности и ресурса деталей с подобными размерами поперечного сечения. Ориентирование на средние значения K_d и $(K_d)_к$ сопряжено с риском недооценки масштабного эффекта.

В работах В. П. Когаева [1 и др.] отмечается, что при увеличении диаметра образцов с $d_0 = 7{,}5$ мм до 200÷300 мм снижение пределов выносливости может достигнуть 30÷45 %, т. е. коэффициент масштабного фактора будет равен 0,55÷0,70, а на основании формул (1)—(3) он не должен быть ниже 0,85÷0,88 (для базовой долговечности $N = 10^7$ циклов). Это подтверждают экспериментальные дан-

ные (см. рис. 3): для образцов диаметром около 200 мм значения K_d находятся в пределах от 0,40÷0,88. На значительное рассеяние значений коэффициента масштабного фактора даже для образцов с $d \leqslant 50$ мм указывают данные рис. 1 и 2.

В связи с установленным законом нормального распределения вероятностей применительно к значениям коэффициента масштабного фактора его расчетные значения при оценке прочности и ресурса крупных деталей целесообразно снимать с квантильных кривых зависимостей K_d от d для низких вероятностей P. Подобные квантильные кривые, построенные на основании формулы (5) и данных табл. 2, представлены на рис. 4 и 5, согласно которым квантильные кривые для вероятностей $P = 0{,}01$ и 0,05 практически полностью ограничивают снизу область рассеяния экспериментальных значений коэффициента масштабного фактора, а их экстраполяция в область диаметров $d = 200 \div 300$ мм и дает значения, приведенные В. П. Когаевым в работе [1] и в других работах как для гладких образцов, так и для образцов с надрезом.

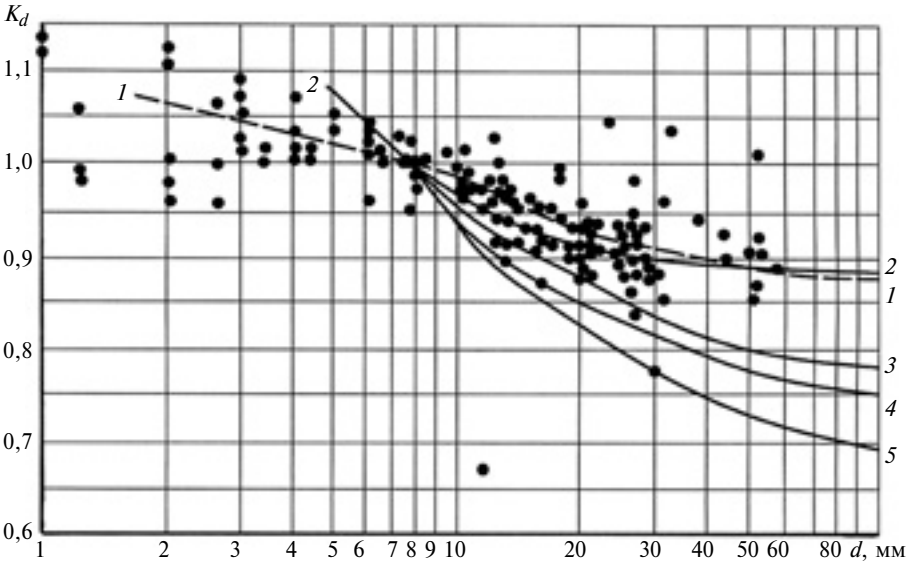


Рис. 4. Экспериментальные данные (точки) и зависимости *1—5* коэффициента K_d от диаметра *d* гладких образцов из углеродистых и легированных сталей:
1 и *2* — расчет по эмпирической формуле (2) и теоретической формуле (1) (соответствуют вероятности $P = 0{,}5$); *3*, *4*, *5* — квантильные кривые соответственно для $P = 0{,}1$; 0,05 и 0,01, построенные по формуле (5) и данным табл. 2

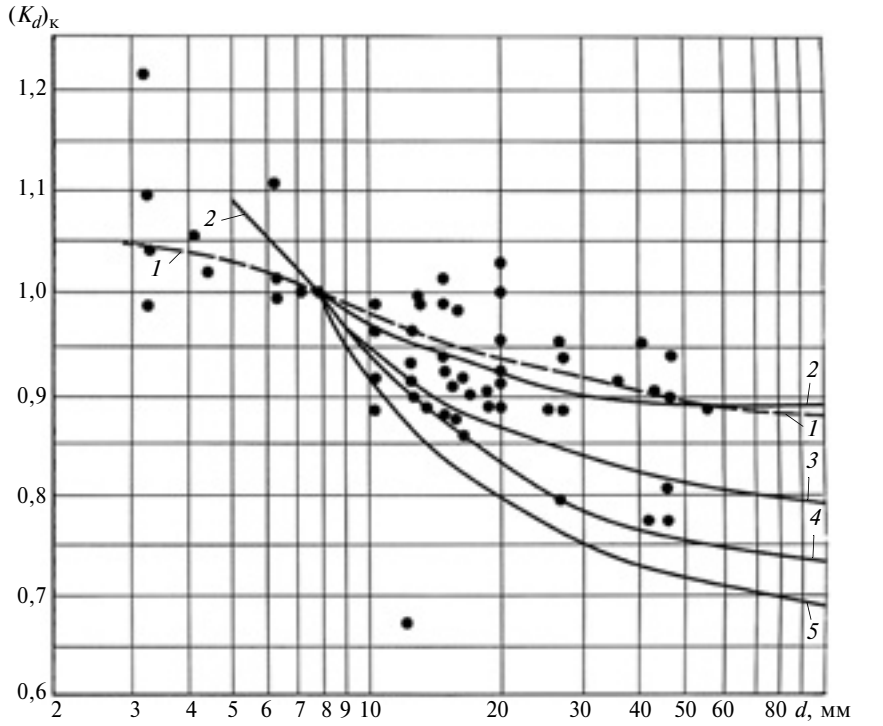


Рис. 5. Экспериментальные данные (точки) и зависимости *1—5* коэффициента $(K_d)_к$ от диаметра *d* образцов с надрезом из углеродистых и легированных сталей (кривые *1—5* — см. рис. 4)

На сегодня в сравнительно большом объеме опубликованы результаты испытаний на усталость образцов диаметром $d > 50$ мм и в первую очередь по испытаниям образцов с $d = 160$ мм, что связано с исследованиями сопротивления усталости осей подвижного железнодорожного состава и других конструкций.

Несмотря на то, что эти данные по указанным в работе [3] причинам не вписываются в рассмотренные теории [1, 3], проанализируем их с позиций вероятности.

Выборки комплектовали в основном из результатов испытаний на круговой изгиб (неподвижный образец изгибается моментом, плоскость действия которого вращается вокруг продольной оси образца) и изгиб с вращением образцов диаметром 160 мм. К ним были присоединены образцы несколько меньшего и большего диаметров. Однако преобладающее число членов выборки имели $d = 160$ мм (см. рис. 3).

В итоге удалось скомплектовать выборки объемами: $n_1 = 14$ применительно к гладким об-

Таблица 4

Данные выборок результатов испытаний на усталость гладких образцов с d = 160 мм из углеродистых и легированных сталей

Углеродистые стали	i	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
	K_d	0,448	0,534	0,548	0,649	0,687	0,717	0,719	0,757	0,760	0,782	0,821	0,830	0,852	0,867
	S^2 = 0,21160; b = 0,4417; $W = b^2/S^2$ = 0,922; $W_{0,1}$ = 0,895; $W > W_{0,1}$ — нулевая гипотеза о нормальном распределении не отвергается; $\bar{x} = \bar{K}_d$ = 0,712; s^2 = 0,016277; s = 0,127582; коэффициент вариации $\upsilon = s/\bar{x}$ = 0,179														
Легированные стали	i	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
	K_d	0,405	0,444	0,448	0,627	0,643	0,646	0,697	0,705	0,709	0,714	0,733	0,769	0,792	0,833
	S^2 = 0,2232; b = 0,45185; $W = b^2/S^2$ = 0,914; $W_{0,1}$ = 0,895; $W > W_{0,1}$ — нулевая гипотеза о нормальном распределении не отвергается; $\bar{x} = \bar{K}_d$ = 0,655; s^2 = 0,01717; s = 0,13104; $\upsilon = s/\bar{x}$ = 0,200														

разцам из углеродистых сталей; n_2 = 14 применительно к гладким образцам из легированных сталей и объединенную выборку объемом n_3 = 2 + 6 = 8 для образцов с концентраторами напряжений из углеродистых сталей (2 варианта) и легированных (6 вариантов) [2, 4—6, 9].

В первую очередь провели проверку правомерности гипотезы о нормальном распределении вероятностей величин K_d и $(K_d)_к$, для чего использовали критерий Шапиро—Уилка [7, 8]. Выборки, результаты проверки нулевой гипотезы, а также числовые характеристики распределения приведены в табл. 4 и 5 [значения W, S^2 и b вычислены по формулам (7)—(9)].

Далее провели проверку правомерности гипотезы о принадлежности двух выборок (углеродистые и легированные стали) единой нормально распределенной генеральной совокупности с помощью критериев Фишера (12) и Стьюдента (15).

Согласно формуле (11) статистический показатель критерия Фишера

$$F = \frac{0{,}01717}{0{,}01628} = 1{,}055.$$

При $F_{1-\alpha/2} = F_{0,975}$ = 2,48 имеем $F < F_{0,975}$.

Объединенная выборочная дисперсия в соответствии с формулой (13) составляет s^2 = 0,01699, т. е. $s = \sqrt{s^2}$ = 0,13033.

В соответствии с формулой (14) статистический показатель критерия Стьюдента

$$t = \frac{0{,}712 - 0{,}655}{0{,}13033\sqrt{\frac{1}{14} + \frac{1}{14}}} = 1{,}157.$$

При $t_{\alpha,\,k}$ = 1,701 (α = 0,1) имеем $t < t_{\alpha,\,k}$.

Объединенное выборочное среднее

$$\bar{x} = \frac{\bar{x}_1 n_1 + \bar{x}_2 n_2}{n_1 + n_2} = \frac{0{,}655 \cdot 14 + 0{,}712 \cdot 14}{14 + 14} = 0{,}683.$$

Таким образом, выполняются оба неравенства (12) и (15), что свидетельствует о принадлежности представленных в табл. 4 нормально распределенных выборок единой нормально распределенной совокупности с оценками параметров $\bar{x} = \bar{K}_d$ = 0,683 и s^2 = = 0,01699 (s = 0,13033; υ = 0,191). Это еще раз подтверждает, что классы сталей, существенно отличающиеся значением статической прочности, незначительно влияют на коэффициент масштабного фактора, который зависит только от размеров поперечного сечения образцов, технологии их изготовления и испытаний условий проведения на усталость.

Поэтому, а также в силу малости объемов выборок образцов диаметром 160 мм с концентратором напряжений, рассмотрим их объединенную выборку (см. табл. 5).

И, наконец, проверим гипотезу о принадлежности объединенной выборки для гладких образцов из углеродистых и легированных сталей и для образцов с концентраторами напряжений единой генеральной совокупности.

Таблица 5

Данные выборок образцов с концентратором напряжений и d = 160 мм из углеродистых (n_1 = 2: при i = 5 и 7) и легированных (n_2 = 6: при i = 1÷4; 6; 8) сталей

i	1	2	3	4	5	6	7	8
$(K_d)_d$	0,592	0,617	0,680	0,753	0,765	0,825	0,840	0,854
S^2 = 0,071644; b = 0,255066; $W = b^2/S^2$ = 0,908; $W_{0,1}$ = 0,851; $W > W_{0,1}$ — нулевая гипотеза о нормальном распределении не отвергается; $\bar{x} = (\bar{K}_d)_к$ = 0,741; s^2 = 0,010235; s = 0,10117; $\upsilon = s/\bar{x}$ = 0,137								

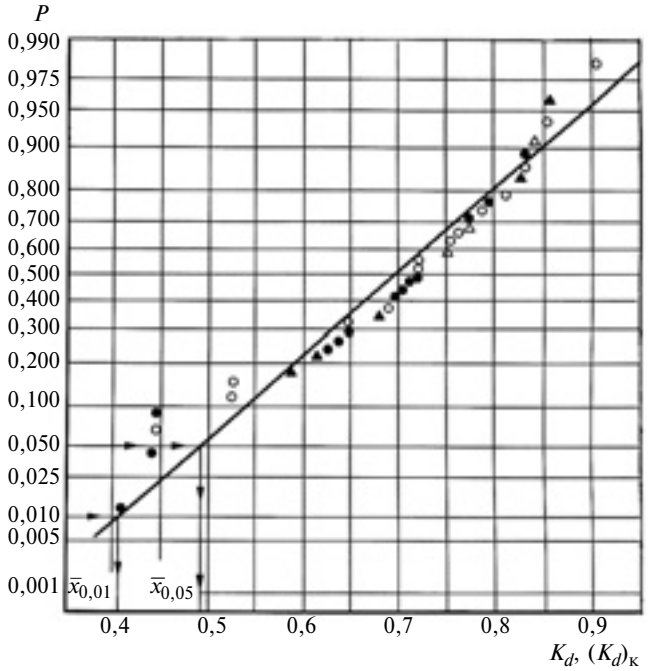


Рис. 6. Экспериментальные данные (точки) и график эмпирической функции распределения вероятностей *P* значений K_d и $(K_d)_к$ объединенной совокупности гладких образцов и образцов с надрезом из углеродистых и легированных сталей

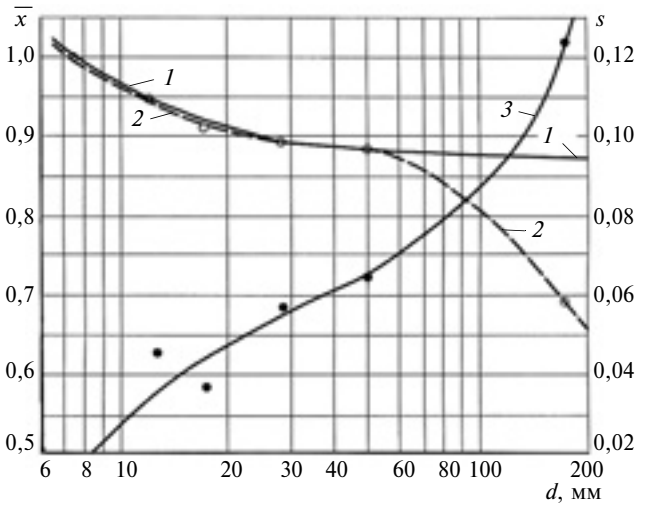


Рис. 7. Экспериментальные данные (точки) и зависимости *1*, *2* среднего значения $\bar{x} = \bar{K}_d$ объединенной выборки и зависимость *3* среднего квадратического отклонения *s* от диаметра *d* поперечного сечения образцов:
1 — по формуле (1) для $t = 0{,}5$ мм; *2*, *3* — по экспериментальным данным

Для этого также используем критерии Фишера (12) и Стьюдента (15).

Статистический показатель критерия Фишера

$$F = \frac{0{,}01699}{0{,}010235} = 1{,}660.$$

При критическом значении $F_{1-\alpha/2} = 3{,}40$ для $\alpha = 0{,}05$ имеем $F < F_{1-\alpha/2}$. Согласно формуле (13) общая объединенная выборочная дисперсия

$$s^2 = \frac{(27-1)0{,}01699 + (80-1)0{,}010235}{27+8-2} = 0{,}01556.$$

Тогда $s = \sqrt{s^2} = 0{,}12472$.

По формуле (14) статистический показатель критерия Стьюдента

$$t = \frac{0{,}741 - 0{,}683}{0{,}12472\sqrt{\frac{1}{28} + \frac{1}{8}}} = 1{,}163.$$

При $t_{\alpha,\,k} = 1{,}645$ ($\alpha = 0{,}1$) имеем $t < t_{\alpha,\,k}$.

Общее объединенное выборочное среднее

$$\bar{x} = \frac{28 \cdot 0{,}683 + 8 \cdot 0{,}741}{28 + 8} = 0{,}696.$$

Так как выполняются оба неравенства (12) и (15), то следует считать, что функции распределения вероятностей для гладких образцов и образцов с концентратором напряжений тождественно равны, т. е. $F_1(x_1) \equiv F_2(x_2) \equiv F(x)$, и эта функция соответствует нормальному закону с оценками параметров: $\bar{x} = 0{,}696$; $s^2 = 0{,}01556$ ($s = 0{,}1247$; $\upsilon = 0{,}178$).

Еще раз подчеркнем, что тождественность функций распределения вероятностей применительно к коэффициенту масштабного фактора для гладких образцов и образцов с концентраторами напряжений соответствует равенству эффективных коэффициентов K_σ концентрации напряжений геометрически подобных образцов разного диаметра. Наблюдаемое иногда в экспериментах увеличение K_σ с увеличением диаметра образцов несущественно, поэтому им следует пренебречь, оценивая величину K_σ на малых лабораторных образцах, что значительно снизит временные и материальные затраты.

График эмпирической функции (5) распределения вероятностей значений K_d и $(K_d)_к$ (см. табл. 4 и 5) объединенной выборки, приведен на рис. 6, где экспериментальные данные показаны кружками для гладких и треугольниками для надрезанных образцов из углеродистых (○, Δ) и легированных (●, ▲) сталей. Заметим, что все точки более или менее равномерно перемешаны и находятся вблизи прямой линии, что дополнительно подчеркивает нормальность распределения и независимость значений K_d и $(K_d)_к$ от статической прочности сталей и наличия концентрации напряжений.

Числовые характеристики распределений $x = K_d$ применительно к объединенным выборкам для гладких и надрезанных образцов из сталей двух классов приведены в табл. 6; на рис. 7 показаны зависимости среднего значения $\bar{x} = \bar{K}_d$ объединенной выборки и среднего квадратического отклонения s величины K_d от диаметра d образцов.

Приведенный табличный и графический материал указывает на немонотонность изменения среднего значения коэффициента K_d масштабного фактора, его значительном расхождении с теоретическими значениями, полученными по формулам (1) и (3) и резком увеличении рассеяния значений K_d для образцов с $d > 50$ мм. Основная причина этого — неадекватность условий испытаний на усталость образцов диаметрами $d_0 = 7{,}5$ мм и $d > 50$ мм (расхождение в частотах цикла напряжений, различие в схемах нагружения, возможный саморазогрев больших образцов и возникновение в них термических напряжений и др.), разное качество поверхности рабочей части малых и больших образцов, большие различия в состоянии поверхностного слоя образцов диаметрами $d_0 = 7{,}5$ мм и $d > 50$ мм (остаточные напряжения от механической обработки, возможны местные перегревы и прижоги поверхности при шлифовании: первые создают неблагоприятные растягивающие остаточные напряжения, вторые — изменения в структуре материала, снижающие его сопротивление усталости, и т. д.) Так, например, выборочная дисперсия величины K_d при увеличении диаметра d образцов в 4 раза (от 12,5 до 50 мм) возросла менее чем в 2 раза, а при увеличении диаметра от 50 до 160 мм, т. е. в 3,2 раза, дисперсия возросла почти в 4 раза. Коэффициент υ вариации значений K_d для образцов диаметром 160 мм приближается к 20 %.

Смущает тот факт, что теоретически предсказать поведение коэффициента K_d при диаметрах образцов $d > 50$ мм с приемлемой точностью не удается.

В связи с изложенным для точного расчета прочности деталей диаметром $d > 50$ мм технология изготовления образцов резанием и шлифованием должна быть адекватной технологии изготовления проектируемых деталей. При отсутствии возможности испытаний на усталость натурных деталей в качестве расчетных характеристик коэффициента влияния абсолютных размеров поперечного сечения следует воспользоваться квантильными значениями этой характеристики для малых вероятностей ($P = 0{,}01$ и 0,05).

Так, например, для $d = 160$ мм в соответствии с формулой (5) применительно к данным табл. 6 квантиль для $P = 0{,}01$ составит $\tilde{x}_{0,01} = 0{,}696 - 2{,}326 \cdot 0{,}12473 = 0{,}406$, а для $P = 0{,}05$ получим $\tilde{x}_{0,05} = 0{,}696 - 1{,}645 \cdot 0{,}12473 = 0{,}491$.

Данные операции можно выполнить графически (см. рис. 6). Заметим, что и в этом случае квантиль K_d вероятности $P = 0{,}01$ ограничивает снизу все экспериментальные значения K_d, представленные на рис. 6.

При отсутствии данных относительно $\bar{x} = \bar{K}_d$ и s их значения можно определить графически на основании рис. 7.

Таблица 6

Значения числовых характеристик распределения вероятностей значений $x = K_d$ объединенной выборки

d, мм	Число вариантов сталей	$\bar{x}$	s^2	s	υ, %
12,5	61	0,940	0,0021610	0,04649	4,95
17,5	34	0,919	0,0013306	0,36480	3,97
27,5	36	0,897	0,0033750	0,05810	6,48
50,0	28	0,882	0,0041800	0,06419	7,28
160,0	36	0,696	0,0155600	0,12473	17,92

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Когаев В. П.** Расчеты на прочность при напряжениях, переменных во времени / Под ред. А. П. Гусенкова. 2-е изд., перераб. и доп. М.: Машиностроение, 1993. 364 с.
2. **Трощенко В. Т., Сосновский В. А.** Сопротивление усталости металлов и сплавов. Киев: Наукова думка, 1987. 1303 с.
3. **Степнов М. Н.** Расчетные методы построения кривых многоцикловой усталости с учетом конструкционных факторов // Вестник машиностроения. 2012. № 9. С. 17—24.
4. **Хейвуд Р. Б.** Проектирование с учетом усталости / Пер. с англ. под ред. И. Ф. Образцова. М.: Машиностроение, 1969. 504 с.
5. **Кудрявцев И. В., Наумченков Н. Е., Савина Н. М.** Усталость крупных деталей машин. М.: Машиностроение, 1975. 488 с.
6. **Вопросы** прочности крупных деталей машин // Сб. статей под ред. И. В. Кудрявцева. М.: Машиностроение, 1976. 320 с.
7. **Степнов М. А. Шаврин А. В.** Статические методы обработки результатов механических испытаний. М.: Машиностроение, 2005. 400 с.
8. **Хан Г., Шапиро С.** Статистические модели в инженерных задачах / Пер с англ. под ред. В. В. Налимова. М.: МИР, 1969. 395 с.
9. **Форест П.** Усталость металлов / Пер. с англ. под ред. С. В. Серенсена. М.: Машиностроение, 1968. 352 с.

УДК 621.01/.03:621.37/.39

Е. Н. ИВАШОВ, д-р техн. наук, К. Д. ФЕДОТОВ (ФГАОУ ВПО "Национальный исследовательский университет "Высшая школа экономики"), e-mail: eivashov@hse.ru

Подсистема автоматизированного проектирования элементов пьезоэлектрических устройств

Рассмотрены принципиальные схемы устройств пьезоактюаторов и подход к автоматизации проектирования пьезомеханических устройств на основе известных машинных методов. Экспериментально исследована применимость метода конечных элементов к проектированию пьезоактюаторов. Предложены технические решения пьезоприводов с тепловыми трубками и системами контроля над технологическими процессами.

Ключевые слова: пьезоактюатор, пьезосканер, методы автоматизированного проектирования, тепловые трубки.

The principal schemes of piezoactuator structures and approach to computer-aided design of piezomechanical devices basing on popular computer-aided methods are considered. The applicability of finite element method to the design of piezoactuators is investigated experimentally. The engineering solutions of piezodrives with thermal tubes and systems of control on technological processes are suggested.

Keywords: piezoactuator, piezoscanner, computer-aided design methods, thermal tubes.

Пьезоактюатор — устройство, работа которого основана на обратном пьезоэффекте, преобразует электрические сигналы в механические деформации. Использование пьезоактюаторов позволяет приводить в движение высокоточные системы, например пьезосканеры. Применение машинных методов при проектировании пьезоактюаторов улучшает качество конечного технического решения и ускоряет процесс проектирования. На рис. 1 приведена принципиальная схема пьезомеханического устройства, применяемого для пьезосканеров и устройств, для работы которых необходим квантовый туннельный эффект.

Для автоматизации проектирования пьезоактюаторов применяют различные машинные методы (рис. 2):

1) метод конечных разностей (МКР) — при решении задач, связанных с простыми пространственными конфигурациями пьезоактюаторов, расчете напряжений, деформаций; отличается высокой производительностью в сравнении с методом конечных элементов, если геометрические области имеют простую конфигурацию;

2) метод конечных элементов (МКЭ) — для решения задач, связанных со сложными пространственными конфигурациями; используется для расчета механических задач, задач по теплопроводности металлического слоя тепловой трубки;

3) метод конечных объемов (МКО) — для описания газопарового потока и решения задачи переноса вещества и теплоты внутри артерии тепловой трубки;

4) метод подвижных клеточных автоматов (МПКА) — для расчета и описания фазовых переходов в пористом фитиле тепловой трубки, переноса теплоты и вещества в пористом фитиле.

Рассмотрим связь между машинными методами расчета пьезоактюатора и его общей схемой.

В связи с интенсивным развитием вычислительной техники МКЭ в последнее время активно применяют для численных решений задач в различных областях (механика деформируемого твердого тела, термодинамика, электродинамика и т. д.). Ранее широкое распространение МКЭ сдерживалось отсутствием алгоритмов разбиения области на почти равносторонние треугольники. Методы триангуляции Делоне, а также другие методы позволили создать полностью автоматические САПР, использующие МКЭ.

В основе МКЭ лежит замена задачи отыскания самой функции на отыскание конечного числа ее приближенных значений в произвольно выбранных узлах. В одномерной задаче отрезок разбивается на некоторое число узлов, между которыми задаются отрезки кусочно-полиномиальных функций, позволяющие провести дальнейшую аппроксимацию к искомой функции. При большом числе отрезков

Рис. 1. Принципиальная схема пьезомеханического устройства

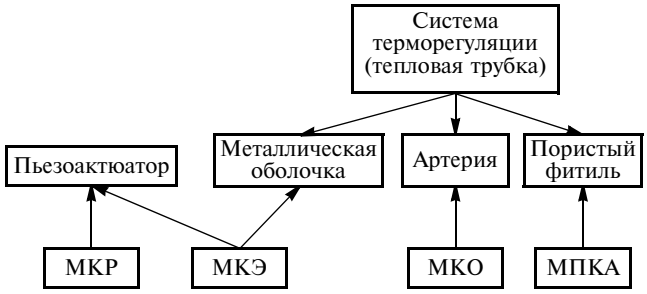


Рис. 2. Схема применения машинных методов для расчета элементов пьезомеханического устройства

можно считать, что выполнена точная аппроксимация к искомой функции

Приведем некоторые общеизвестные выражения МКЭ.

Для одного элемента задается функция $q(x)$, причем $-u'' = q(x)$, $u(0) = u(1) = 0$; функция u неизвестна, $u(x)$ можно представить в виде линейной комбинации $u(x) = u_0\varphi_0(x) + u_1\varphi_1(x) + ... + u_{n+1}\varphi_{n+1}(x)$. Далее используется метод Галеркина, позволяющий избежать разрывов непрерывности в узлах.

$\int_0^1 (u'\varphi_j + q\varphi_j)\mathrm{d}x = 0$; $\varphi_j(x)$ — функции, совпадающие с пробными функциями, участвующими в записи вышеприведенной линейной комбинации. Дальнейшие преобразования приводят к матричным методам вычисления и позволяют представить функции-элементы в удобном для вычислений виде.

МКЭ существенно упрощает проектирование пьезоактюаторов, пьезосканеров и устройств наноперемещений зонда, повышает точность технологических процессов.

При расчете конструкций с пьезокерамическими элементами в программах, использующих МКЭ, необходимо знать особенности механических свойств используемого материала, и в частности учитывать, что пьезокерамика — анизотропный материал, а пьезоактюатор может быть электрически свободен или зажат; в последнем случае пьезокерамика приобретает дополнительную жесткость.

Рассмотрим пример машинного эксперимента. Программа может методом конечно-элементного анализа рассчитать напряжения, деформации и перемещения в конструкции из пьезоэлементов, которые возникают при подводе напряжения к электродам.

Конструкция представляет собой пьезотрубку (рис. 3, *а*); толщину электродов условно принимаем равной нулю, так как они не должны оказывать влияние на деформации пьезотрубки при подаче напряжения; всего восемь элементов высотой 2 мм; внешний диаметр пьезотрубки — 10 мм, внутренний диаметр — 4 мм, материал — пьезокерамика ЦТС-38.

Последовательность машинного эксперимента:

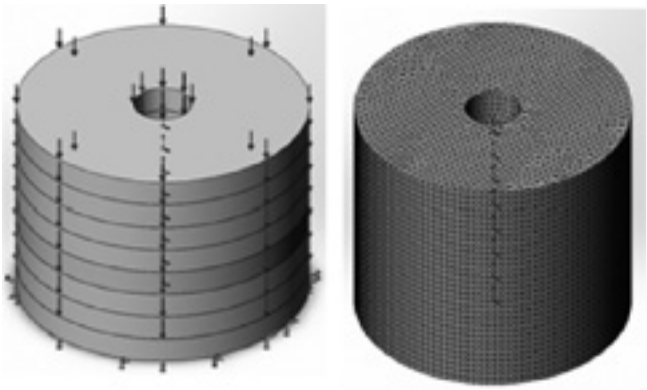
1) моделирование элемента-кольца высотой 2 мм с внешним диаметром 10 мм и внутренним диаметром 4 мм;

2) моделирование сборки из восьми пьезоколец, жестко скрепленных торцами;

3) задание материала и геометрии конструкции;

4) моделирование исследования на статические нагрузки, сетки элементов (см. рис. 3, *б*) и закрепления нижнего торца конструкции;

5) моделирование приложения деформирующей распределенной силы $P = 100$ Н к торцу каждого пьезоэлемента;



а) *б*)

Рис. 3. Исследуемая пьезотрубка (*а*) и сетка конечных элементов (*б*)

6) моделирование нового исследования и реверс направления деформирующих сил.

В результате машинного эксперимента установлено, что наибольшие относительные деформации ($5{,}658 \cdot 10^{-5}$) и напряжения (7,634 МПа) возникают в основании конструкции (области закрепления образца), что подтверждают эпюры аналитических решений задач по прикладной механике.

Для нанотехнологических процессов наибольший интерес представляют перемещения свободного основания, которые составляют не более 337 нм, что меньше максимально допустимого для пьезоактюатора перемещения на 0,2 % длины всего актюатора.

Для того чтобы проверить точность машинного эксперимента, использовали формулу абсолютного удлинения одного элемента пьезоактюатора:

$$\Delta l = \frac{\varepsilon\varepsilon_0 El}{d_{33}E_z}, \qquad (1)$$

где ε — диэлектрическая проницаемость пьезокерамики; ε_0 — электрическая постоянная; E_3 — напряженность электрического поля в направлении деформации; l — длина элемента; d_{33} и E_z — пьезомодуль материала и модуль Юнга в направлении деформации (в данном случае $E_z = 6{,}8 \cdot 10^{10}$ Н/м^2).

Напряженность электрического поля находим по формуле

$$E_3 = \frac{P_3 d_{33}}{\varepsilon\varepsilon_0 F},$$

где $P_3 = 100$ Н — растягивающая (сжимающая) сила; $F = 66 \cdot 10^{-6}$ м^2 — площадь торцевой грани элемента.

Преобразуем формулу (1) абсолютного удлинения:

$$\Delta l = lP_3/E_zF = 356 \text{ нм}.$$

Расхождение результатов машинного и теоретического экспериментов составило 19 нм, т. е. абсолютная погрешность равна 5,4 %, что свидетельствует об адекватности теоретической модели и машинного эксперимента.

МКЭ сложнее МКР, но имеет ряд преимуществ: произвольная форма обрабатываемой области, сетку можно разрядить в местах, где не нужна высокая точность [1, 2].

Множество технологических процессов связано с преобразованием тепловой энергии, в нанотехнологиях процессы чувствительны к изменению температуры, так как тепловые колебания отдельных атомов и их структур могут привести к нарушению работоспособности системы. Для минимизации влияния температуры на технологический процесс необходимо в конструкции нанотехнологических устройств использовать тепловые трубки, которые отводят от рабочей зоны тепловые потоки высокой плотности (порядка нескольких киловат на 1 см^2), а главное, с высокой скоростью, которая для газа внутри тепловой трубки ограничена только скоростью звука.

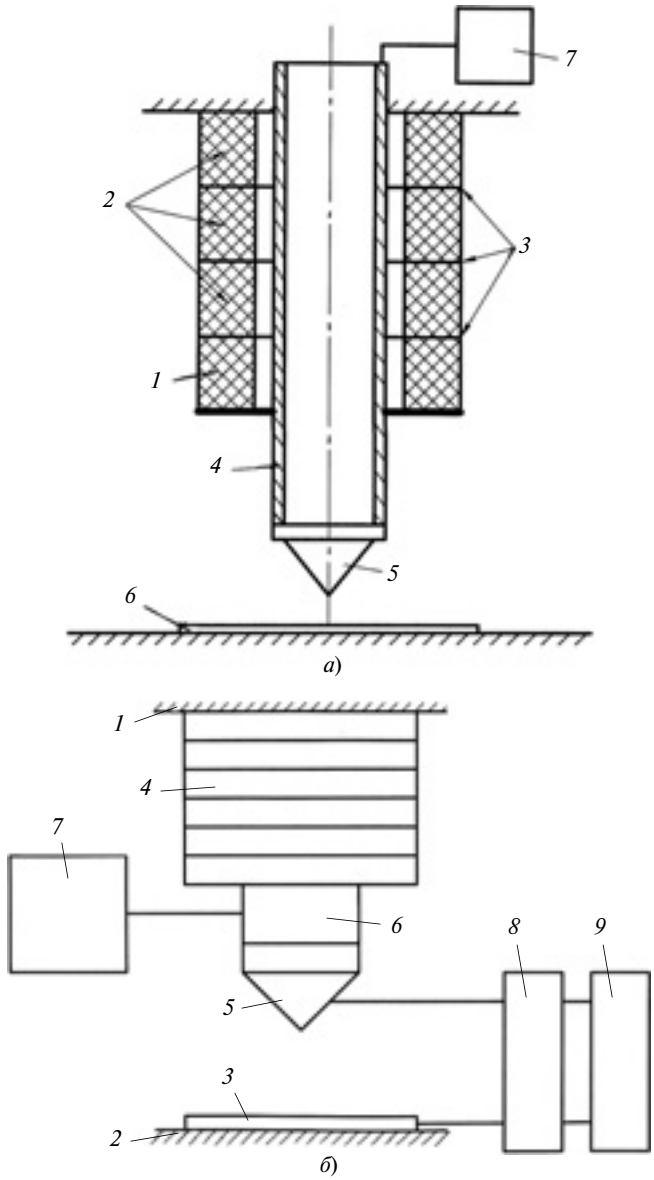


Рис. 4. Устройство наноперемещений зонда (*а*) и пьезопривод с тепловой трубкой (*б*)

Рассмотрим устройства, в конструкции которых имеются тепловые трубки.

Устройство наноперемещений зонда (рис. 4, *а*) содержит: пьезопривод *1*, состоящий из пьезоколец *2*, между которыми расположены металлические кольца *3*; тепловую трубку *4*, закрепленную на свободном торце пьезопривода *1*; зонд *5*, установленный в тепловой трубке *4* и взаимодействующий с подложкой *6*; тепловую трубку *4*, связанную с источником *7* жидкого азота.

При подаче напряжения на металлические кольца *3*, происходит механическая деформация пьезопривода *1* вследствие обратного пьезоэффекта. При этом тепловая трубка *4* перемещает зонд *5* перпендикулярно подложке *6*. В результате электрического взаимодействия зонда *5* и подложки *6* выполняется технологический процесс. При этом теплота из рабочей зоны зонда *5* по тепловой трубке *4* поступает к источнику *7* жидкого азота.

Пьезопривод с тепловой трубкой (рис. 4, *б*) имеет неподвижную направляющую *1*, стол *2*, на котором установлена подложка *3*, пьезоэлектрический преобразователь *4*, жестко связанный с неподвижной направляющей *1*, зонд *5*, жестко связанный с торцом тепловой трубки *6*, которая в свою очередь жестко связана со свободным торцом пьезоэлектрического преобразователя *4* с узлом подачи хладагента; зонд *5* и подложка *3* дополнительно связаны с усилителем *8* сигналов и блоком *9* измерения.

При подаче напряжения на пьезоэлектрический преобразователь *4* зонд *5* перемещается перпендикулярно подложке *3* и выполняет технологический процесс. Вследствие эффекта Зеебека в термопаре подложка—зонд возникает ТЭДС, которая повышается усилителем *8* сигнала и передается в блок *9* измерения, регистрирующий температуру рабочей зоны. Отвод теплоты от рабочей зоны и зонда *5* осуществляется посредством тепловой трубки *6*, соединенной с источником *7* подачи хладагента.

Использование в конструкциях тепловых трубок позволяет эффективно отводить теплоту из рабочей зоны, что повышает точность выполнения операций, а введение устройств для контроля за температурой в рабочей зоне обеспечивает возможность своевременного прекращения процесса.

Остановимся на обеспечении высокой эффективности теплоотвода.

Представим математическую модель процесса переноса энергии и вещества в условиях ламинарного несжимаемого потока пара внутри цилиндрической тепловой трубки.

Уравнения переноса пара:

$$\mathrm{div}\vec{v} = 0;$$

$$\rho_{\text{п}}\vec{v}(\nabla\vec{v}) = -\nabla p_{\text{п}} + \eta_{\text{п}}\nabla\vec{v};$$

$$c_{\text{п}}\rho_{\text{п}}\nabla T_{\text{п}} = \lambda\nabla^2 T_{\text{п}}.$$

Здесь v, $\rho_{\text{п}}$, $p_{\text{п}}$, $T_{\text{п}}$, $c_{\text{п}}$, $\eta_{\text{п}}$, λ — соответственно скорость переноса, плотность, давление, температура, теплоемкость, динамическая вязкость, теплопроводность пара; ∇ — описание дано ниже.

Уравнения переноса энергии в пористом фитиле, насыщенном конденсатом, имеет вид:

$$c_{\text{ж}}\Pi V_{\text{ж}}\nabla T_{\text{ж}} = \mathrm{div}\vec{q};$$

$$q = \Lambda\,\mathrm{grad}\,T.$$

Здесь Π — пористость фитиля; $c_{\text{ж}}$, $V_{\text{ж}}$, $\rho_{\text{ж}}$, $T_{\text{ж}}$ — соответственно теплоемкость, объем, плотность, температура жидкости; q — плотность теплового потока; Λ — тензор теплопроводности капиллярно-пористого фитиля, насыщенного жидкостью.

Так как теплопроводность в осевом направлении фитиля отличается от его теплопроводности в радиальном направлении, имеем:

$$\nabla^2 T = \frac{1}{r}\frac{\partial}{\partial r}\left(r\frac{\partial}{\partial r}\right) + \frac{\partial^2}{\partial z^2}.$$

Система из шести уравнений в общем случае описывает перенос тепловой энергии во внутреннем пространстве трубки. Для полного описания переноса теплоты эту систему необходимо дополнить уравнениями переноса теплоты в оболочке трубки и фильтрации жидкости в капиллярно-пористой среде.

Максимальное капиллярное давление, развиваемое в пористом фитиле с эффективным размером $r_{\text{э}}$ пор имеет вид:

$$p_{\text{к}\max} = 2\sigma\cos\theta/r_{\text{э}}.$$

Перенос ламинарного потока жидкости в пористом фитиле в зависимости от вида фитиля определяется или законом Дарси (для жидкостей, подчиняющихся закону Навье—Стокса):

$$-\nabla p - \frac{\eta}{K}\vec{u} + \rho\vec{f} = 0;$$

$$\mathrm{div}\vec{u} = 0,$$

или законом Пуазейля (одно из самых простых точных решений уравнений Навье—Стокса):

$$Q = \frac{\pi R^4}{8\eta l}(p_1 - p_2) = \frac{\pi d^4}{128\eta l}\Delta p.$$

Кроме поля капиллярных сил на перенос жидкости оказывает влияние гравитационное поле, поэтому в уравнение, содержащее $\Delta p_{\text{ж}}$, необходимо ввести $\rho_{\text{ж}} g z \sin\alpha$.

Кинетика фазового перехода жидкость—пар, т. е. скорость испарения и конденсации, можно определить с помощью критерия Kn (числа Кнудсена). Максимальный тепловой поток при испарении с плоской поверхности в вакуум определяется формулой

$$q_{\max} = f\frac{Lp_{\text{ж}}}{\sqrt{2\pi R_0 T/\mu}},$$

где R_0 — универсальная газовая постоянная; L — скрытая теплота парообразования.

В ряде случаев перенос энергии и вещества в тепловых трубках может происходить при частичном осушении пористого фитиля.

Таким образом, расчет тепловой трубки основывается на уравнениях динамики потока жидкости и пара, описании кинетики фазовых переходов на поверхности раздела жидкость—пар и уравнениях переноса энергии в артерии трубки, в капиллярно-пористой части (фитиле) и самой оболочке трубки.

Поток жидкости в пористом теле фитиля более подробно можно описать законом Дарси:

$$m\rho_{\text{ж}}V_{\text{ж}} = -\frac{K_{\text{ж}}}{\mu_{\text{ж}}}\mathrm{grad}\,p.$$

Проинтегрировав последнее уравнение, получим перепад давления в двух точках фитиля. Проницаемость $K_{\text{ж}}$ зависит от пористости Π фитиля и степени $b_{\text{ж}}$ его насыщения жидкостью:

$$K_{\text{ж}} = f(\Pi,\ b_{\text{ж}}).$$

При больших тепловых нагрузках насыщенность пористого фитиля жидкостью зависит от продольной координаты. Пористый материал можно характеризовать следующими параметрами: d — размер пор; l — линейный размер пористого тела (в пределах этого размера берется осреднение $\langle w\rangle$ по объему пористого тела).

Средняя объемная величина функции Ψ тензорного типа, характеризующей жидкость в пористом материале, определяется выражением

$$\langle\Psi\rangle = \frac{1}{V}\int\Psi\,\mathrm{d}V \text{ при } d \ll 1,$$

где l — характеристическая длина объема V.

Основное усредненное выражение, характеризующее жидкость в пористом теле, имеет вид:

$$\langle\mathrm{grad}\Psi\rangle = \mathrm{grad}\langle\Psi\rangle + \frac{1}{V}\int_{S_i}\vec{\Psi}n^1\mathrm{d}S. \qquad (1)$$

Здесь поверхностный интеграл берется вдоль поверхности S_i жидкости в зоне раздела жидкость—

пар в объеме пористого фитиля; n^1 — единичный вектор по нормали к поверхности dS элемента.

Уравнение (1) используем для вывода уравнения движения жидкости в пористом теле.

Третьей характеристикой пористого тела является дифференциальная кривая $f(K)$ распределения поверхностной проницаемости (подобно кривой распределения пор по радиусу).

Для однородного материала данную кривую можно представить как дельта функция K или линейной комбинацией этих функций: $f(K) = \sum_{i=j}^{N} \delta A_i$, где A_i удовлетворяет условию $\sum_{i=j}^{N} \delta A_i = 1$; N — конечно.

Если $f(K)$ нельзя представить как конечное число функций, то материал неоднороден.

Если функция $f(K)$ представлена одним членом — материал гомогенный.

Если материал описывается двумя функциями $f(K)$ и более, то он гетерогенный.

Если $f(K)$ зависит от прямоугольных координат (x_i, $i = 1, 2, 3$) и угловых координат (Ψ, θ), то пористый материал является анизотропным.

Если отсутствует зависимость от угловых координат — материал изотропный:

$$P(K_1 \leqslant K \leqslant K_2) = \int_{K_1}^{K_2} f(x_i \theta \Psi) \mathrm{d}x_i \mathrm{d}\theta \mathrm{d}\Psi.$$

В качестве теплоносителя в тепловых трубках можно использовать различные жидкости с низкой температурой испарения (таблица) [3].

Из перечисленных в таблице жидкостей наивысшая теплота испарения у воды, т. е. это наиболее эффективный теплоноситель, работающий на испарение при реальных температурах в электронной аппаратуре.

Значения показателей свойств некоторых теплоносителей

Теплоноситель	Удельная теплоемкость, Дж/(кг · °C)	Температура кипения, °C	Удельная теплота испарения, Дж/кг
Ацетон	2,180	56,2	524
Бензол	1,705	80,2	396
Сероуглерод	1,006	46,2	348
Метиловый спирт	2,500	64,7	1110
Пропиловый спирт	2,390	96,0	683
Этиловый спирт	2,430	78,3	846
Этиловый эфир	2,350	34,6	351
Вода	4,180	100,0	2260÷2400
Сложные составы	—	30÷45	100÷2400

Современные компьютерные методы проектирования и анализа можно использовать как при создании отдельных тепловых трубок для нанотехнологических устройств, так и для проектирования самих устройств [4]. Так, для расчета и описания течения ламинарного потока газа через артерию тепловой трубки можно использовать метод конечных объемов (МКО).

Для описания потока величины φ в объеме Ω, ограниченном поверхностью S с внешней нормалью $\vec{n}$, используем уравнение баланса. В данном случае в качестве величины φ можно использовать внутреннюю энергию газа в артерии тепловой трубки. Существует несколько методов аппроксимации интегралов, но при использовании МКО сложно добиться точности выше второго порядка. Можно моделировать течение потока газа через артерию тепловой трубки, используя МКО, но остается открытым вопрос моделирования о переносе энергии в пористом фитиле.

Одним из новых методов моделирования динамических задач механики является метод подвижных клеточных автоматов (МПКА). Для описания перемещения и поворота автоматов применяют уравнения механики Ньютона—Эйлера. В данном методе используют тензорные уравнения для описания поступательного и вращательного движений автоматов и их линейных деформаций. Метод объединяет возможности методов молекулярной динамики и клеточных автоматов. Его преимущество заключается в том, что можно напрямую учитывать такие процессы в пористом фитиле, как перемешивание масс, эффект проникновения, фазовые превращения, капиллярное течение.

Переходя к этапу проектирования пьезоактюатора, т. е. к принятию решения, конструктор располагает несколькими вариантами технических решений. Сначала каждый вариант оценивают, затем полученные результаты сравнивают и выбирают вариант с наивысшей оценкой. Эта процедура согласно основному принципу проектирования заключается в отображении множества вариантов технического решения на множество оценок и выборе оптимального:

$$(F : X_0 \to V) \to \mathrm{opt}.$$

Принять решение было бы просто, если бы все варианты можно было оценить по одной шкале. Однако в действительности каждый вариант характеризуется множеством параметров и показателей. Кроме того, не всегда можно использовать абсолютную шкалу. Варианты технических решений на этапе аванпроекта пьезоактюатора представлены пока лишь принципиальной (структурной) схемой, и дать количественную оценку даже таким свойствам объекта, как геометрические, физико-механические, точностные, экономические и другие показа-

тели, — сложно. Еще сложнее оценить надежность, стабильность, эффективность варианта. Уточнение количественных оценок по варианту технического решения приведет к его разработке, а это повлечет за собой материальные и временны́е затраты. Поэтому приходится принимать решение в условиях неопределенности. Сравнивать варианты, как правило, необходимо по многим признакам, т. е. использовать несколько шкал.

Заметим также, что признаки, используемые для сравнения, неравнозначны, а некоторые из них противоречивы.

Охарактеризуем общую постановку решаемой задачи.

1. Каждый вариант технического решения характеризуется некоторыми параметрами: ρ_j, $j = 1, n$.

2. Оценивают варианты по совокупности критериев:

$$V = \{v_i\}, \quad i = \overline{1, m}.$$

3. В качестве критериев выбирают признаки, отвечающие наиболее важным целям проектирования.

Данная постановка принятия решения указывает на задачу многокритериальной оптимизации. Особенность таких задач состоит в том, что одновременное достижение оптимума по всем критериям практически невозможно, т. е. ищется компромисс, который в одних случаях связан с уравниванием критериев, в других — с выбором из них главного. Компромисс упрощает решение задачи, сводя ее в некоторых случаях к однокритериальной.

Схемы компромиссов строят на основании следующих принципов: равномерность, справедливая уступка, выделение главного критерия, последовательная уступка.

Принцип равномерности может выдвигать требования:

1) равенство всех критериев:

$$\operatorname*{opt}_{V \in \Omega_V} V = \operatorname*{opt}_{V \in \Omega_V^{\text{к}}} V = \{\bar{v}_1 - \bar{v}_2 = ... = \bar{v}_k\} \in \Omega_V^{\text{к}},$$

где Ω_V — отображение области возможных технических решений в пространстве V; $\Omega_V^{\text{к}}$ — подмножество критериев, связанных с компромиссом; $\bar{v}_i$ — оптимальное значение элемента множества критериев;

2) "подтягивание" наихудшего из критериев:

$$\operatorname*{opt}_{V \in \Omega_V^{\text{к}}} V = \max \min \bar{v}_i;$$

3) квазиравенства критериев, т. е. равенства с допустимой погрешностью.

Возможны и другие условия равномерности.

Принцип справедливой уступки требует или абсолютной, или относительной уступки. Абсолютная уступка считается справедливой, если суммарное абсолютное снижение одного или нескольких критериев не превышает суммарного абсолютного повышения других критериев. Это условие обеспечивает максимальную сумму критериев:

$$\operatorname*{opt}_{V \in \Omega_V^{\text{к}}} V = \max \sum_{i=1}^{k} v_i.$$

Относительная уступка обеспечивает справедливый компромисс, если суммарное относительное снижение качества по одному или нескольким критериям не превышает суммарного относительного повышения качества по остальным критериям. Оптимальное по данной схеме компромисса решение таково, что переход от него к любому другому приводит к отрицательной или равной нулю суммарной относительной уступке:

$$\Delta_{\text{отн}} = \sum \frac{v_i - \bar{v}_i}{v_i} \leqslant 0,$$

где $\Delta_{\text{отн}}$ — суммарная относительная уступка.

В теории принятия решений доказано, что для оптимального решения, найденного по схеме суммарной относительной уступки, мультипликативная функция $f = \prod_{i=1}^{k} \bar{v}_i$ достигает максимума в области возможных компромиссных решений. На этом основании принцип относительности имеет вид:

$$\operatorname*{opt}_{V \in \Omega_V^{\text{к}}} V = \max \prod_{i=1}^{k} v_i.$$

Принцип выделения главного критерия сводит многокритериальную задачу к однокритериальной. Оптимизация происходит по главному критерию $v_i^{\text{г}}$; на все остальные накладываются ограничения:

$$\operatorname*{opt}_{v_i \geq v_i^3} V = \max_{v_i^{\text{г}} \in \Omega_V^3} v_i^{\text{г}},$$

где Ω_V^3 — область заданных значений критериев.

Принцип последовательной уступки позволяет отыскать оптимальное решение, отвечающее достижению максимума по всем критериям, размещаемым в ранжированной последовательности по их значимости. Отыскание оптимального решения начинается с учета первого по значимости критерия. Затем с учетом практичности и точности, с которой заданы исходные данные, назначается уступка Δv_1 по первому критерию. В пределах $\bar{v}_1 \geqslant \Delta v_1 \geqslant (\bar{v}_1 - \Delta \bar{v}_1)$ ($\bar{v}_1$ — максимально возможное значение v_1) находят решение, отвечающее максимуму по второму критерию. Дальнейшие ша-

УДК 62-23

С. В. АЛЮКОВ, канд. техн. наук (Южно-Уральский ГУ, г. Челябинск), e-mail: alysergey@gmail.com

Методика расчета механизма свободного хода релейного типа

Предложена методика расчета и выбора основных параметров механизмов свободного хода релейного типа, отличающихся высокими нагрузочной способностью, надежностью и долговечностью.

Ключевые слова: механизмы свободного хода, выбор параметров, нагрузочная способность, методика расчета.

The method of calculation and selection of basic parameters of free wheel mechanisms of relay type, with high load capability, reliability and durability, is suggested.

Keywords: free wheel mechanism, selection of parameters, load capability, calculation method.

Механизмы свободного хода (МСХ) относятся к устройствам, передающим вращательное движение лишь в одном направлении [1—4], и широко используются, например, в гидротрансформаторах, импульсных бесступенчатых передачах, инерционных автоматических трансформаторах вращающего момента, электростартерных системах запуска двигателей, приводах металло- и деревообрабатывающих станков и др.

К сожалению, существующие конструкции МСХ недостаточно надежны и долговечны и во многих случаях лимитируют надежность привода в целом. Так, недостаточная долговечность МСХ сдерживает, например, применение инерционных автоматических бесступенчатых механических передач [5], имеющих ряд преимуществ по сравнению с другими передачами.

В большинстве известных конструкций МСХ весь вращающий момент передается через заклинивающие звенья — шарики, ролики, эксцентрики, собачки, сухари, клинья и другие элементы, работа которых при больших нагрузках может стать причиной снижения долговечности МСХ. Поэтому автором был предложен МСХ релейного типа [6], в котором через заклинивающие звенья передается небольшая часть вращающего момента, основной вращающий момент передается через элементы, имеющие высокую долговечность. Релейный МСХ позволяет снизить нагрузки на слабые заклинивающие элементы в десятки и сотни раз по сравнению с известными МСХ [7, 8], а его применение

(Окончание статьи. Начало см. на стр. 30)

ги состоят в уступке по второму и последующим критериям. Таким образом, находится компромиссное решение, у которого все критерии достигают максимума или близки к нему, не выходя за пределы, установленные уступкой области. Если по условиям задачи необходимо минимизировать тот или иной критерий, то, не нарушая общности, можно изменить его знак [5].

Отметим, что существует фундаментальная теоретическая база для расчета пьезоактюаторов и тепловых трубок, а также машинные приложения в виде МКЭ, МКО и МПКА. Применение МКЭ для расчета элементов пьезоактюаторов сокращает время проектирования, снижает трудоемкость решаемой задачи и повышает качество изделия.

Использование тепловых трубок повышает точность и производительность выполнения технологических процессов, а применение методов теории принятия решений ускоряет постановку изделия на производство с учетом экономических и производственных критериев, что повышает эффективность производства.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Ивашов Е. Н., Федотов К. Д.** Особенности проектирования многокоординатных пьезоактюаторов // Междунар. журнал экспериментального образования. 2013. № 10. Ч. 2. С. 346—348.

2. **Ершов В. С., Ивашов Е. Н., Федотов К. Д.** Расчет пьезоактюаторов методом конечных элементов // Успехи современного естествознания. 2014. № 1. С. 45—47.

3. **Ивашов Е. Н., Федотов К. Д.** Применение тепловых трубок в туннельной микроскопии // XII междунар. науч.-техн. конф. "Фундаментальные проблемы радиоэлектронного приборостроения". 2013. М.: МИРЭА, 2013. Ч. 3. С. 194—197.

4. **Сорокин А. Д.** Тепловые трубки и применение технологий на их основе для охлаждения узлов компьютеров и радиоаппаратуры // Компьютер и не только. 2008. URL: http://www.electrosad.ru/Ohlajd/Coolttl.htm

5. **Информационные** технологии в проектировании объектов электронного машиностроения / В. А. Васин, А. С. Вишневский, Е. Н. Ивашов, С. В. Степанчиков // Информационная технология в проектировании пластин плотной записи для накопителей на жестких магнитных дисках: Монография. Кн. 1. М.: НИИ ПМТ, 2010. 227 с.

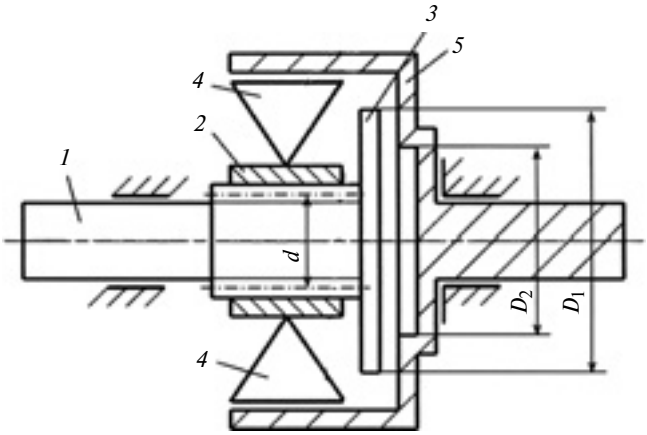


Рис. 1. Схема МСХ релейного типа:
D_1 и D_2 — наружный и внутренний диаметры фрикционных поверхностей звеньев *3* и *5*; *d* — средний диаметр винтовой поверхности

в инерционных передачах и других машинах значительно повысить работоспособность привода. Поэтому создание научно обоснованной методики расчета и проектирования таких МСХ будет способствовать более широкому их внедрению в приводах машин различного назначения.

Работа релейного МСХ аналогична работе электрического реле, в котором через слабую электрическую цепь проходит лишь малый ток, но это приводит к срабатыванию основной электрической цепи, передающей основной поток энергии.

На рис. 1 приведена одна из схем МСХ релейного типа. На ведущем валу *1*, установленном с помощью передачи винт—гайка во внутренней обойме *2*, закреплен фрикционный диск *3*. Заклинивающие элементы *4* взаимодействуют с наружной обоймой *5*, связанной с ведомым валом. Ведущий *1* и ведомый валы вращаются независимо друг от друга, если угловая скорость ведущего вала меньше угловой скорости ведомого вала или валы вращаются в противоположных направлениях. При этом крутящий момент с ведущего вала на ведомый не передается. При угловой скорости ведущего вала, равной угловой скорости ведомого вала, элементы *4* заклиниваются и крутящий момент передается с ведущего вала *1* через обойму *2*, элементы *4* и обойму *5* на ведомый вал. Момент сопротивления на обойме *2* вызовет вращение ведущего вала относительно внутренней обоймы. Так как ведущий вал и внутренняя обойма взаимодействуют через передачу винт—гайка, в результате вращения ведущий вал сместится в осевом направлении в сторону внутренней торцевой поверхности обоймы *5* до фрикционного контакта с ней поверхности диска *3*, т. е. крутящий момент с ведущего вала на ведомый будет передаваться не только через заклинивающие элементы, но и через эти поверхности.

При угловой скорости ведущего вала меньше угловой скорости наружной обоймы элементы *4* расклинятся и крутящий момент через них передаваться не будет. При этом прекратится действие осевой силы на ведущий вал со стороны внутренней обоймы *2*. Поверхность фрикционного диска *3* отойдет от внутренней торцевой поверхности наружной обоймы *5* и крутящий момент через фрикционные поверхности передаваться не будет. Механизм свободного хода полностью разомкнется.

Несмотря на наличие фрикционного контакта диска *3* и обоймы *5*, релейный МСХ не имеет основного недостатка фрикционной сцепной муфты — больших потерь мощности при пробуксовке фрикционных дисков, вызывающей их нагрев и коробление. Фрикционный контакт диска *3* и обоймы *5* релейного МСХ происходит лишь при равенстве их угловых скоростей. Только при заклинивании МСХ возникает осевая сила, действующая на ведущий вал. Такое преимущество фрикционной дисковой муфты, как способность передавать большие крутящие моменты при контакте поверхностей, а следовательно, при небольших распределенных нагрузках, проявляется в полной мере в МСХ релейного типа. На рис. 2 приведена схема сил, действующих в винтовой паре МСХ.

Рассмотрим выбор основных параметров МСХ релейного типа, содержащего обгонную муфту (обычно роликовую), винтовую передачу (обычно шарико-винтовую) и фрикционную муфту (обычно дисковую), расчеты которых приведены в работах [2, 9, 10]. Необходимо согласовать расчетные параметры, установить их взаимосвязи, правильно выполнить переходные операции. Кроме того, для МСХ релейного типа можно исключить, например, расчет фрикционной муфты на нагрев, поскольку муфта включается и выключается при равных угловых скоростях фрикционных дисков, и проверочный расчет винта на устойчивость, так как на-

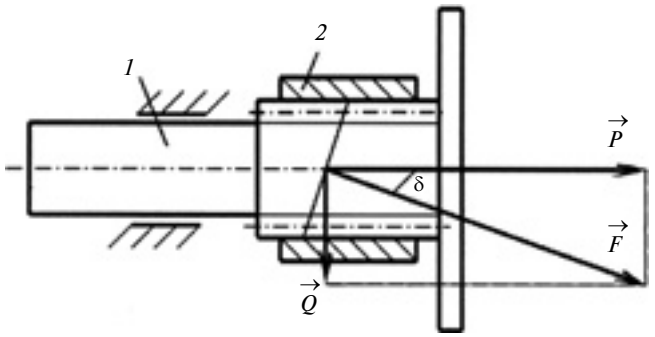


Рис. 2. Схема сил, действующих в винтовой паре:
1 — ведущий вал; *2* — внутренняя обойма МСХ; $\vec{F}$, $\vec{P}$, $\vec{Q}$ — соответственно результирующая, осевая и окружная силы, действующие на ведущий вал со стороны винтовой пары; δ — угол подъема винтовой линии

пряженный в осевом направлении участок винта — короткий. Существуют и другие особенности расчета МСХ релейного типа. Исходной величиной для расчета является максимальный передаваемый момент M, Н · м.

Для релейного МСХ сначала выбирают обгонную муфту. Предпочтение, как правило, отдают роликовой обгонной муфте, отличающейся бесшумной работой, компактной конструкцией, высокой четкостью включения и выключения. Геометрические параметры роликовой обгонной муфты рассчитывают по формулам [11]: $d_р = 0{,}0058\sqrt[3]{M/z}$ — диаметр ролика, м (где z — число роликов); $D_в = 8d_р$ — внутренний диаметр наружной обоймы, м; $D_н = 1{,}25D_в$ — наружный диаметр наружной обоймы, м; $l_р = 1{,}5d_р$ — длина ролика, м; $d_в = 0{,}0043\sqrt[3]{M}$ — диаметр вала ведущей обоймы, м. За исходный средний диаметр d винтовой линии на ведущем валу релейного МСХ принимаем $d_в$.

Через заклинивающие элементы передается момент $M_1 = 0{,}1M$, через фрикционные поверхности — момент $M_2 = 0{,}9M$, что позволяет на порядок разгрузить самые слабые звенья — заклинивающие элементы. Для большей разгрузки заклинивающих элементов следует уменьшить угол подъема винтовой линии, что может значительно увеличить осевую силу при повышении нагрузки на элементы винтовой и фрикционной пар. В большинстве случаев угол подъема винтовой линии не превышает 10°, в качестве исходного можно принять угол подъема, равный 8°.

Определяем окружную $Q = 2M_1/d$ и осевую $P = Q\mathrm{ctg}\delta$ силы.

Шариковинтовую передачу рассчитаем на динамическую грузоподъемность для предупреждения усталостного разрушения (выкрашивания рабочих поверхностей) и на статическую грузоподъемность для предупреждения пластических деформаций [11].

Далее рассчитаем шариковинтовую передачу, для учета влияние точности изготовления которой введем в расчетные формулы коэффициенты $K_т$, $K_{т0}$ и $K_{тR}$ (табл. 1). Вероятность P безотказной работы учитывается коэффициентом $K_р$, значения которого при $P > 90$ % приведены ниже:

P, %	90	95	96	97	98	99	99,5	99,9
$K_р$	1,0	0,85	0,80	0,75	0,68	0,57	0,46	0,25

Число витков гайки учитывается коэффициентами K_i и K_{i0}, которые приведены ниже:

Число витков	1	2	3	4	5	6
K_i	2,57	1,42	1,0	0,78	0,64	0,55
K_{i0}	3,0	1,5	1,0	0,75	0,6	0,5

Таблица 1

Значения коэффициентов точности

Коэффициент	Класс точности по ОСТ 2 Р31-4—88					
	П1; Т1	П3; Т3	П5; Т5	П7; Т7	Т9	Т10
$K_т$	1,0	0,98	0,95	0,9	0,85	0,8
$K_{т0}$	1,0	0,95	0,9	0,85	0,8	0,7
$K_{тR}$	1,2	1,1	1,0	0,95	—	—

Наиболее часто применяют трехвитковую гайку. Снижение динамической и статистической грузоподъемностей при твердости поверхности качения ниже 61 $HRC_э$ учитывается коэффициентами $K_H = (HRC_э/61)^3$; $K_{H0} = (HRC_э/61)^{4,4}$.

Обычно гайки шариковинтовых передач изготовляют из сталей 9ХС, ШХ15 и 18ХГТ; винты — из сталей ХВГ, 8ХФ и 20Х3МВФ. Рабочие поверхности закаливают до твердости $\geqslant 61$ $HRC_э$. Влияние материалов винта и гайки на сопротивление контактной усталости учитывается коэффициентом $K_м$. Для материалов, полученных обычной плавкой $K_м = 1$; электрошлаковым переплавом — $K_м = 1{,}4$; вакуумным переплавом — $K_м = 1{,}7$.

Для расчета динамической и статистической грузоподъемностей вводятся корректирующие коэффициенты K и K_0:

$$K = K_т K_р K_H K_м / K_i;$$

$$K_0 = K_{т0} K_{H0} / K_i.$$

Определяем базовую динамическую грузоподъемность по формуле $C_{A\min} = 1{,}25P/K$. По табл. 2 выбираем шариковинтовую передачу, удовлетворяющую условию $C_A \geqslant C_{A\min}$, и проверяем выполнение условия на контактную статистическую прочность.

Определяем базовую статическую грузоподъемность по формуле $C_{0A\min} = P/K_0$. Статическая контактная прочность обеспечивается при условии $C_{0A} \geqslant C_{0A\min}$.

Зная типоразмер шариковинтовой передачи, находим угол подъема винтовой линии и сравниваем его с принятым для расчета исходным значением. Сравниваем также полученное значение диаметра d с его исходным значением. При значительном расхождении хотя бы одного из этих параметров полученные расчетные размеры необходимо уточнить, приняв их за исходные, и повторить расчет методом итерации.

Диаметр d шарика выбираем по табл. 3. Внутренний и наружный диаметры резьбы определяем соответственно по формулам: $d_в = d - 1{,}0212d_ш$ и $d_н = d - 0{,}35d_ш$.

Показателем долговечности шариковинтовой передачи служит ее ресурс — наработка до предельного состояния, выраженная в миллионах оборотов (L) или в часах ($L_ч$): $L = (C_A/P)^3$; $L_ч = 10^6(L/60n)$, где n — частота вращения винта, мин$^{-1}$.

Учитывая знакопеременный характер вращения винта в инерционной передаче с относительно малой амплитудой, можно принять $n = (0{,}2 \div 0{,}5)n_{в.в}$, где $n_{в.в}$ — частота вращения ведущего вала импульсного механизма.

Таблица 2

Основные характеристики шариковинтовой передачи

Типоразмер $d \times h$, мм	Грузоподъемность, Н	
	статическая C_{0A}	динамическая C_A
16 × 2,5	9600	5000
25 × 5	28 100	16 580
25 × 10	48 800	46 400
32 × 5	37 500	17 710
32 × 10	65 000	49 800
40 × 5	49 400	19 170
40 × 6	56 400	23 700
40 × 10	85 900	54 700
50 × 5	62 800	20 640
50 × 10	112 500	57 750
50 × 12	119 900	65 400
63 × 10	149 700	62 030
80 × 10	197 700	66 880
80 × 20	297 600	143 400
100 × 10	251 100	71 840
100 × 20	386 400	151 800
125 × 20	729 000	278 000

Таблица 3

Основные характеристики шариковинтовой передачи

d, мм	h, мм	$d_ш$, мм
25	5 10	3 6
32	5 10	3 6
40	5 6 10	3 3,5 6
50	5 10 12	3 6 7
63	10	6
80	10 20	6 10
100	10 20	6 10

При удовлетворительных значениях ресурса, динамической и статической грузоподъемностей полученные размеры шариковинтовой передачи принимаются в качестве расчетных. При получении неудовлетворительного значения хотя бы одного из параметров размеры передачи изменяют до выполнения проверок всех критериев работоспособности.

Далее рассчитаем фрикционную пару. За расчетный принимаем момент $M_ф = K_{сц}M_2 = 0{,}9K_{сц}M$, где $K_{сц}$ — коэффициент запаса сцепления, как правило, $K_{сц} \in [1{,}2;\ 1{,}5]$.

Приведенный радиус находим по формуле $R_{пр} = M_ф/Pf$, где f — коэффициент трения, как правило, $f \in [0{,}1;\ 0{,}4]$. Более точные значения коэффициента f, который зависит от материалов фрикционной пары и условий ее работы, можно найти в справочниках. Зная $R_{пр}$, проверяем выполнение условия $R_{пр} < D_н/2$. Невыполнение условия показывает, что размеры фрикционных дисков значительно больше радиальных размеров обгонной муфты.

Соотношение диаметров рабочей части дисков обычно составляет $D_2/D_1 \in [0{,}5;\ 0{,}8]$, что соответствует отношению ширины рабочей части дисков к среднему диаметру $\xi \in [1/9;\ 1/3]$, как правило, принимают $\xi = 1/4$. Определяем наружный диаметр $D_1 = 2R_{пр}(1 + \xi)$, ширину рабочей части $b_ш = 2R_{пр}\xi$ и внутренний диаметр $D_2 = D_1 - 2b_ш$ дисков.

Распределенную нагрузку рассчитаем по формуле

$$p = \frac{12M_ф}{\pi(D_1^3 - D_2^3)f} \leqslant [p]. \qquad (1)$$

Как правило, принимают $[p] \in (0{,}7 \div 0{,}8)$, Н/мм^2.

Если проверка на распределенную нагрузку не выполняется, необходимо увеличить рабочий фрикционный контакт или ввести дополнительное число $z_ф$ пар трущихся поверхностей для выполнения условия (1).

Рассмотрим пример расчета МСХ релейного типа с максимальным передаваемым моментом 50 Н · м.

По приведенным выше формулам определяем параметры роликовой обгонной муфты с четырьмя роликами: $d_р = 0{,}01346$ м $\approx 0{,}14$ м (округляем до бóльшего значения); $D_в = 0{,}112$ м; $D_н = 0{,}14$ м; $l_р = 0{,}021$; $d_в \approx 0{,}016$ м.

Исходный средний диаметр винтовой линии на ведущем валу релейного МСХ принимаем $d = d_в = 0{,}016$ м.

Определяем моменты $M_1 = 5$ Н · м и $M_2 = 45$ Н · м.

Исходный угол подъема винтовой линии принимаем равным 8°.

Определяем окружную $Q = 625$ Н и осевую $P = 4447$ Н силы.

Рассчитаем шариковинтовую пару. Для винта выбираем сталь ХВГ, для гайки (внутренняя обойма) — сталь 9ХС. Плавка обычная, поэтому $K_м = 1$. Твердость закалки не меньше 61 $HRC_э$. Принимаем коэффициенты $K_H = 1$ и $L_{H0} = 1$. При $P = 95$ % выбираем $K_р = 0{,}85$.

Класс точности шариковинтовой пары соответствует П3 и Т3 по ОСТ 2 Р31-4—88, тогда коэффициенты точности (см. табл. 1) будут $K_т = 0{,}98$ и $K_{т0} = 1$. Обычно выбирают трехвитковую гайку, поэтому коэффициенты $K_i = 1$ и $K_{i0} = 1$.

Определяем корректирующие коэффициенты: $K = 0{,}833$ и $K_0 = 0{,}95$.

Определяем базовую динамическую грузоподъемность $C_{A\min} \approx 6673$ Н. По табл. 2 выбираем ближайшее бóльшее значение $C_A = 16\,580$ Н. Следовательно, типоразмер передачи будет 25 × 5.

Определяем базовую статическую грузоподъемность $C_{A\min} \approx 4681$ Н. Для выбранных параметров шариковинтовой передачи выполним проверку на статическую грузоподъемность согласно условию $C_{0A} = 28\,100$ Н $\geqslant C_{0A\min} = 4681$ Н (см. табл. 2).

Найдем угол подъема винтовой линии $\delta = \operatorname{arctg}(h/\pi d) \approx 4°$, который примерно в 2 раза меньше исходного значения.

От исходного отличается и значение диаметра d. Поэтому повторяем расчет винтовой пары, приняв за исходные полученные значения, при этом значения вспомогательных и корректирующих коэффициентов остаются прежними.

По новому расчету получаем: окружную $Q = 400$ Н и осевую $P \approx 5720$ Н силы; базовые динамическую $C_{A\min} \approx 8583$ Н и статическую $C_{0A\min} \approx 6021$ Н грузоподъемности.

По табл. 2 выбираем шариковинтовую передачу типоразмера 25×5, так как для нее ближайшие значения $C_A = 16\,580$ Н и $C_{0A} = 28\,100$ Н соответствуют требуемым условиям: $C_A = 16\,580$ Н $\geqslant C_{A\min} = 8583$ Н; $C_{0A} = 28\,100$ Н $\geqslant C_{0A\min} = 6021$ Н.

Повторный расчет имеет смысл, так как дает более точное значение осевой силы, необходимое для правильного расчета фрикционной пары.

По табл. 3 находим $d_ш = 3$ мм, тогда внутренний и наружный диаметры: $d_в = 21{,}936$ мм и $d_н = 23{,}95$ мм.

Рассчитаем ресурс шариковинтовой передачи при $n = 300$ мин$^{-1}$: $L = 2435 \cdot 10^4$ или $L_ч \approx 1353$ ч.

При расчете фрикционной пары принимаем коэффициент $K_{сц} = 1{,}2$ и коэффициент трения $f = 0{,}2$. Определяем расчетный момент и приведенный радиус: $M_ф = 54$ Н и $R_{пр} \approx 0{,}047$ м. Проверяем выполнение условия $R_{пр} < D_н/2$: $0{,}047 < 0{,}07$.

Отношение ширины рабочей части дисков к среднему диаметру принимаем $\xi = 1/4$, тогда наружный диаметр $D_1 \approx 0{,}12$ м.

Так как $D_1 = 0{,}12 < D_н = 0{,}14$, то, следовательно, фрикционная пара впишется в радиальный размер обгонной муфты.

Определяем ширину рабочей части дисков $b_ш = 0{,}0235$ м и внутренний диаметр $D_2 = 0{,}073$ м.

Проверяем по формуле (1) условие $[p] = 0{,}8$ Н/мм^2, получаем $p = 0{,}77 \leqslant 0{,}8$ Н/мм^2. При меньшем значении $[p]$ распределенную нагрузку p можно снизить, увеличив ширину рабочей части фрикционных дисков.

Таким образом, расчет показал, что при использовании МСХ релейного типа нагрузки на заклинивающие элементы (ролики) снижаются на порядок по сравнению с нагрузками в исходной роликовой обгонной муфте, при этом их габаритные размеры практически остаются равными.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Леонов А. И.** Микрохраповые механизмы свободного хода. М.: Машиностроение, 1982. 219 с.
2. **Мальцев В. Ф.** Роликовые механизмы свободного хода. М.: Машиностроение, 1968. 415 с.
3. **Кропп А. Е.** Новые обгонные муфты и области их применения // Вестник машиностроения. 2005. № 6. С. 8—12.
4. **Шарков О. В.** Эксцентриковые механизмы свободного хода фрикционного типа. Калининград: Изд-во ФГОУ ВПО "КГТУ", 2011. 206 с.
5. **Леонов А. И.** Инерционные автоматические трансформаторы вращающего момента. М.: Машиностроение, 1978. 224 с.
6. **Пат. 57440 Рос. Федерации:** МПК F41 A 3/00, F16 D 41/00. Механизм свободного хода релейного типа.
7. **Алюков С. В.** Механизмы свободного хода релейного типа // Тяжелое машиностроение. 2010. № 12. С. 34—37.
8. **Алюков С. В.** Динамика механизма свободного хода релейного типа // Научное пространство Европы: сб. матер. VIII Междунар. науч.-практ. конф. Przemysl, Poland: Nauka i studia. 2012. V. 37. С. 65—69.
9. **Гулиа Н. В., Клоков В. Г., Юрков С. А.** Детали машин. М.: Издательский центр "Академия", 2004. 416 с.
10. **Поляков В. С., Барбаш И. Д., Ряховский О. А.** Справочник по муфтам. Л.: Машиностроение, 1974. 352 с.
11. **Анурьев В. И.** Справочник конструктора-машиностроителя в 3-х т. М.: Машиностроение, 2001. Т. 1. 730 с, Т. 2. 560 с, Т. 3. 576 с.

УДК 621.83.061

А. В. КАДАНОВ (Ковровская ГТА им. В. А. Дегтярёва), e-mail: kadanoff@mail.ru

Метод построения ряда межосевых расстояний зубчатых передач внешнего зацепления

Представлен метод построения ряда межосевых расстояний для зубчатых передач внешнего зацепления, позволяющий минимизировать их число.

Ключевые слова: редуктор, зубчатые колеса, межосевое расстояние, коэффициенты смещения.

The method of construction of row of center-to-center distances for gear drives of external gears, allowing minimizing their number, is presented.

Keywords: reducer, gear wheels, center-to-center distance, shifting coefficient.

Зубчатые передачи давно применяются в редукторах, коробках передач и других преобразователях вращательного движения. Несомненное их достоинство — простота и надежность при эксплуатации. Стандартизация зубчатых колес позволяет любому предприятию использовать их в своих изделиях. Если принять стоимость изготовления редуктора за 100 %, то стоимость зубчатых колес составляет 40÷70 %, а 30÷60 % — это стоимость корпуса и стандартных комплектующих.

Ограниченная номенклатура зубчатых колес и корпусов увеличивает серийность изготовления, появляется возможность на практике реализовать результаты исследований, связанных с повышением их прочности и точности. Использование стандартных рядов зубчатых колес и межосевых расстояний позволяет значительно уменьшить номенклатуру составных частей, сократить сроки их разработки и снизить стоимость новых изделий.

В работе [1] приведена методика подбора пар чисел зубьев для уменьшения номенклатуры составных частей. Рассмотрим следующий пример: минимальное передаточное число $u_{\min} = 1{,}8$, максимальное — $u_{\max} = 8$; минимальное число зубьев шестерен и колес — 17, максимальное — 150; относительная погрешность — 6 %. Ряд передаточных чисел для этой погрешности представлен в табл. 1.

Необходимое число n_z зубчатых шестерен и колес определим по формуле работы [1]: $n_z = \dfrac{k}{n_{z2}} + n_{z2}$, где $k = 26$ — число членов ряда; $n_{z2} = 5$ — минимальное число зубчатых колес при относительной погрешности 6 %. Получаем $n_z = 10{,}2$, принимаем минимальное число зубчатых шестерен и колес, равное 11, так как $n_z > 10$.

Согласно методу "горизонтальных" прямых в зависимости от выбранной опорной точки можно построить разные ряды пар шестерен и колес. Рассмотрим возможные варианты при модуле $m = 1$ мм (табл. 2). В обоих вариантах использовано по пять пар шестерен и колес с числом межосевых расстояний 26 (число комбинаций). Первые передаточные числа учитывают шестерни, которые используются один раз, так как минимальное число зубчатых шестерен и колес равно 11. Фактические передаточные числа $u_ф$ от теоретических $u_т$ отличаются не более, чем на 6 %. Диапазон межосевых расстояний для первого варианта $a_w = 32{,}5 \div 86$ мм, для второго — $a_w = 29{,}5 \div 74{,}5$ мм, т. е. для второго варианта он меньше.

В работе [2] рассматривается выбор базового ряда межосевых расстояний, позволяющий получать разные передаточные числа при одном и том же межосевом расстоянии путем коррегирования зубчатых колес.

С целью уменьшения ряда межосевых расстояний и определения возможных коэффициентов смещения для разных пар зубчатых колес была разработана компьютерная программа, интерфейс которой представлен на рисунке. Разработчик задает числа зубьев шестерни z_1 и колеса z_2, ширину зубчатого венца шестерни b_1 и колеса b_2, модуль m и шаг P для перебора коэффициентов смещения шестерни (x_1) и колеса (x_2) с учетом угла наклона зубьев и коэффициента для расчета нормальной толщины зубьев.

Таблица 1

Передаточное число *u* для комбинации зубчатых колес												
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
1,8	1,908	2,022	2,144	2,272	2,409	2,553	2,707	2,869	3,041	3,224	3,417	3,622
14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26
3,839	4,07	4,314	4,573	4,848	5,138	5,446	5,773	6,119	6,486	6,876	7,288	7,725

Таблица 2

Комбинация зубчатых колес	Первый вариант						Второй вариант					
	z_1	z_2	a_w, мм	$u_ф$	$u_т$	Погрешность, %	z_1	z_2	a_w, мм	$u_ф$	$u_т$	Погрешность, %
1	24	46	35	1,9	1,8	5,2	22	42	32	1,9	1,8	5,3
2	23	46	34,5	2	1,908	4,6	21	42	31,5	2	1,908	4,6
3	22	46	34	2,1	2,022	3,7	20	42	31	2,1	2,022	3,7
4	21	46	33,5	2,2	2,144	3,9	19	42	30,5	2,2	2,144	2,5
5	20	46	33	2,3	2,272	1,2	18	42	30	2,3	2,272	1,2
6	19	46	32,5	2,4	2,409	0,4	17	42	29,5	2,5	2,409	3,6
7	23	62	42,5	2,7	2,553	5,4	21	56	38,5	2,7	2,553	5,4
8	22	62	42	2,8	2,707	3,3	20	56	38	2,8	2,707	3,4
9	21	62	41,5	3	2,869	4,4	19	56	37,5	2,9	2,869	1,1
10	20	62	41	3,1	3,041	1,9	18	56	37	3,1	3,041	1,9
11	19	62	40,5	3,3	3,224	2,3	17	56	36,5	3,3	3,224	2,3
12	23	83	53	3,6	3,417	5,1	21	76	48,5	3,6	3,417	5,1
13	22	83	52,5	3,8	3,622	4,6	20	76	48	3,8	3,622	4,7
14	21	83	52	4	3,839	4	19	76	47,5	4	3,839	4
15	20	83	51,5	4,2	4,070	3,1	18	76	47	4,2	4,070	3,1
16	19	83	51	4,4	4,314	2	17	76	46,5	4,5	4,314	4,1
17	23	111	67	4,8	4,573	4,7	21	101	61	4,8	4,573	4,7
18	22	111	66,5	5	4,847	3,1	20	101	60,5	5,1	4,847	5
19	21	111	66	5,3	5,138	3,1	19	101	60	5,3	5,138	3,1
20	20	111	65,5	5,6	5,446	2,8	18	101	59,5	5,6	5,446	2,8
21	19	111	65	5,8	5,773	0,5	17	101	59	5,9	5,773	2,2
22	23	149	86	6,5	6,119	5,9	21	128	74,5	6,1	6,119	0,3
23	22	149	85,5	6,8	6,486	4,6	20	128	74	6,4	6,486	1,3
24	21	149	85	7,1	6,876	3,2	19	128	73,5	6,7	6,876	2,6
25	20	149	84,5	7,5	7,288	2,8	18	128	73	7,1	7,288	2,6
26	19	149	84	7,8	7,725	1	17	128	72,5	7,5	7,725	2,9

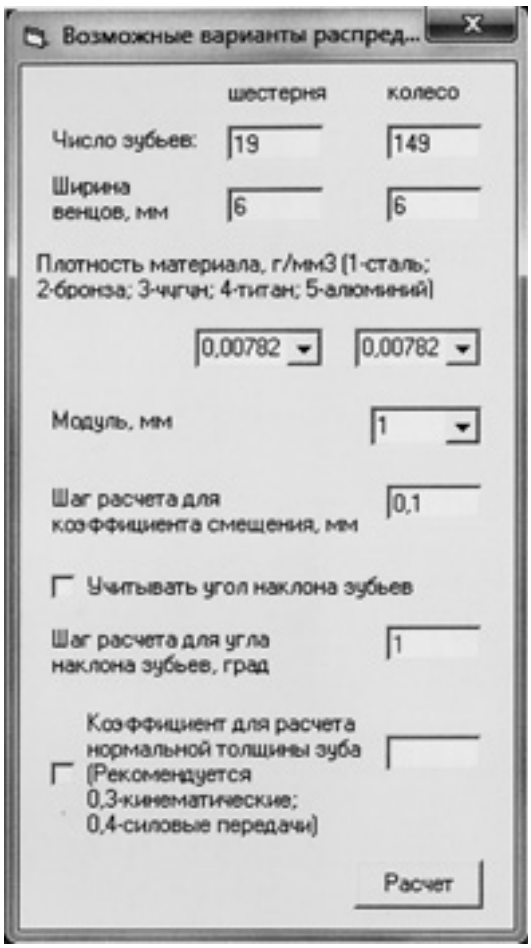


Таблица 3

Комбинация зубчатых колес	z_1	z_2	x_1	x_2	a_w, мм
1	19	149	0,988711	−2,2148445	82,5765915
2	19	149	0,988711	−1,2148445	83,5651245
3	19	149	0,988711	−0,7148445	84,07341
4	19	149	0,588711	−0,6148445	83,9738922
5	19	149	0,788711	−0,6148445	84,07341
6	19	149	0,888711	−0,6148445	84,07341
7	19	149	0,088711	−0,5148445	83,5651245
8	19	149	0,488711	−0,5148445	83,9738922
9	19	149	0,588711	−0,5148445	84,07341
10	19	149	0,688711	−0,5148445	84,07341
11	19	149	0,788711	−0,5148445	84,07341
12	19	149	0,888711	−0,5148445	84,07341
13	19	149	−0,01129	−0,4148445	83,5651245
14	19	149	0,888711	−0,4148445	83,5651245
15	19	149	0,388711	−0,4148445	83,9738922
16	19	149	0,488711	−0,4148445	84,07341
17	19	149	0,588711	−0,4148445	84,07341
18	19	149	0,688711	−0,4148445	84,07341
19	19	149	0,788711	−0,4148445	84,07341
20	19	149	−0,11129	−0,3148445	83,5651245
21	19	149	−0,01129	−0,3148445	83,5651245
22	19	149	0,088711	−0,3148445	83,5651245
23	19	149	0,288711	−0,3148445	83,9738922
24	19	149	0,388711	−0,3148445	84,07341
25	19	149	0,488711	−0,3148445	84,07341
26	19	149	0,588711	−0,3148445	84,07341
27	19	149	0,688711	−0,3148445	84,07341
28	19	149	0,788711	−0,3148445	84,07341
29	19	149	0,188711	−0,2148445	83,9738922
30	19	149	0,288711	−0,2148445	84,07341

Примечание. Модуль $m = 1$ мм.

Таблица 4

x_2	Межосевое расстояние a_w, мм, при x_1, мм											
	−0,1	0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1
−0,7												84,1
−0,6								84		84,1	84,1	
−0,5			83,6				84	84,1	84,1	84,1	84,1	
−0,4		83,6	83,6			84	84,1	84,1	84,1	84,1		
−0,3	83,6	83,6	83,6		84	84,1	84,1	84,1	84,1	84,1		
−0,2				84	84,1	84,1	84,1	84,1	84,1			84,6
−0,1			84	84,1	84,1	84,1	84,1	84,1		84,6	84,6	
0		84	84,1	84,1	84,1	84,1	84,1	84,6	84,6	84,6	84,6	
0,1	84	84,1	84,1	84,1	84,1	84,1	84,6	84,6	84,6	84,6		
0,2	84,1	84,1	84,1	84,1	84,1	84,6	84,6	84,6	84,6			
0,3					84,6	84,6	84,6	84,6	84,9			
0,4				84,6	84,6	84,6	84,6	84,9	85			
0,5			84,6	84,6	84,6	84,6	84,9	85	85,1			
0,6		84,6	84,6	84,6	84,6	84,9	85	85,1	85,2			85,4
0,7	84,6	84,6	84,6	84,6	84,9	85	85,1	85,2	85,3	85,4	85,4	
0,8				84,9	85	85,1	85,2	85,3	85,4	85,4	85,4	
0,9			84,9	85	85,1	85,2	85,3	85,4	85,4	85,4		
1		84,9	85	85,1	85,2	85,3	85,4	85,4	85,4		85,7	
1,1	84,9	85	85,1	85,2	85,3	85,4	85,4	85,4	85,4	85,7	85,8	
1,2	85	85,1	85,2	85,3	85,4	85,4	85,4	85,4	85,7	85,8	85,9	85,9
1,3	85,1	85,2	85,3	85,4	85,4	85,4	85,4	85,7	85,8	85,9	85,9	
1,4	85,2	85,3	85,4	85,4	85,4	85,4	85,7	85,8	85,9	85,9		
1,5	85,3	85,4	85,4	85,4	85,4	85,7	85,8	85,9	85,9	85,9		
1,6	85,4	85,4	85,4	85,4	85,7	85,8	85,9	85,9	85,9			86,3
1,7				85,7	85,8	85,9	85,9	85,9			86,3	
1,8			85,7	85,8	85,9	85,9	85,9			86,3		
1,9		85,7	85,8	85,9	85,9	85,9	85,9		86,3	86,3		
2	85,7	85,8	85,9	85,9	85,9	85,9		86,3	86,3			
2,1	85,8	85,9	85,9	85,9	85,9		86,3	86,3				
2,2						86,3	86,3					
2,3					86,3	86,3	86,3					
2,4				86,3	86,3	86,3						
2,5									86,8			
2,6								86,8				

Примечание. Модуль m = 1 мм, z_1 = 19, z_2 = 149.

Программа работает следующим образом. После запуска расчета программа перебирает все возможные значения коэффициентов смещения от −5 до 5 с шагом P и определяет межосевые расстояния a_w при этих коэффициентах. Проверяют: отсутствие подрезания и интерференции зубьев, нормальную толщину зуба у вершины и коэффициент перекрытия. Фрагмент результатов расчета программы представлен в табл. 3 (приведены 30 из 365 возможных комбинаций чисел зубьев колеса и шестерни данного модуля) для пары шестерня — колесо: z_1 = 19; z_2 = 149; m = 1 мм. По данной программе для каждой пары шестерня — колесо строим таблицу межосевых расстояний при возможных коэффициентах смещения, фрагмент которой приведен в табл. 4 при z_1 = 19; z_2 = 149; m = 1 мм. Видно, что при данных значениях z_1, z_2 и m межосевое расстояние изменяется от 83,6 до 86,8 мм.

Диапазоны возможных межосевых расстояний при других числах зубьев шестерни представлены в табл. 5, из которой видно, что для всех комбинаций межосевое расстояние имеет приблизительно одинаковое значение. Анализ показал, что и при других числах зубьев колес минимально возможное число межосевых расстояний также равно одному (табл. 6).

Результаты расчетов показали, что для рассмотренных вариантов рядов пар шестерен и колес минимально возможное число межосевых расстояний равно 5, т. е. на 81 % меньше исходного. При других модулях минимальное число межосевых расстояний также не изменяется.

Таким образом, при уменьшении ряда межосевых расстояний становится возможным проекти-

Таблица 5

Комбинация зубчатых колес	z_1	z_2	Диапазон a_w, мм
1	19	149	83,6÷86,8
2	20	149	83÷87,2
3	21	149	83,7÷88
4	22	149	85÷88,1
5	23	149	84,9÷88,8

Таблица 6

Комбинация зубчатых колес	z_1	z_2	a_w, мм	x_1, мм	x_2, мм	Комбинация зубчатых колес	z_1	z_2	a_w, мм	x_1, мм	x_2, мм
1	24	46	34	0,81	−1,689	14	21	83	52	0,66	−0,66
2	23	46	34	0,02	−0,491	15	20	83	52	0,67	−0,152
3	22	46	34	0,69	−0,69	16	19	83	52	0,76	0,3094
4	21	46	34	0,72	−0,193	17	23	111	67	0,72	−0,72
5	20	46	34	0,88	0,224	18	22	111	67	0,72	−0,206
6	19	46	34	0,85	0,8775	19	21	111	67	0,79	0,2644
7	23	62	42	0,02	−0,497	20	20	111	67	0,92	0,7004
8	22	62	42	0,69	−0,69	21	19	111	67	1,06	1,1508
9	21	62	42	0,71	−0,188	22	23	149	86	0,72	−0,72
10	20	62	42	0,83	0,2551	23	22	149	86	0,71	−0,199
11	19	62	42	1,04	0,647	24	21	149	86	0,76	0,2827
12	23	83	52	0,91	−1,833	25	20	149	86	0,86	0,7348
13	22	83	52	0,01	−0,491	26	19	149	86	0,99	1,1765

рование ряда унифицированных корпусов, что позволит сократить сроки и снизить затраты на производство продукции. При создании редукторов на основе унифицированной элементной базы необходимо стремиться к уменьшению номенклатуры всех без исключения составных частей.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Киселёв С. С.** Методы построения рядов зубчатых передач внешнего зацепления. СПб.: СПбГУ ИТМО, 2007. 111 с.
2. **Третьяков В. М.** Групповое проектирование унифицированных редукторов для приборов следящего привода: Дис. ... канд. техн. наук. Владимир, 1987. 242 с.

УДК 532.5

Н. Л. ВЕЛИКАНОВ, С. И. КОРЯГИН, доктора технических наук (Балтийский ФУ им. И. Канта, г. Калининград), В. А. НАУМОВ, д-р техн. наук (Калининградский ГТУ), e-mail: elenalpp@mail.ru.

Гидродинамическое сопротивление решеток и сеток в прямом трубопроводе

Исследовано влияние параметров решеток и сеток на их гидравлическое сопротивление, определяется коэффициент гидравлических потерь.

Ключевые слова: трубопровод, решетка, сетка, гидравлические потери, коэффициент.

The influence of grid and mesh parameters on their hydraulic resistance is investigated; the coefficient of hydraulic losses is determined.

Keywords: pipeline, grid, mesh, hydraulic losses, coefficient.

В различных технических устройствах широко применяют решетки и сетки [1—5]. Например, фильтры с металлическими сетками используют для очистки жидкостей, решетки — для предотвращения попадания относительно крупных предметов в речные водоприемники, а ближе к всасывающим трубам устанавливают сетки для более тонкой механической очистки воды.

При расчете трубопровода потери давления в местном гидравлическом сопротивлении, в том числе в сетке, определяют по формуле

$$\Delta p = \zeta \rho v^2/2,$$

где v — средняя скорость потока перед сеткой; ρ — плотность жидкости; ζ — коэффициент гидравлических потерь в местном сопротивлении.

При этом на сетку действует сила

$$R = \Delta p S = \zeta \rho v^2 S/2, \qquad (1)$$

где S — площадь поперечного сечения канала, в котором установлена сетка.

При расчете обтекания тела силу гидродинамического (лобового) сопротивления определяют по формуле

$$R_x = C_x S \rho v^2/2, \qquad (2)$$

где C_x — коэффициент.

Коэффициенты сопротивления ζ и C_x соответственно в формулах (1) и (2) одинаково значимы. Сопоставим их. Сначала рассмотрим квадратичную (автомодельную) область сопротивления, которая характеризуется высокими числами Рейнольдса.

Коэффициент гидравлических потерь чистых сеток, плетеных из проволоки круглого сечения [1], определяют по формуле

$$\zeta_и = 1{,}3(1 - \omega) + (1 - 1/\omega)^2, \qquad (3)$$

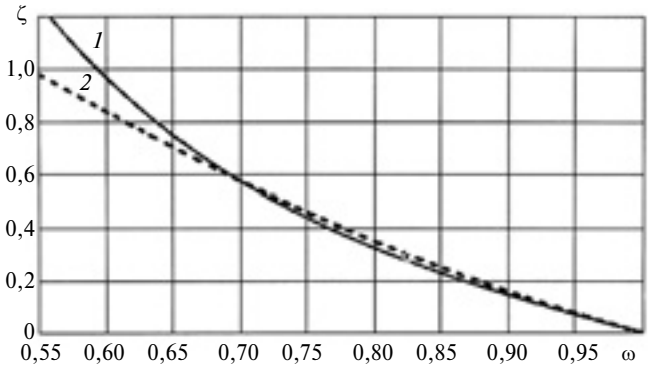


Рис. 1. Зависимости коэффициента ζ от пористости ω:
1 и *2* — расчет соответственно по формулам (3) и (6)

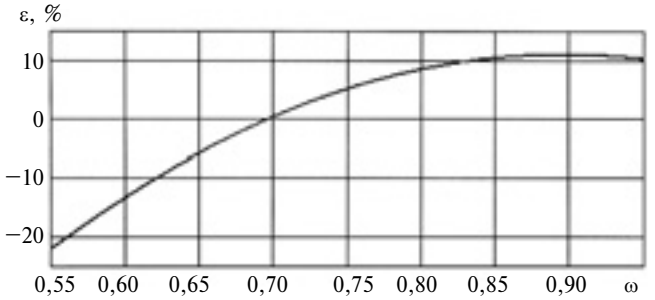


Рис. 2. Относительная погрешность ε коэффициента ζ, рассчитанного соответственно по формулам (3) и (7)

где $\omega = S_0/S$ — пористость сетки; S_0 — суммарная площадь отверстий.

Для плоской рыболовной сети при поперечном обтекании согласно работе [2] имеем:

$$C_x = (1{,}41 + 1{,}7F_0)F_0, \qquad (4)$$

где F_0 — сплошность сети, которая связана с пористостью соотношением:

$$F_0 = 1 - \omega. \qquad (5)$$

Из зависимостей (4) и (5) получим:

$$\zeta_р = 1{,}41(1 - \omega) + 1{,}7(1 - \omega)^2. \qquad (6)$$

Расчет по формулам (3) и (6) дает близкие результаты при большой пористости и существенно разные при небольших значениях ω (рис. 1). При $\omega \to 1$ в обоих случаях получим $\zeta_р = \zeta_и = 1$.

Относительная погрешность расчета коэффициента гидравлических потерь сетки $\varepsilon(\omega) = 100[\zeta_р(\omega) - \zeta_и(\omega)]/\zeta_и(\omega)$.

При $\omega > 0{,}62$ погрешность расчета коэффициента гидравлических потерь решетки ≈10 % (рис. 2), которую можно считать очень низкой, учитывая, что испытания проводили на совершенно разных объектах.

При $\omega \to 0$ формулы (3) и (6) имеют качественное различие: $\zeta_и \to \infty$, а $\zeta_р$ — стремится к конечной величине. В первом случае при уменьшении относительной площади отверстий коэффициент гидравлических потерь сетки в трубе неограниченно возрастает, что и происходит при полном перекрытии проходного сечения трубы, т. е. сеть становится пластиной с конечным коэффициентом сопротивления.

Заметим, что рыболовные сети с малой пористостью не используются, поэтому формула (6) получена на основании испытания сеток пористостью $\omega > 0{,}45$ и не может использоваться для расчета сеток с меньшей пористостью, тогда как сетчатые фильтры имеют небольшую пористость.

Зависимость коэффициента гидравлических потерь сеток, плетеных из проволоки круглого сечения, от числа Рейнольдса определяет формула [1]:

$$\zeta = \begin{cases} \zeta_и \text{ при } \mathrm{Re} > 1000; \\ k(\mathrm{Re})\zeta_и \text{ при } 50 \le \mathrm{Re} \le 1000; \\ \zeta_и + 22/\mathrm{Re} \text{ при } \mathrm{Re} < 50, \end{cases} \qquad (7)$$

где k — поправочный коэффициент.

В работе [1] число Рейнольдса рассчитывали по скорости жидкости в отверстии:

$$\mathrm{Re} = v_0 d/\nu; \quad v_0 = \nu/\omega, \qquad (8)$$

где d — средний диаметр проволоки сетки; ν — коэффициент кинематической вязкости.

Поправочная функция $k(\mathrm{Re})$, приведенная в работе [1], с высокой точностью аппроксимируется экспонентой (рис. 3)

$$k(\mathrm{Re}) = 1{,}00 + 0{,}858\exp(-0{,}0135).$$

На рис. 4 приведены результаты расчета коэффициента ζ гидравлических потерь по формулам (7) с учетом условий (8). В целом математическая модель [1] соответствует законам гидромеханики [3, 4]. При малых числах Рейнольдса коэффициент гидравлических потерь местного сопротивления зависит только от них; при больших — только от безразмерных геометрических параметров местного сопротивления (в данном случае — от пористости сетки); при средних значениях Re — и от того, и от другого. Вместе с тем, при Re = 50 (см. рис. 4) наблюдается конечный разрыв функций, обусловленный не физическими причинами, а выбором аппроксимирующих формул [1].

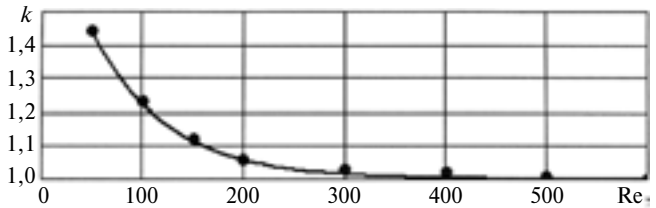


Рис. 3. Поправочная функция *k*(Re)

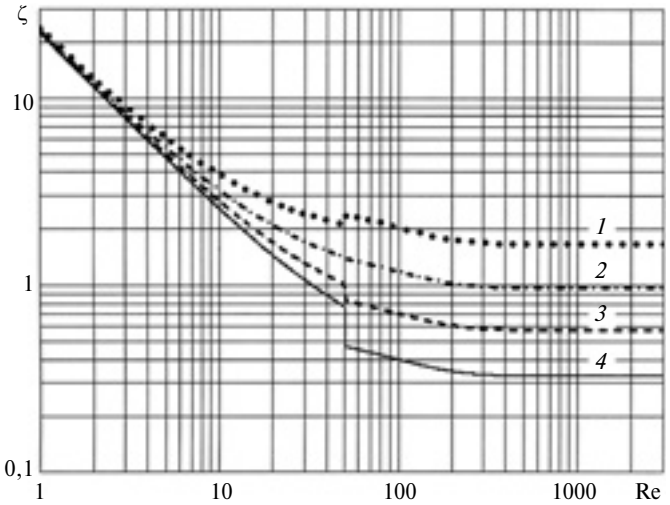


Рис. 4. Зависимости коэффициента ζ от числа Re, рассчитанного по формуле (7) для сеток пористостью ω = 0,5 (*1*); 0,6 (*2*); 0,7 (*3*) и 0,8 (*4*)

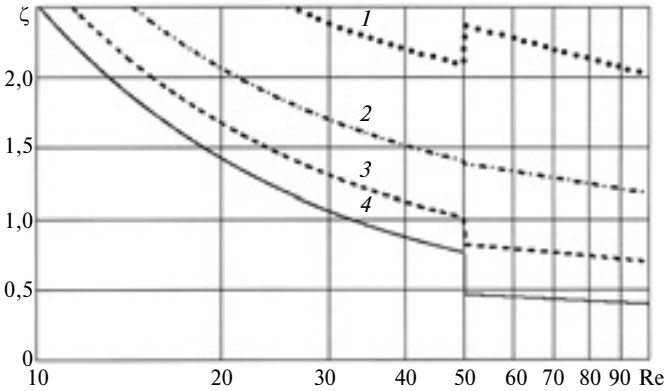


Рис. 5. Зависимости коэффициента ζ от числа Re для сетки пористостью ω = 0,5 (*1*); 0,6 (*2*); 0,7 (*3*) и 0,8 (*4*)

При более подробном рассмотрении проблемы получены зависимости коэффициента гидравлических потерь сетки, рассчитанного по формулам (7), от числа Re, приведенные на рис. 5 в полулогарифмическом масштабе. Установлено, что только для сетки пористостью ω = 0,59 функция k(Re) не имеет разрыва. При других значениях пористости функции имеют конечный разрыв и тем больший, чем больше пористость сетки отличается от ω = 0,59. Следовательно, пользоваться формулами (7) для расчета гидравлических потерь сеток в окрестности Re = 50 не представляется возможным. При численном решении задачи итерационными методами может произойти аварийная остановка компьютерной программы.

Ряд исследователей, например автор работы [5], рекомендуют во всем диапазоне чисел Рейнольдса использовать формулу вида $\zeta = \zeta_{кв} + A/\mathrm{Re}$, где $\zeta_{кв}$ — коэффициент в квадратичной области, зависящий от безразмерных геометрических характеристик местного сопротивления; A/Re — коэффициент при Re < 10. В нашем случае это будет формула

$$\zeta_0 = \zeta_и + 22/\mathrm{Re}. \qquad (9)$$

На рис. 6, *а*—*в*, приведены зависимости коэффициента ζ гидравлических потерь от числа Re для сетки с тремя значениями пористости. Опытные данные, приведенные в работе [5], показали, что в переходной области сопротивления возможно отклонение ζ от линии *2* вниз, но оно не может быть меньше полученного по линейному закону (линия *1*) при данном числе Рейнольдса. Поэтому зависимость *3* на рис. 6, *а*, следует признать противоречащей физическому смыслу. Противоречит

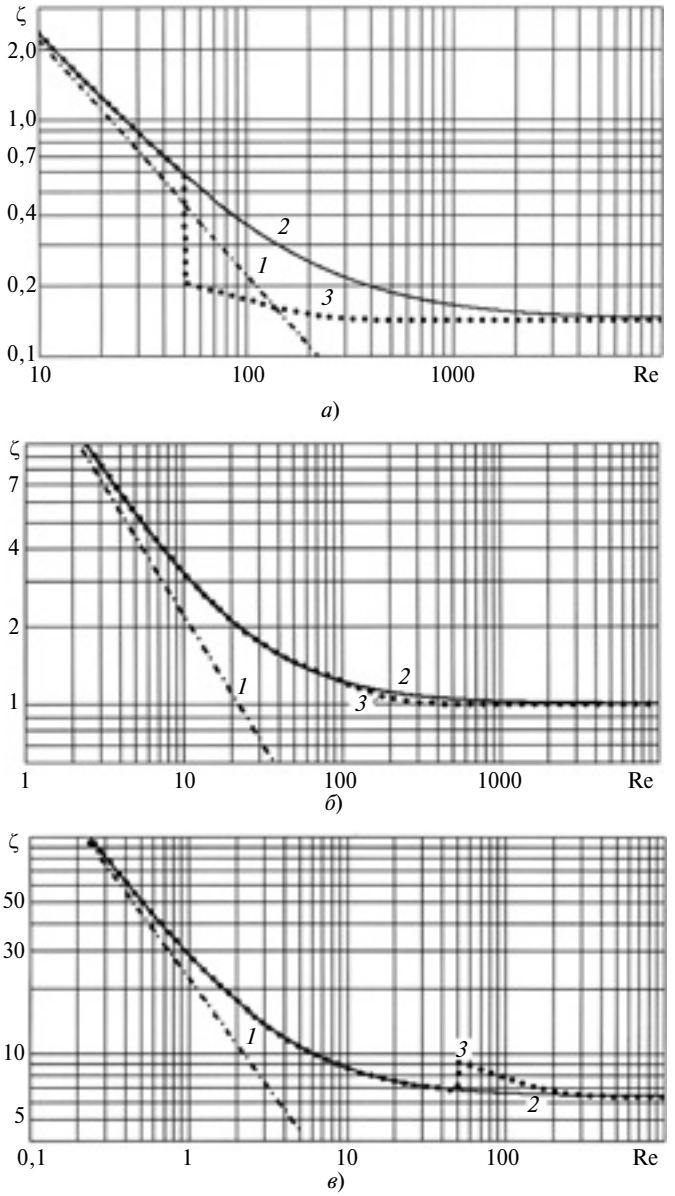


Рис. 6. Зависимости коэффициента ζ от числа Re для сеток пористостью ω = 0,9 (*а*), 0,59 (*б*), 0,3 (*в*), рассчитанного соответственно по формулам:
1 — 22/Re; *2* — (9); *3* — (7)

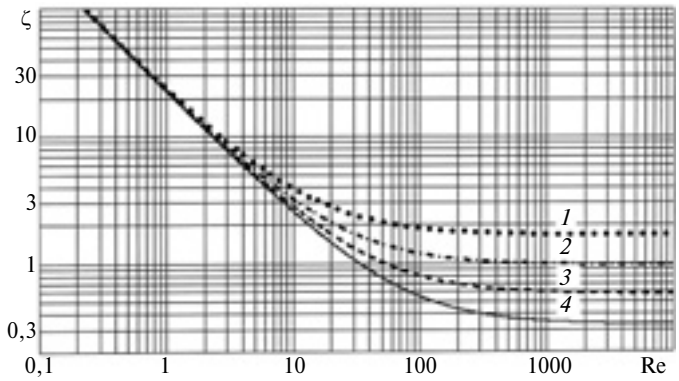


Рис. 7. Зависимости коэффициента ζ от числа Re, рассчитанного по формуле (10) для сеток пористостью ω = 0,5 (*1*); 0,6 (*2*); 0,7 (*3*) и 0,8 (*4*)

опытным данным и отклонение линии *3* от линии *2* вверх (рис. 6, *в*).

Поправка к коэффициенту гидравлических потерь сетки, предложенная в работе [1] при $50 \leqslant \mathrm{Re} \leqslant 1000$, не противоречит опытным данным только для сеток с пористостью, близкой к ω = 0,59 (см. рис. 6, *б*); при этом влияние поправки незначительно и ею можно пренебречь.

Таким образом, во всем диапазоне значений чисел Рейнольдса при пористости $0{,}1 < \omega < 0{,}9$ рекомендуется коэффициент гидравлических потерь сетки рассчитывать по формуле

$$\zeta = 24/\mathrm{Re} + 1{,}3(1 - \omega) + (1 - 1/\omega)^2. \qquad (10)$$

Для сеток с разной пористостью зависимости коэффициента гидравлических потерь от числа Рейнольдса приведены на рис. 7; зависимости *1—4* хорошо согласуются с опытными данными.

Предложенные физические и математические модели позволяют уточнить влияние параметров решеток и сеток на их сопротивление в гидросистемах.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Идельчик И. Е.** Справочник по гидравлическим сопротивлениям. М.: Машиностроение, 1991. 672 с.
2. **Гидродинамические** силы сопротивления сетных частей орудий лова промышленного рыболовства при поперечном обтекании / Н. Л. Великанов, В. А. Наумов, Н. А. Бояринова, А. В. Кикот // Рыбное хозяйство. 2012. № 4. С. 109—111.
3. **Прандтль Л.** Гидроаэромеханика. Ижевск: Регулярная и хаотическая динамика, 2000. 574 с.
4. **Лойцянский Л. Г.** Механика жидкости и газа. М.: Дрофа, 2003. 840 с.
5. **Альтшуль А. Д.** Гидравлические сопротивления. М.: Недра, 1982. 224 с.

УДК 621.43.058.1:621.6.052

К. В. ПЕРМЯКОВ (НПО "Искра", г. Пермь), А. Ф. САЛЬНИКОВ, д-р техн. наук (Пермский национальный исследовательский ПУ), e-mail: pkv724@iskra.perm.ru

Исследование работоспособности выхлопного тракта газоперекачивающего агрегата

Предложено определение работоспособности выхлопного тракта газоперекачивающего агрегата по прохождению звуковой волны, которая образуется при действии динамических нагрузок на стенки тракта, вызванных колебаниями давления в газовом потоке.

Ключевые слова: газоперекачивающий агрегат, выхлопной тракт, динамические нагрузки, звуковая волна.

The method of determination of working capacity of exhaust line of gas-compressor unit basing on propagation of sound wave, which forms at action of dynamic loads on exhaust line webs, caused by pressure vibrations in gas flow, is suggested.

Keywords: gas-compressor unit, exhaust line, dynamic loads, sound wave.

Современные газоперекачивающие станции оснащены системами непрерывного контроля технического состояния отдельных узлов газоперекачивающего агрегата (ГПА) по температуре, давлению, уровню вибраций и др., поэтому отказы в работе ГПА сведены к минимуму. Однако элементы контроля отсутствуют в выхлопном тракте, что иногда приводит к отказам при эксплуатации ГПА разных типов.

Авторы работы [1] нагрузки в выхлопном тракте разделяют на две группы: температурные (температура газа в выхлопном тракте 580÷680 K) и динамические, связанные с движением газового потока по выхлопному тракту.

Выхлопной тракт (рис. 1) состоит из улитки *1*, переходников *2*, температурных компенсаторов *3*, диффузора *4*, поворотной камеры *5*, проставки *6*, шумоглушителя *7*, трубы *8* выхлопа и является газоводом высокотемпературного потока. Работоспособность конструкции зависит от ряда факторов, в том числе от динамических нагрузок, возникающих при движении продуктов сгорания.

Так, если температурные нагрузки можно определять при эксплуатации и, следовательно, оценивать их негативное влияние на элементы выхлопного тракта на этапе конструирования, то динамические нагрузки в тракте практически сложно учесть. Неравномерное движение продуктов сгорания при выходе из улитки и по сложному выхлоп-

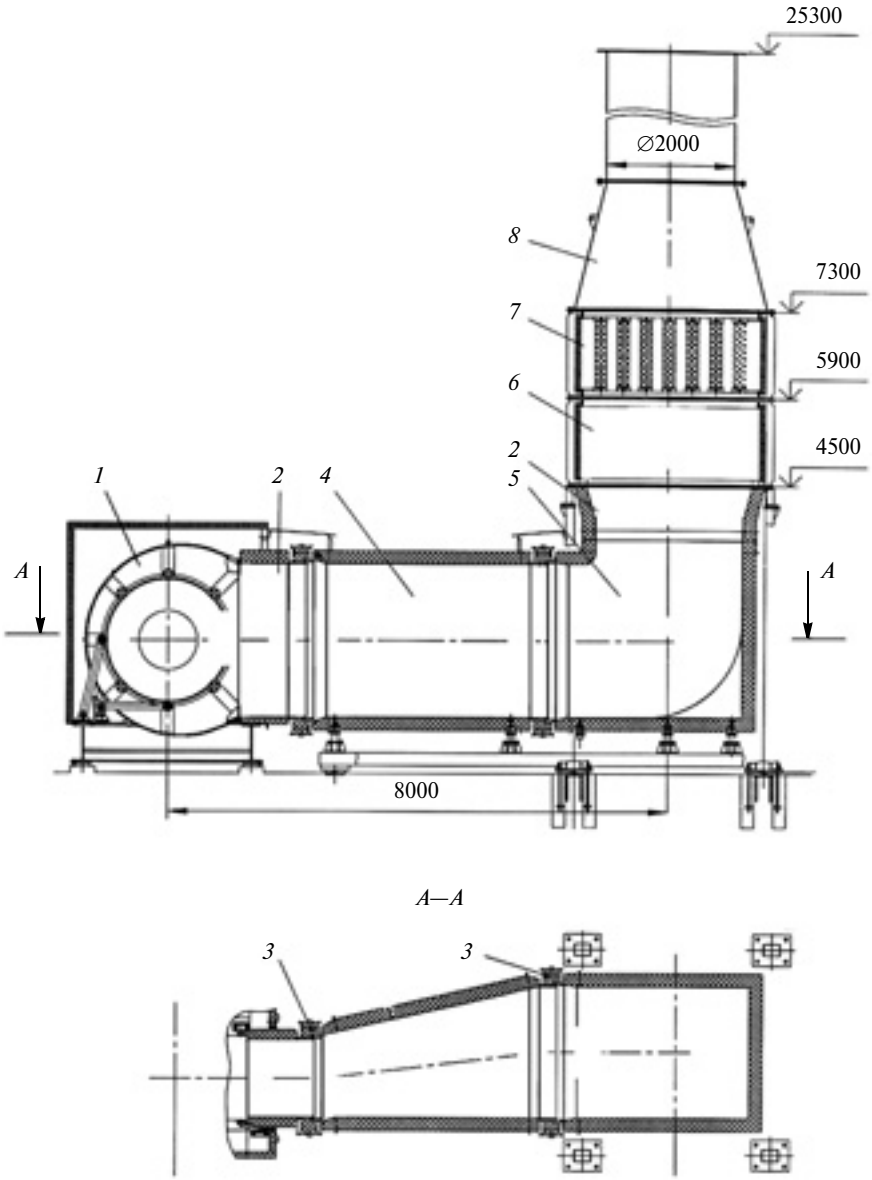


Рис. 1. Конструктивная схема выхлопного тракта

ному тракту приводит к значительным колебаниям давления в нем, что создает динамическую нагрузку на его конструктивные элементы и приводит к нерасчетным режимам при эксплуатации. Данная проблема мало изучена. Оценка газодинамических параметров сводилась в основном к определению особенностей течения продуктов сгорания на выходе из улитки, влияющих на работоспособность и КПД турбины, т. е. анализ неравномерности формирования газового потока в тракте сводился к оценке потерь.

Отказы в работе ГПА при выходе из строя системы выхлопа требовали изучения возникновения колебаний давления в тракте и оценки их последствий. В исследованиях использовали две модели колебательного процесса: физическую со структурным анализом динамических нагрузок в выхлопном тракте и математическую для расчета газодинамических параметров потока в нем. Это позволило решить проблему разрушения листов в выхлопном тракте: толщину листа увеличили с 2 до 6 мм. Но при этом заметно повысилась металлоемкость конструкции и, соответственно, ее стоимость.

Детальное изучение процессов в выхлопном тракте позволило совершенствовать не узел в целом, а отдельные наиболее нагруженные элементы конструкции с целью снижения металлоемкости и затрат на изготовление.

Изучение зон интенсивных динамических нагрузок (источников) в тракте направлено на исследование колебательных процессов в газовом потоке. Прямо измерить нагрузку достаточно сложно, так как необходимо обеспечить работоспособность измерительных устройств в высокотемпературном потоке, а само их наличие в потоке искажает его, что приводит к систематической ошибке измерения. Поэтому исследования базировались на волновой теории колебательных процессов.

Распространение вибраций от источника колебаний газа в металлах и других материалах определяется скоростью звука в звукопроводе, а амплитуда колебаний — энергией поля вибраций и физико-механическими характеристиками звуковибропровода. Интенсивность любого возмущения связана с изменением виброакустического давления в возникающем поле. Динамические нагрузки, которые определяются измерением виброакустической интенсивности любого конструктивного элемента, передаются на стенки выхлопного тракта.

Если виброакустическую интенсивность наружной стенки выхлопного тракта можно измерить с помощью датчиков, то для оценки динамической нагрузки на внутреннюю стенку тракта необходимо определить передаточную функцию прохождения звуковой волны по многослойной стенке тракта. Звуковая волна образуется при действии динамических нагрузок на стенку, возникающих в результате колебания давлений в газовом потоке. Для исследования прохождения звуковой волны используем основное волновое уравнение, описывающее

объемное поле вибраций данной конструкции, действующих на одну стенку тракта [2]:

$$\Delta u = \frac{1}{\nu^2}\frac{\mathrm{d}^2 u}{\mathrm{d}t^2}, \qquad (1)$$

где Δ — оператор Лапласа; $u = u(x, t)$ — искомая функция; t — время; ν — фазовая скорость.

Определим граничные условия прохождения, отражения и рассеяния волны для каждого слоя с учетом собственных колебаний многослойной стенки. Начальные условия: $u(x, 0) = \varphi(x)$ и $u_t(x, 0) = \psi(x)$, где φ, ψ — произвольные функции.

После преобразования уравнение (1) принимает вид [2]:

$$u(x, t) = \frac{\varphi(x+at)+\varphi(x-at)}{2} + \frac{1}{2a}\int_{x-at}^{x+at}\psi(x)\mathrm{d}x + \frac{1}{2a}\int_0^t\int_{x-a(t-\tau)}^{x+a(t-\tau)} f(s, \tau)\mathrm{d}s\mathrm{d}\tau,$$

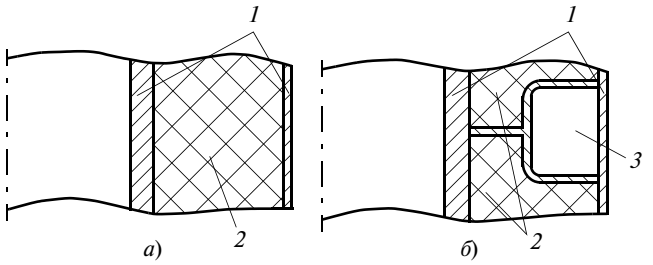


Рис. 2. Конструктивные исполнения стенок выхлопного тракта с шумоизоляцией (*а*) и с ребром жесткости и воздушным зазором (*б*):
1 — стальные стенки; *2* — теплошумоизоляция; *3* — воздушный зазор

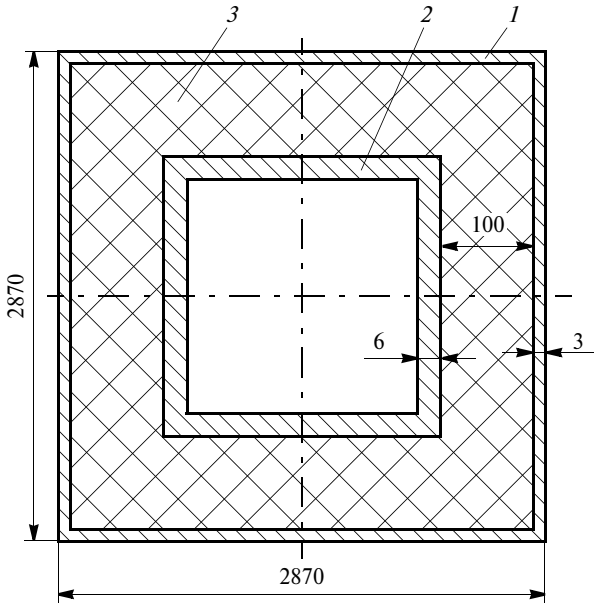


Рис. 3. Поперечное сечение выхлопного тракта:
1 и *2* — внешняя и внутренняя стальные стенки; *3* — теплошумоизоляция

Частота вращения турбины, мин$^{-1}$	Скорость газа на выходе из улитки, м/с	Амплитуда колебания давления на правой стенке, кПа	Амплитуда колебания динамического давления измеренного/рассчитанного, кПа
3770	75	15	11,9/13,9
4500	100	42	33,5/39,1
5000	166	118	111,6/110

где $\varphi(x - at)$ — бегущая плоская волна, распространяющаяся в положительном направлении оси X; $\varphi(x + at)$ — бегущая плоская волна, распространяющаяся в отрицательном направлении оси X; $f(s, \tau)$ — функция внешней силы; a — скорость звука.

Конструктивное строение стенки выхлопного тракта (рис. 2, *а*, *б*) обусловливает решение более сложной задачи по прохождению звуковой волны по многослойной стенке. Рассмотрим прохождение звуковой волны по слоистой стенке выхлопного тракта, вызванное колебаниями давлений газа в проточной части. Принимаем следующие допущения: стенка — плоская; отражения волны от внутренних стенок и границ между слоями отсутствуют; зазоры между слоями отсутствуют; параметры пульсации газа — постоянные; расчетная область — двумерная; источник акустического воздействия находится в центре газового потока; силы гравитации отсутствуют.

Поперечное сечение выхлопного тракта показано на рис. 3. Плотности материалов: внутренней и внешней стальных стенок соответственно 7920 и 7850 кг/м^3, теплошумоизоляции — 65 кг/м^3. Скорости распространения звука: во внутренней и внешней стенках соответственно 5039 и 5100 м/с, в теплошумоизоляции — 331 м/с (для воздуха). В таблице приведены значения исходных, измеренных и рассчитанных параметров наружной стенки выхлопного тракта.

Сопоставление результатов физической и математической моделей показало их достаточную близость. Максимальная погрешность имела место при частоте вращения турбины газотурбинной установки 4500 мин$^{-1}$ и составила 16 %. Следовательно, предложенную математическую модель можно использовать для расчета конструкций ГПА с подобными элементами.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Сальников А. Ф., Аношкин А. Н., Пальчиковский К. В.** Исследование физико-механических свойств материала конструктивных элементов ГТУ при циклической нагрузке // Газовая промышленность. 2011. № 3. С. 27, 28.

2. **Соловьянова И. П., Шабунин С. Н.** Теория волновых процессов. Акустические волны. Екатеринбург: ГОУ ВПО УГТУ-УПИ, 2004. 142 с.

УДК 621.7-4

В. И. МАЛЫГИН, д-р техн. наук, Н. В. ЛОБАНОВ, канд. техн. наук (Северный федеральный университет),
А. В. ВАСИЛЬЕВ (ОАО "Центр судоремонта "Звездочка", г. Северодвинск), e-mail: an_vasss@mail.ru

Экспериментальное исследование влияния состояния резьбовых поверхностей на затяжку высоконагруженных болтовых соединений

Исследованы триботехнические характеристики высоконагруженных болтовых соединений из коррозионно-стойкой стали. Установлено влияние качества обработки, используемых материалов и покрытий резьбовых поверхностей на момент затяжки соединения.

Ключевые слова: резьба, болтовое соединение, триботехнические характеристики, коррозионно-стойкие стали, газодинамическое покрытие.

The tribotechnical characteristics of high loaded bolted joints from corrosion resistant steel are investigated. The influence of finish quality, materials used and coverages of thread surfaces on tightening torque of the joint is determined.

Keywords: thread, bolted joint, tribotechnical characteristics, corrosion resistant steels, gas-dynamic coverage.

Весьма актуальной остаются исследования механических соединений высоконагруженных ответственных элементов технических конструкций. Такими соединениями являются, например, крепежные резьбовые соединения М85×4÷М110×4 в сборных гребных винтах ледового класса диаметрами до 8 м. Основная проблема таких соединений — обеспечение надежной предварительной затяжки, которая достигается созданием большого момента и которую необходимо обеспечить при демонтаже и монтаже поврежденной лопасти в условиях эксплуатации. Для трущихся поверхностей резьбовых соединений из коррозионно-стойких сталей характерно схватывание в резьбе при больших контактных нагрузках, что приводит к невозможности достижения требуемого рабочего усилия затяжки или невозможности вывинчивания болтов при разборке.

В ходе исследования были определены и уточнены триботехнические характеристики поверхностей в зависимости от качества обработки, типа покрытия и смазочного материала, применяемых при производстве гребных винтов. Основной исследуемый параметр — коэффициент трения в резьбе и на торцах головки болтового и гайки шпилечного соединения в зависимости от используемых материалов и нагрузок при эксплуатации сборных гребных винтов. Исследовали образцы из бронзы и коррозионно-стойкой стали, в том числе с металлическими покрытиями Cu, Al и Zn, нанесенными газодинамическим напылением.

Эксперименты проводили на специально спроектированной и изготовленной установке (рис. 1). В экспериментах использовали подвижный *1* и неподвижный *2* образцы из испытуемых материалов, имеющие плоские кольцевые поверхности, площадь которых определяли по формуле $A_F = \pi(D^2 - d^2)/4$, где D и d — наружный и внутренний диаметры.

Использовали образцы двух типов: *I* — $D = 39$ мм, $d = 31$ мм, $A_F = 440$ мм^2; *II* — $D = 36$ мм, $d = 31$ мм, $A_F = 263$ мм^2. Трение скольжения со скоростью $v_{ск}$ на испытуемых поверхностях создавалось вращением подвижного образца. Нормальное давление создавалось силой N, приложенной к подвижному образцу по оси вращения. Среднее расчетное нормальное давление на поверхностях трения рассчитывали по формуле $p_N = N/A_F$.

Коэффициент f_F трения по всей поверхности принимали постоянным. В этом случае момент силы трения относительно оси вращения определяется по формуле $M_F = Nf_FD_F$. Отсюда $f_F = M_F/(ND_F)$, где $D_F = \frac{2}{3}\left(\frac{D^3 - d^3}{D^2 - d^2}\right)$ — приведенный диаметр сил

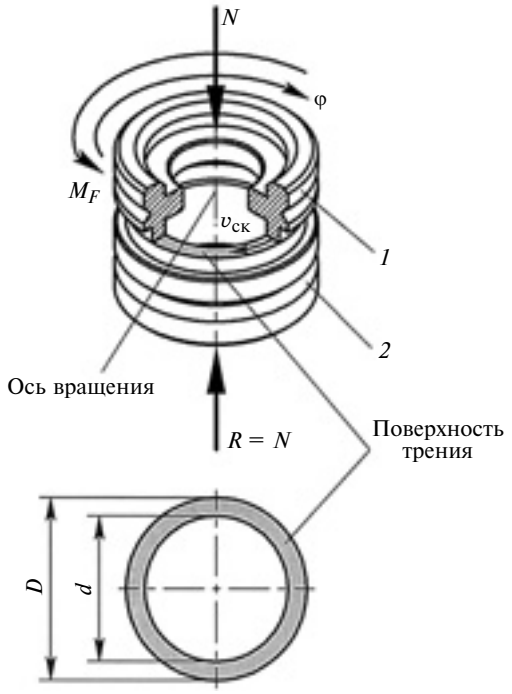


Рис. 1. Схема эксперимента:
1 и *2* — подвижный и неподвижный образцы

трения. Путь S_F трения и скорость $v_{ск}$ скольжения определяли на приведенном диаметре D_F.

Экспериментальную установку размещали на универсальной испытательной машине УМ-10. Силу N измеряли S-образным тензодатчиком UU-100kN с усилием растяжения/сжатия от 10 до 100 кН. Момент трения создавали с помощью специального моментного ключа на основе тензодатчика U2A-5kN с усилием от 500 до 5000 Н. Усилие, необходимое для преодоления момента трения, создавали винтовым рычагом длиной 385 ± 2 мм относительно оси вращения образцов.

При заданной силе N максимальное давление на поверхности трения составило 370 МПа; предельный измеренный момент трения — 450 Н · м. Первичные сигналы с тензодатчиков силы сжатия и моментного ключа регистрировались тензостанцией ZET 017-T8 и записывались в виде графиков, как функция от пути трения, в SCADA-системе ZETView. Данные из системы ZETView передавались в редактор MS Excel. Получили зависимости расчетного коэффициента f_F трения и среднего нормального давления p_N на поверхности трения в функции пути S_F трения. Угол поворота подвижного образца измеряли дисковым лимбом с ценой деления 0,5°. Выходными параметрами эксперимента были суммарная сила трения и расчетный коэффициент трения, остальные параметры — входными или задаваемыми. Цель исследования — установить тенденцию влияния основных параметров на коэффициент трения, поэтому план эксперимента не составляли. Опыты дублировали для определения стабильности выявленной тенденции. В экспериментах применяли два варианта нагружения (функция давления на поверхности трения от пути трения):

ступенчатое A — давление p_N повышали от 22 до 240 МПа равными приращениями (10 ступеней) на пути трения s_F = 1,3÷4,5 мм для каждого приращения за время не более 20 с;

постоянное B — при выбранном максимальном давлении $p_{N\max}$ = 380 МПа.

При ступенчатом нагружении A максимальное давление 240 МПа выбрано равным максимальному расчетному давлению на поверхности витков резьбы болтов М85×4÷М100×4 (при нормальной длине свинчивания со ступицей и коэффициентом неравномерности распределения нагрузки по виткам резьбы равным 0,6). Путь трения S_F = 12÷15 мм при нагружении A соответствует расчетному пути трения в резьбе при затяжке болта М85×4 с нормальной длиной свинчивания и длиной гладкой части 100 мм. Таким образом, создаваемое ступенчатое нагружение моделировало идеальные (теоретические) условия затяжки высоконагруженных болтов.

Реальное максимальное давление на витках резьбы может значительно превышать расчетное. Это связано с неравномерным распределением давления по ширине витка и погрешностями изготовления профилей резьбы и других контактирующих поверхностей резьбового соединения. Реальный путь трения в резьбе при затяжке также значительно больше расчетного и составляет ≈60÷70 мм для болтов М85×4÷М100×4. Эта разница объясняется наличием начальных упругих зазоров в резьбе и стыках. Поэтому для определения влияния давления и пути трения на коэффициент трения эксперименты проводили при нагружении B. Путь трения ограничивался 150 мм или возникновением задиров на поверхности трения и значительным увеличением коэффициента трения. Скорость скольжения на поверхности трения выдерживалась от 0,6 до 1,5 мм/с (скорость, характерная для статической затяжки высоконагруженных соединений). Установлено, что изменение скорости $v_{ск}$ в указанном диапазоне мало влияет на коэффициент трения, погрешность составила ±1 %.

Испытывали образцы из материалов, используемых для изготовления высоконагруженных резьбовых креплений лопасти к ступице гребного винта: подвижные образцы — из коррозионно-стойкой стали 07Х16Н4Б-Ш (болты) с механическими свойствами $\sigma_{0,2}$ = 690 МПа и $\sigma_в$ = 834 МПа; неподвижные образцы — из коррозионно-стойкой стали 08Х14НДЛ с $\sigma_{0,2}$ = 510 МПа и $\sigma_в$ = 648 МПа и бронзы БрА9Ж4Н4Мц с $\sigma_{0,2}$ = 245 МПа и $\sigma_в$ = 590 МПа (ступицы и лопасти). Термическая обработка и механические свойства материалов образцов и деталей были одинаковыми. Шероховатость поверхностей трения всех образцов Ra = 1,6÷2,5 мкм соответствует шероховатости поверхностей резьб болта и ступицы. Использовали пары образцов без покрытия поверхностей трения и пары образцов, в которых на поверхность трения подвижного образца наносили газодинамическим напылением покрытия меди, алюминия и цинка толщиной 12,5 мкм.

Все образцы испытывали как со смазыванием, так и без смазывания. Использовали антизадирный смазочный материал OKS 245, хорошо зарекомендовавший себя при затяжке высоконагруженных резьбовых соединений, особенно из материалов, склонных к схватыванию. Зависимости расчетного коэффициента трения, среднего нормального давления на поверхности трения в функции пути трения представлены на рис. 2 и 3.

В предварительных испытаниях использовали пары образцов из сталей 07Х16Н4Б-Ш (подвижный) и 08Х14НДЛ (неподвижный) типа I без покрытия и с покрытиями Cu, Al и Zn, нанесенными газодинамическим напылением, без смазывания и со смазыванием. В дальнейшем пары образцов 07Х16Н4Б-Ш и 08Х14НДЛ без покрытия и смазывания не испытывали. Опыт эксплуатации показал,

Материалы пары трения	Покрытие	Смазочный материал	Вид нагружения	p_N, МПа	S_F, мм	$f_F \pm 0{,}01$ (при страгивании)	$f_F \pm 0{,}005$ (при скольжении)	Схватывание
07Х16Н4Б-Ш и БрА9Ж4Н4Мц	Нет	Нет	*A*	<227	<13	0,12 (рывком)	0,100	Нет
			B	<240 370	<70 <35	0,13 (рывком) 0,10÷0,11 (рывком)	0,100÷0,120 0,200	
		OKS 245	*A*	<240	<13	0,10÷0,11 (плавно)	0,035÷0,065	Нет
			B	70÷225	18÷25 25÷70	0,10÷0,11 (плавно) —	0,055÷0,065 0,065	
				370	18÷25 25÷70	0,06÷0,09 (плавно) —	0,032÷0,050 0,050÷0,070	
07Х16Н4Б-Ш и 08Х14НДЛ	Нет	Нет	*A*	>40	<13	0,12 (рывком)	0,250	Есть
		OKS 245		<270	<13	0,10÷0,12 (плавно)	0,035÷0,065	Нет
				270÷380	8÷12	0,10÷0,12 (плавно)	0,050÷0,070	Есть
			B	<225	20÷25 25÷70	0,10÷0,11 (плавно) —	0,055÷0,065 0,100÷0,130	Нет
	Cu	Нет	*A*	<370	<13	0,10÷0,12 (плавно)	0,080÷0,110	Нет
			B	<227	25÷40 70÷100	0,09÷0,10 (плавно) —	0,090÷0,100 0,130÷0,140	
		OKS 245	*A*	<240	<13	0,12÷0,13 (плавно)	0,085÷0,092	Нет
			B	<340	15÷45 45÷160	0,09÷0,11 (плавно) —	0,060÷0,080 0,080	
	Al	Нет	*A*	<380	8÷15 15÷23	0,10÷0,12 (плавно) —	0,065÷0,090 0,090÷0,120	Нет
			B	<240	12÷20 20÷160	0,10÷0,12 (плавно) —	0,065÷0,080 0,080	
		OKS 245	*A*	<240	<13	0,12÷0,13 (плавно)	0,070	Нет
			B	<380	15÷30 30÷150	0,10÷0,11 (плавно) —	0,060÷0,085 0,085	
	Zn	Нет	*A*	<240	10÷12 12÷30 3÷5	0,08÷0,09 (плавно) — 0,10÷0,13 (плавно)	0,070÷0,080 0,120÷0,140 0,080÷0,110	Нет
			B		5÷18	—	0,200÷0,230	Есть
		OKS 245	*A*		<13	0,01÷0,11 (плавно)	0,070	Нет

Примечания:

1. OKS 245 — антизадирный смазочный материал немецкой компании OKS.
2. Нагружение *A* — ступенчатое повышение давления (имитация реальной затяжки) до расчетного давления 40 МПа на поверхностях резьбы. Расчетные давления на поверхностях резьбы для болтов от М85×4 до М100×4 и ступицы из 08Х14НДЛ — 170÷240 МПа; тех же болтов и ступицы из БрА9Ж4Н4Мц — 60÷85 МПа.
3. Нагружение *B* — постоянное (70, 140, 227, 370 МПа) для выявления максимального пути без повышения коэффициента трения и образования задиров (схватывания) составило 150÷160 мм, т. е. пол-оборота.
4. Резкое страгивание (рывком) наблюдалось только для образцов без покрытий и смазочного материала. Для остальных вариантов коэффициент трения после страгивания плавно снижался до указанного в таблице значения на указанном пути трения и стабилизировался, после чего начинал увеличиваться.
6. Расчетный путь трения составил 12÷15 мм при затягивании болта М100×4 (угол затяжки 17°).
7. Реальный путь трения составил 60÷70 мм при затягивании болта М100×4 (угол затяжки 100°)

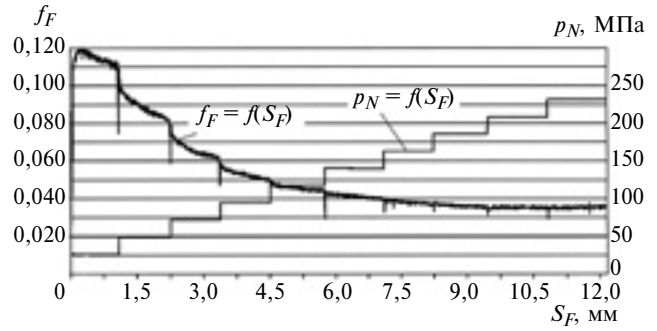


Рис. 2. Зависимости расчетного коэффициента f_F трения и среднего давления p_N от пути S_F трения для пары образцов 08Х14НДЛ — 07Х16Н4Б при ступенчатом нагружении *А*, без покрытия, при смазывании

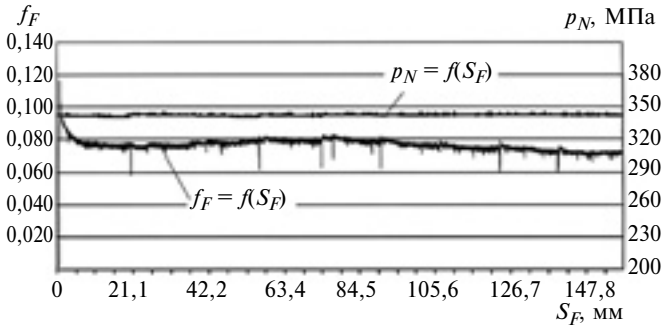


Рис. 3. Зависимости расчетного коэффициента f_F и среднего давления p_N от пути S_F трения для пары образцов 08Х14НДЛ — 07Х16Н4Б при постоянном нагружении *В*, с медным покрытием, при смазывании

что меньше всего отказов возникает при затяжке высоконагруженных резьбовых соединений с болтами из стали 07Х16Н4Б-Ш и ступицами (гайка) из бронзы БрА9Ж4Н4Мц. Эту пару образцов использовали в первую очередь как базовую для сравнения.

Всего провели 92 эксперимента, результаты которых приведены в таблице.

На основании проведенных экспериментов можно сделать следующие выводы:

1. Давление на поверхности резьбы влияет на величину пути трения: чем выше давление, тем меньше путь трения, на котором коэффициент трения снижается и остается стабильным.

2. Применение смазочного материала уменьшает коэффициент трения при большом пути трения.

3. В паре трения сталь—сталь схватывание возникает при давлениях >40 МПа, что намного меньше расчетного (170÷240 МПа) и имеет место на пути трения до 5 мм, что также меньше расчетного (12÷15 мм). Это указывает на склонность данной пары материалов к схватыванию.

4. В паре трения сталь—бронза без смазывания при давлении до 380 МПа схватывание не наблюдалось даже при превышении предела текучести бронзы (245 МПа).

5. Смазывание снижает коэффициент трения в 1,5÷3 раза, однако момент затяжки реальных болтов не уменьшается. Следовательно, условия смазывания реальной пары трения значительно хуже экспериментальных условий.

6. В парах трения сталь—сталь с покрытиями Cu и Al без смазывания и со смазыванием схватывания не наблюдалось. Работа этой пары образцов соответствовала работе пары сталь—бронза. Причем покрытие Al имеет меньший коэффициент трения, чем покрытие Cu.

7. Покрытие Zn не исключает схватывания.

8. Покрытие Cu в реальной паре трения не исключает схватывания. Следовательно, давление в реальных соединениях значительно выше, чем в экспериментах.

Таким образом, для резьбовых пар трения из коррозионно-стойких сталей можно рекомендовать для использования алюминиевое газодинамическое покрытие и антизадирный смазочный материал OKS 245, а также повышение точности изготовления резьбы для уменьшения неравномерности распределения нагрузки по поверхности резьбы.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Биргер И. А., Иосилевич Г. Б.** Резьбовые и фланцевые соединения. М.: Машиностроение, 1990. 368 с.
2. **Иванов А. С.** Методы повышения надежности машин // Вестник машиностроения. 2009. № 2. С. 40—42.

ВНИМАНИЮ ПОДПИСЧИКОВ ЖУРНАЛА "ВЕСТНИК МАШИНОСТРОЕНИЯ"

Подписка на журнал принимается по каталогам:

"Роспечать" — индекс **70120**;
"Пресса России" — индекс **27841**;
"Почта России" — индекс **60264**.

Цикл статей
"Проблемы трибологии — трения, изнашивания и смазки"
(под общей редакцией академика Российской инженерной академии и академии космонавтики, д-ра техн. наук Ю. Н. Дроздова)

УДК 621.822

М. Б. ХАДИЕВ, д-р техн. наук (Казанский национальный исследовательский технологический университет), Н. В. СОКОЛОВ (ЗАО "НИИтурбокомпрессор им. В. Б. Шнеппа", г. Казань), Е. М. ФЕДОТОВ, д-р физ.-мат. наук (Казанский федеральный университет), e-mail: cmu@kstu.ru

Гидродинамические, тепловые и деформационные характеристики смазочных слоев упорных подшипников со скосом, параллельным радиальному межподушечному каналу[1]

На основании математической модели разработано программное приложение, позволяющее получать гидродинамические, тепловые и деформационные характеристики упорного подшипника с неподвижными подушками, профилированными по поверхности с клиновым скосом, параллельным межподушечному каналу.

Ключевые слова: упорный подшипник скольжения, клиновый скос, форма зазора, гидродинамические, тепловые и деформационные характеристики.

Basing on mathematical model, the software, allowing obtaining hydrodynamic, heat and deformation characteristics of plain thrust bearing with fixed bearing pads, shaped on surface with wedge-like chamfer, parallel to the inter-pad channel, is developed.

Keywords: plain thrust bearing; wedge-like chamfer; gap shape; hydrodynamic, heat and deformation characteristics.

В центробежных и винтовых компрессорах, паровых и газовых турбинах, редукторах, мультипликаторных компрессорах и других роторных машинах, в которых имеют место осевые силы, применяют упорные подшипники скольжения с неподвижными подушками. Наиболее перспективными с точки зрения изготовления, пуска и остановки под нагрузкой, а также получения высокой несущей способности, являются подушки, профили которых имеют клиновые скосы и плоские участки. Наиболее трудоемкая деталь подшипника — подпятник *1* (рис. 1, *а* и *б*), состоящий из нескольких фиксированных подушек, разделенных маслоподводящими или дренажными каналами *2*, образованными клинообразующим скосом I и плоской поверхностью II. Изначально наибольшее распространение получили подшипники с параллельным радиальному межподушечному каналу клиновым скосом (см. рис. 1, *б*), например упорные подшипники скольжения DIN 7479 (стандарт ФРГ) [1, 2]. Позже были созданы подшипники с винтовой поверхностью клинового скоса (см. рис. 1, *а*) с постоянной толщиной смазочного слоя в радиальном направлении [3]. Подшипники с зазорами обоих форм характеризуются большей несущей способностью по сравнению с просто клиновыми подушками [4, 5]. Плоскоклиновые подшипники плоской частью воспринимают нагрузку и при отсутствии вращения.

Две формы зазора визуально отличаются линией перехода *5* клинового скоса I на плоскую часть II (см. рис. 1), при этом направление линии перехода связано с технологией получения клинового скоса. Подпятник *1* с фрезерованными маслоподводящими каналами *2* закрепляют в шпинделе станка, а плоский шлифованный резец *3* — в резцедержателе. Лезвие резца должно быть строго параллельно торцевой поверхности подпятника при зазоре первой формы (см. рис. 1, *а*) и наклонено на угол клинового скоса при второй форме (см. рис. 1, *б*). При движении из-под резца выходит стружка *4*, которую необходимо периодически убирать щеткой или крюком. Глубина скоса контролируется часовым индикатором, ножка которого должна опираться на плоскую рабочую поверхность подпятника. На-

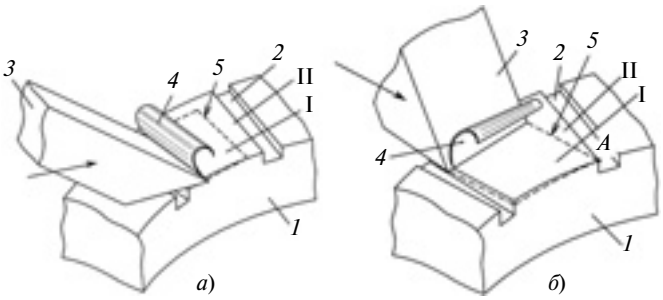


Рис. 1. Схемы получения клинового скоса с винтовой поверхностью (*а*) и с поверхностью, параллельной радиальному межподушечному каналу (*б*)

[1] Работа выполнена при частичной поддержке РФФИ (проекты 12-01-97026 и 13-01-00908).

резку можно выполнить за один или несколько проходов. Движение резца для нарезки зазора первой формы (см. рис. 1, *а*) происходит по винтовой линии, начиная от рабочей поверхности или от маслоподводящих каналов, после чего нарезают винтовую поверхность клинового скоса подушки. Для получения зазора второй формы резец должен двигаться параллельно входной кромке подушки, при этом резец *3* двигается со стороны внешнего или внутреннего радиусов подшипника. При движении резца *3* для получения зазора первой формы при $r = R_1$ и $\theta_к = \theta_п$ получим скос без плоской поверхности II. Во втором случае линия *5* перехода клинового скоса I на плоскую часть II получается параллельной входной кромке, в результате при $r = R_1$ и $\varphi_к = \theta_п$ (точка *А*) образуется треугольный сектор плоской части II.

Для расчета подшипников со скосом, параллельным межподушечному каналу, используют методику расчета, представленную в работах [1 и 2] в виде номограммы, в которой тепловые эффекты учитываются лишь осредненно. Однако данная методика не учитывает распределение теплоты, изменение вязкости и плотности смазочного материала в зависимости от температуры, а также температурные деформации элементов, и не позволяет определить максимальную температуру в слое смазочного материала.

Наиболее полный учет теплообменных процессов, происходящих в слоях смазочного материала и межподушечных каналах, возможен лишь при совместном рассмотрении в них течения жидкости, распределения теплоты и деформаций элементов подшипника. Данная задача применительно к упорным подшипникам скольжения с самоустанавливающимися подушками и неподвижными подушками с винтовой поверхностью была поставлена и реализована в работах [6—8]. Постановка теплового граничного условия на входе в смазочный слой в периодической форме позволила определить распределение температуры по высоте входного слоя в процессе расчета, а не задаваться им заранее. Также учтено влияние упорного диска на характеристики подшипника.

В упорных подшипниках между вращающимся упорным диском и подушками образуются тонкие слои смазочного материала, подушки разделены каналами, которые обеспечивают подвод жидкости в слой смазочного материала. В межподушечных каналах на поверхности упорного диска образуются тонкие пограничные слои смазочного материала, которые поступают из-под предыдущих подушек, взаимодействуя со смазочным материалом смежных подушек и холодной жидкостью в канале. Математическая модель данных подшипников в общей постановке с учетом нестационарности течения описана в работе [7]. Несколько упрощенная математическая модель стационарной периодической задачи с учетом распределения температуры на среднем радиусе упорного подшипника была реализована с использованием численных методов в работах [6—8]. В ней для упорного подшипника с неподвижными подушками использовали форму зазора с винтовой поверхностью клинового скоса при $0 \leqslant \bar{\varphi} \leqslant \bar{\theta}_п$ (см. рис. 1, *а*), которая описывается формулой

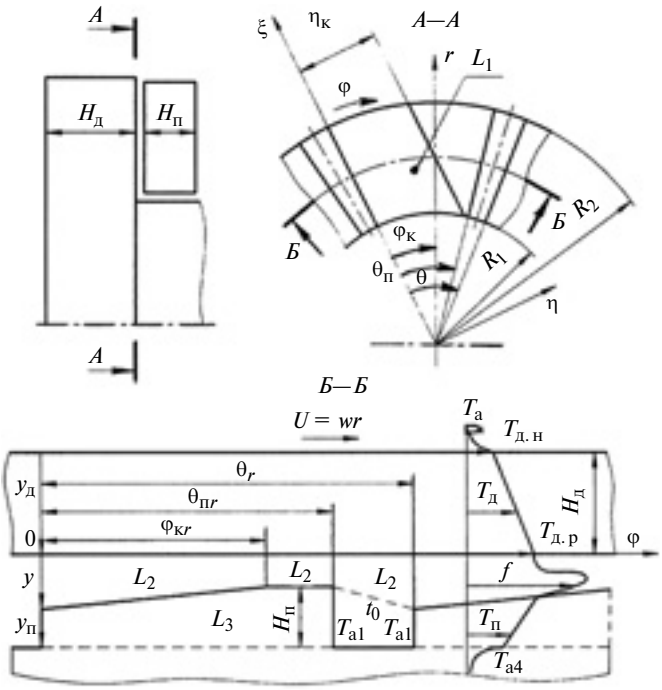


Рис. 2. Расчетная схема упорного подшипника скольжения с параллельным межподушечному каналу скосом:
$T_а$ — температура среды на тыльной (нерабочей) стороне диска; $T_{д.н}$, $T_{д.р}$ — температуры соответственно нерабочей и рабочей поверхностей диска; $T_д$, $T_п$ — температуры в телах диска и подушки; $T_{а4}$ — температура тыльной стороны подушки; *t* — температура в слое смазочного материала

$$\bar{h} = 1 + \varepsilon_0\left(1 - \frac{\bar{\varphi}}{\bar{\theta}_к\bar{\theta}_п}\right)\delta_к + \\ + \bar{\alpha}_п \frac{\Psi_п}{\psi}\int_0^1 [\bar{T}(\bar{\theta}_п, \bar{y}_п) - \bar{T}(\bar{\varphi}, \bar{y}_п)]\mathrm{d}\bar{y}_п, \qquad (1)$$

где $\varepsilon_0 = (h_1 - h_2)/h_2$ — показатель относительной клиновидности; $\bar{\alpha}_п = \alpha_п\mu_0\omega R_{ср}^2\theta/(c\rho_0 h_2^2)$ — коэффициент, учитывающий тепловую деформацию подушки; $\alpha_п$ — коэффициент линейного расширения материала подушки; единичная функция $\delta_к = 1$ при $0 \leqslant \bar{\varphi} \leqslant \bar{\theta}_к$ и $\delta_к = 0$ при $\bar{\theta}_к \leqslant \bar{\varphi} \leqslant \bar{\theta}_п$.

Заменим в формуле (1) второй член, учитывающий геометрическое профилирование несущей поверхности, оставляя неизменными тепловые деформации. Из рис. 2 видно, что координаты произвольной точки можно записать как $\xi = r\cos\varphi$,

$\eta = r\sin\varphi$. Толщину смазочного слоя выразим через координату η:

$$\left.\begin{aligned} h &= h_2 + \delta_{ск}(1 - \eta/\eta_к)\delta_к \\ \text{или } h &= h_2 + \delta_{ск}(1 - r\sin\varphi/\eta_к)\delta_к, \end{aligned}\right\} \quad (2)$$

где $\delta_{ск}$ — глубина клинового скоса на входной кромке подушки; $\delta_к$ — единичная функция, имеющая нулевое значение в плоской части подушки подшипника.

Перейдем к безразмерной форме через параметры:

$$\left.\begin{aligned} \varphi &= \bar{\varphi}\theta; \\ r &= R_{ср}(\sigma\bar{r} + 1); \\ \eta_к &= R_{ср}\bar{\eta}_к; \\ \sigma &= (R_2 - R_1)/(R_2 + R_1); \\ \varepsilon_0 &= (h_1 - h_2)/h_2. \end{aligned}\right\} \quad (3)$$

Таким образом, учитывая выражения (2), (3) и уравнение (1) формы зазора упорных подшипников с параллельным межподушечному каналу скосом, толщину смазочного слоя в области $0 \leqslant \bar{\varphi} \leqslant \bar{\theta}_п$ можно представить в безразмерном виде:

$$\bar{h} = 1 + \varepsilon_0(1 - (\sigma\bar{r} + 1)\sin(\sigma\lambda\bar{\varphi})/\bar{\eta}_к)\delta_к + \\ + \bar{\alpha}_п \frac{\Psi_п}{\psi} \int_0^1 [\bar{T}(\bar{\theta}_п, \bar{y}_п) - \bar{T}(\bar{\varphi}, \bar{y}_п)]d\bar{y}_п. \quad (4)$$

Для определения границы перехода с клиновой части на плоскую воспользуемся тем, что на этом участке глубина скоса $\delta_{ск} = 0$:

$$\varepsilon_0[1 - (\sigma\bar{r}_к + 1)\sin(\sigma\lambda\bar{\varphi})/\bar{\eta}_к]1 = 0. \quad (5)$$

Отсюда выражение в квадратных скобках равно нулю, так как $\varepsilon_0 > 0$. Решив уравнение (5) относительно $\bar{\varphi}_к$ при заданном $\bar{r} = \bar{r}_к$, получим:

$$\left.\begin{aligned} \delta_к &= 1 \text{ при } 0 \le \bar{\varphi} \le 1/(\sigma\lambda)\arcsin\bar{\eta}_к/(\sigma\bar{r} + 1); \\ \delta_к &= 0 \text{ при } 1/(\sigma\lambda)\arcsin\bar{\eta}_к/(\sigma\bar{r} + 1) \le \bar{\varphi} \le \bar{\theta}_п. \end{aligned}\right\} \quad (6)$$

Условную толщину пограничного слоя, находящегося на поверхности упорного диска в межподушечном канале при $\bar{\theta}_п \leqslant \bar{\varphi} \leqslant 1$, аппроксимируем выражением [7]

$$\bar{h} = \left[\bar{h}\Big|_{\bar{\varphi} = \bar{\theta}_п} \frac{(1 - \bar{\theta}_п)^2 - (\bar{\varphi} - \bar{\theta}_п)^2}{(1 - \bar{\theta}_п)^2} + \bar{h}\Big|_{\bar{\varphi} = 0} \frac{(\bar{\varphi} - \bar{\theta}_п)^2}{(1 - \bar{\theta}_п)^2}\right] + \\ + \varepsilon_1(\bar{\varphi} - \bar{\theta}_п)(\bar{\varphi} - 1) + \varepsilon_2(\bar{\varphi} - \bar{\theta}_п)^2(\bar{\varphi} - 1), \quad (7)$$

где ε_1, ε_2 — параметры пограничного слоя.

На основании математической модели стационарной периодической задачи [8], заменив в ней выражение для толщины $\bar{h}$ смазочного несущего слоя на выражение (4) формы зазора, учитывающее новое геометрическое профилирование и тепловые деформации подушки, разработали новую версию программного приложения "Sm2P×2T — Течение жидкости в зазорах и каналах между подушками упорного подшипника" для MS Windows 98/2000/XP/Vista/7 [9].

Для подбора параметров проведены предварительные расчеты при следующих исходных данных: $\sigma = 0{,}25$; $\lambda = 2$; $Re = 0$; $\psi = 0{,}001$; $Pe = 10\,000$; $b_д = 385$; $\Psi_д = 1$; $b_п = 385$; $\Psi_п = 1$; $\bar{\theta}_п = 0{,}5$; $\varepsilon_0 = 1{,}5$; $\chi = 1$; $\bar{\beta} = 0{,}1$; $\alpha^*_м = 0{,}02179$; $\alpha^*_п = 0{,}0005$; $Nu_{д\,3} = 0{,}5$; $Nu_{п\,0} = Nu_{п\,\theta п} = Nu_{п\,Hп} = 0{,}3$; $\bar{t}_0 = \bar{T}_{a1} = \bar{T}_{a4} = 0$; $\varepsilon_1 = 0$ и $\varepsilon_2 = 0$, $\bar{\eta}_к = 0{,}2$. На основании расчетов с высокой точностью приняты следующие числа узлов сетки по координатам: $N_\varphi \geqslant 81$, $N_r \approx N_\varphi\bar{\theta}_п = 61$, $N_y \geqslant 21$, $N_{yп} \geqslant 21$. Для всех расчетов приняты погрешности: по температуре — $[\varepsilon_t] = 0{,}001$, по давлению — $[\varepsilon_p] = 1E - 14$, по расходу — $[\varepsilon_Q] = 0{,}001$; а также числа итераций: по давлению — $[k_p] = 1000$, по температуре — $[k_t] = 100$. Допустимое число глобальных итераций составило $[k_{гл}] = 1000$. Для расчета подушек с винтовой поверхностью клинового скоса приняты те же значения параметров метода.

Для сравнения характеристик упорных подшипников с параллельным межподушечному каналу скосом и винтовой поверхностью клинового скоса были проведены численные эксперименты. Исходные данные приняты теми же, что и при подборе параметров метода. Для винтовой поверхности принята относительная протяженность клинового скоса $\bar{\theta}_к = 0{,}75$, которая, как и показатель относительной клиновидности $\varepsilon_0 = 1{,}5$, является оптимальной для коэффициента $\bar{P}$ несущей способности [5]. Задавали следующие граничные условия для уравнения энергии [7, 8]: при $\bar{y} = 1$ в пределах $\bar{\theta}_п \leqslant \bar{\varphi} \leqslant 1$, т. е. в межподушечном канале, температура $\bar{t} = 0$, при $\bar{y} = 0$ в пределах $0 \leqslant \bar{\varphi} \leqslant 1$ температура $\bar{t} = \bar{T}_{д.р}$. Численные эксперименты проведены для жидкости с переменной вязкостью при режимном параметре $\chi = 1$, характеризующем зависимость вязкости смазочного материала от температуры.

Эквипотенциальные кривые распределения давления (изобары) по несущей поверхности подушек упорного подшипника обоих форм зазора совпадают (рис. 3): форма кривых распределения давления имеет то же строение, что и общий максимум давления, причем координаты $\bar{p}_{max}$ отличаются лишь радиальной координатой. При зазоре с винтовой поверхностью клинового скоса (см. рис. 1, *а*) экстремум давления $\bar{p}$ при возрастании координат $\bar{r}$ и $\bar{\varphi}$ (рис. 4, *а*, 5, *а*) практически не смещается и находится в области общего максимума давления.

Экстремум же давления $\bar{p}$ при зазоре с параллельным межподушечному каналу скосом (см. рис. 1, *б*) имеет другой характер: при возрастании координат $\bar{r}$ и $\bar{\varphi}$ происходит смещение экстремума $\bar{p}$ во внутреннюю область подушки (см. рис. 4, *б*, 5, *б*). Это связано с профилированием рабочей поверхности подушки скосом, параллельным межподушечному каналу. Форма зазора по формуле (4) деформирует изобары и смещает главные оси *1* распределения давления (см. рис. 3, *б*) по сравнению с формой зазора по формуле (1) (см. рис. 3, *а*). Направление градиентов давления указывает направление составляющей скорости жидкости, описываемой течением Пуазейля. Следовательно, можно сделать вывод: поворот направления постоянной глубины клинового скоса от радиального направления к направлению, параллельному входной кромке подушки подшипника, поворачивает поле распределения давления $\bar{p}$ по несущей поверхности подушки, т. е. главные оси распределения, в том же направлении.

Эквипотенциальные кривые распределения температуры (изотермы) по толщине смазочного слоя (СС) и пограничного слоя (ПС) и температурное поле в теле подушки обоих форм зазора также совпадают (рис. 6 и 7). Расположение линий изотерм и температур показывает, что у входа в СС происходит интенсивное втекание холодной омывающей жидкости межподушечного канала (МПК) ($\bar{y} = 1$). При винтовой поверхности клинового скоса (см. рис. 6) около входной кромки подушки имеется зона *1* пониженной температуры. Вблизи поверхности упорного диска ($\bar{y} \approx 0$) температуры СС низкие. Однако при приближении к поверхности подушки ($\bar{y} \to 1$) и росте координаты $\bar{\varphi}$ наблюдаются нагревание смазочного материала и повышение темпе-

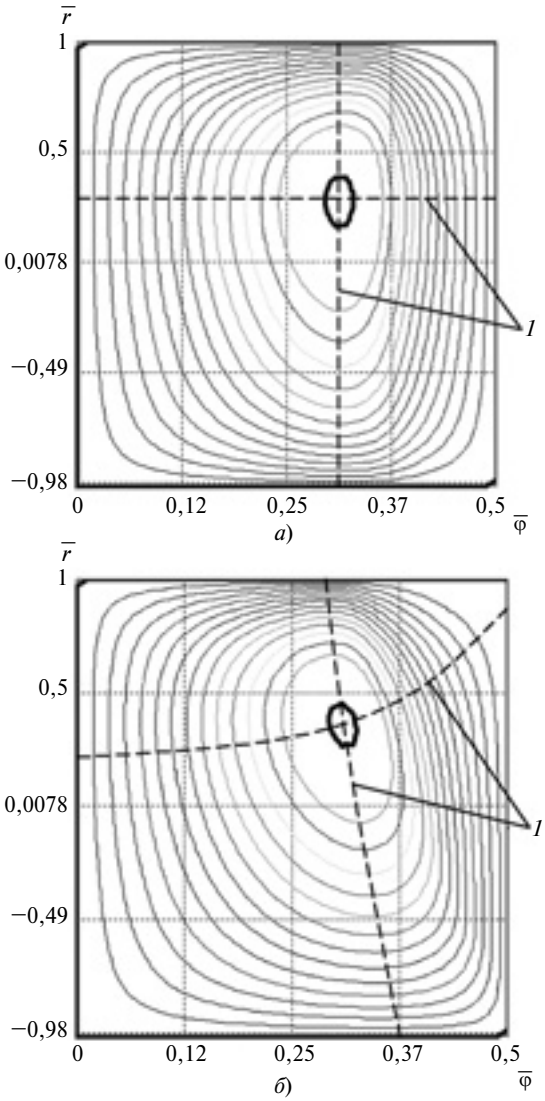


Рис. 3. Изобары для несущей поверхности подушки упорного подшипника с винтовой поверхностью клинового скоса (*а*) и скосом, параллельным межподушечному каналу (*б*)

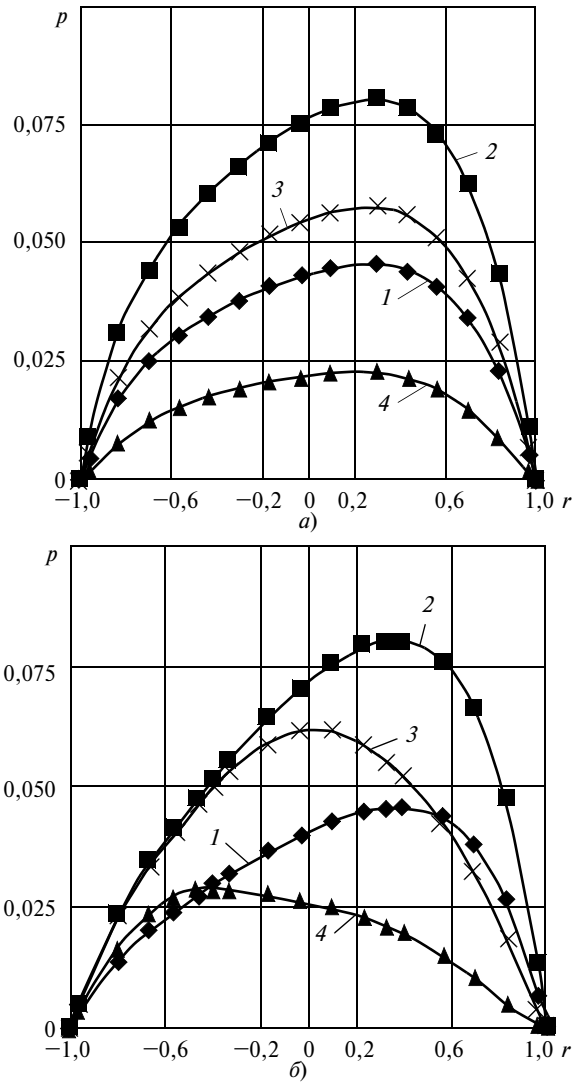


Рис. 4. Кривые распределения относительных давлений по оси $\bar{r}$ упорного подшипника с винтовой поверхностью клинового скоса (*а*) и скосом, параллельным межподушечному каналу (*б*), при φ = 0,15 (*1*); 0,3077 (*2*); 0,38 (*3*); 0,45 (*4*)

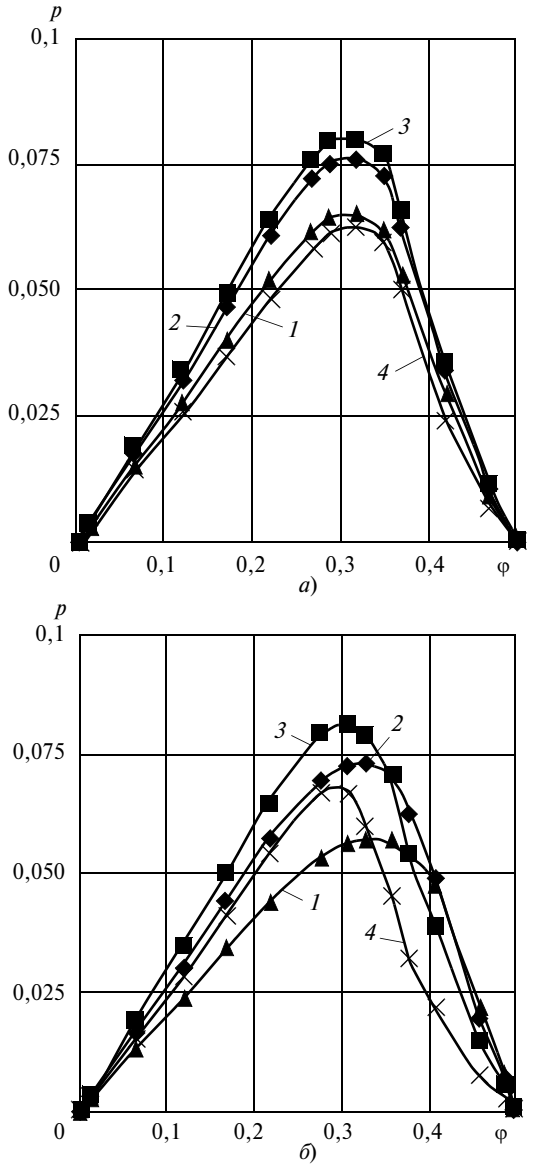


Рис. 5. Кривые распределения относительных давлений по оси $\bar{\varphi}$ упорного подшипника с винтовой поверхностью клинового скоса (*а*) и скосом, параллельным межподушечному каналу (*б*), при $r = -0{,}3333$ (*1*); 0 (*2*); 0,3 (*3*); 0,7 (*4*)

ратуры. Максимум температуры $\bar{t}_{max}$ в обоих случаях достигается практически вблизи выходной кромки подушки после выхода из СС и на ее поверхности. При этом в случае винтовой поверхности безразмерная температура $\bar{t}_{max}$ выше на 2,2 %. Частично эта разница температур $\bar{t}_{max}$ объясняется неоптимальной шириной $\bar{\eta}_к$ клинового скоса (см. рис. 2) при зазоре со скосом, параллельным межподушечному каналу. В области межподушечного канала при $\bar{\theta}_п < \bar{\varphi} < 1$ по линиям изотерм заметно влияние охлаждающей жидкости МПК, поступающей в толщу жидкости ПС и понижающей ее температуру. Далее охлажденная в МПК жидкость с повышенной вязкостью поступает в СС следующей подушки, увеличивая несущую способность упорного подшипника.

Таким образом, на основании математической модели разработано программное приложение "Sm2P×2T — Течение жидкости в зазорах и каналах между подушками упорного подшипника" [9], которое позволяет в дополнение к характеристикам упорных подшипников скольжения с самоустанавливающимися подушками и неподвижными по-

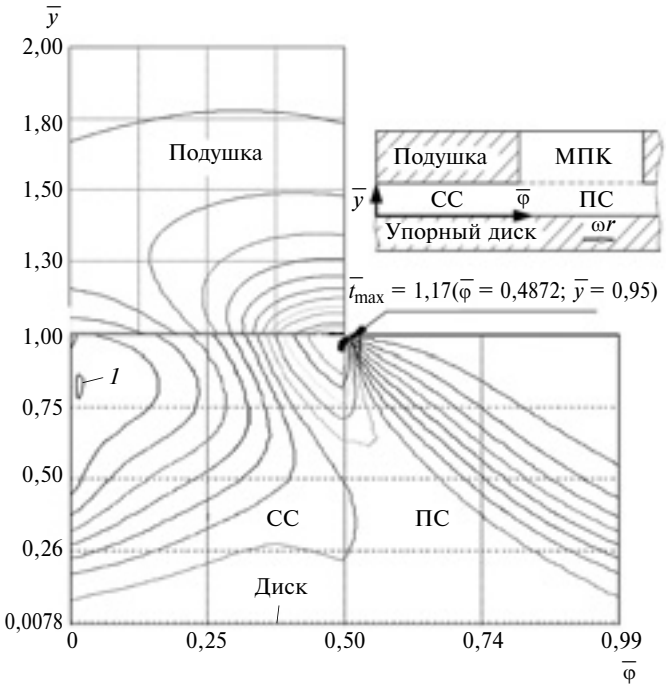


Рис. 6. Кривые распределения температур в смазочном и пограничном слоях и в теле подушки упорного подшипника с винтовой поверхностью клинового скоса

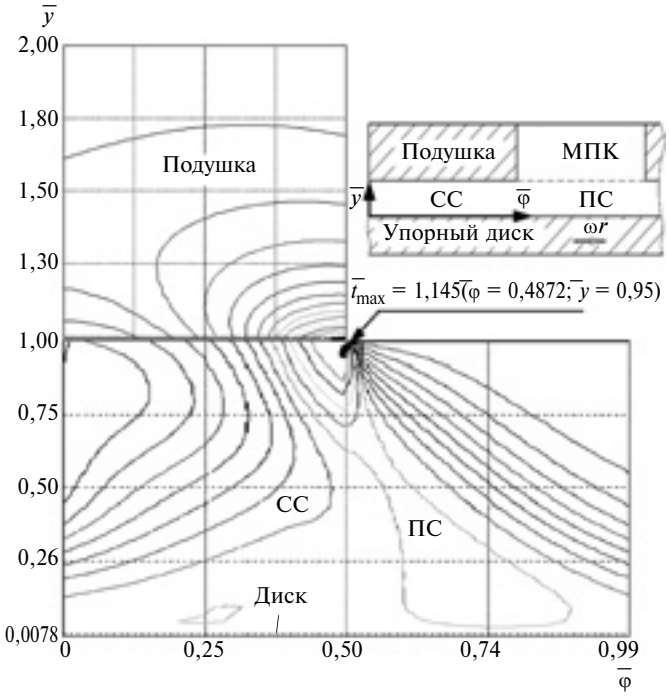


Рис. 7. Распределение температуры в смазочном и пограничном слоях и в теле подушки упорного подшипника с параллельным межподушечному каналу скосом

УДК 621.787

П. А. ДЬЯКОВ, О. С. ЖЕЛЕЗКОВ, д-р техн. наук, В. К. БЕЛОВ, канд. физ.-мат. наук, М. В. ДЬЯКОВА
(Магнитогорский ГТУ им. Г. И. Носова), e-mail: greenkuga@rambler.ru

Повышение износостойкости поверхности стали 50Г комплексной обработкой ударными импульсами

Для повышения износостойкости пар трения предложено создавать поверхности с высокими маслоудерживающими и контактными свойствами, используя комбинированную обработку ультразвуковыми и ударными импульсами.

Ключевые слова: ультразвуковая финишная обработка, микротопография поверхности, эксплуатационные свойства, износостойкость.

For increase in wear resistance of friction couples it is suggested to create surfaces with high oil-retaining and contact properties, using combined processing by ultrasound and impact impulses.

Keywords: ultrasound finishing, surface microtopography, service properties, wear resistance.

Износостойкость является важной эксплуатационной характеристикой деталей машин. Эксплуатация пары трения, как правило, имеет три этапа: первый — приработка трущихся поверхностей, второй — установившийся процесс с постепенным изнашиванием, третий — критический износ и разрушение детали [1]. На первом этапе эксплуатации в процессе приработки детали изнашиваются наиболее интенсивно, расходуя до 50 % своего ресурса. Изнашивание значительно зависит от состояния поверхностного слоя, которое определяется твердостью, микротопографией, наличием смазочного материала и т. д. Экспериментально доказано, что для любой пары трения существует оптимальная шероховатость, обеспечивающая минимальное изнашивание. Причем шероховатость грубой поверхности в процессе приработки будет снижаться, а шероховатость гладкой поверхности — увеличиваться до равновесного состояния (рис. 1) [1].

Для повышения износостойкости трущихся поверхностей путем создания микротопографии с высокими маслоудерживающими свойствами предложено формировать поверхность воздействиями двух типов — ультразвуковыми колебаниями и колебаниями низкой частоты. Для реализации данного способа разработано комбинированное ударное устройство (рис. 2) для обработки поверхностей

(Окончание статьи. Начало см. на стр. 54)

душками с клиновыми скосами, профилированными по винтовой поверхности [8], получать характеристики упорного подшипника с неподвижными подушками, профилированными по поверхности с клиновым скосом, параллельным межподушечному каналу.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Gersdorfer O.** Gleitaxiallagerringe werden genormt // Ind. — Anz. 1966. № 78 (88). S. 1729—1733 (см. также экспресс-информацию: Детали машин. 1966. № 46).
2. **Gersdorfer O.** Genormte Gleit-Axiallagerringe fur die Antriebstechnik // Antriebstechni. 1966. № 11 (5). S. 403—407, 382 (см. также экспресс-информацию: Детали машин. 1967. № 20).
3. **Хадиев М. Б., Максимов В. А.** Изготовление подпятников с плоскоклиновой рабочей поверхностью // Инф. лист. № 375 (74). Казань, Татарский ЦНТИ, 4 с.
4. **Левит Г. А.** Гидродинамический расчет направляющих прямолинейного и кругового движения // Станки и инструмент. 1958. № 9. С. 5—27.
5. **Хадиев М. Б.** Исследование и расчет гидродинамических упорных подшипников с неподвижными подушками. Харьков: Украинский заочный политех. институт, 1979. 19 с.
6. **Хадиев М. Б., Федотов Е. М.** Численная реализация математической модели процессов течения жидкости в смазочном и пограничном слоях упорных подшипников // 3-й Всерос. семинар "Теория сеточных методов для нелинейных краевых задач". Казань: Изд-во Казанского матем. Общества, 2000. С. 127—129.
7. **Хадиев М. Б.** Гидродинамические, тепловые и деформационные характеристики смазочных слоев упорных подшипников турбомашин: Монография. Казань: Казанский ГТУ, 2001. 96 с.
8. **Максимов В. А., Хадиев М. Б., Федотов Е. М.** Определение гидродинамических и тепловых характеристик упорных подшипников математическим моделированием // Вестник машиностроения. 2004. № 6. С. 39—45.
9. **Свидетельство** о регистрации программы для ЭВМ № 2013615688. Sm2P×2T — Течение жидкости в зазорах и каналах между подушками упорного подшипника.

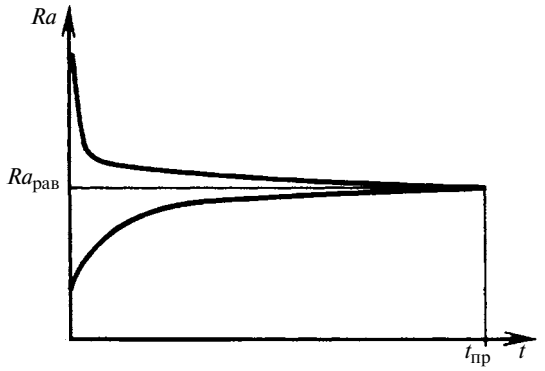


Рис. 1. Кривые приработки поверхностей трения до состояния равновесной шероховатости:
1 — исходная грубая поверхность; *2* — исходная гладкая поверхность

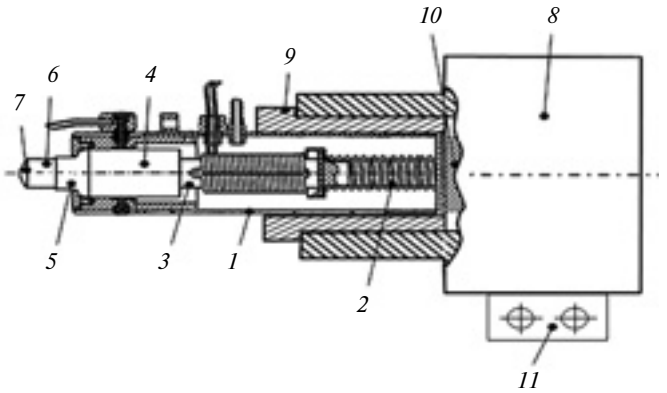


Рис. 2. Схема комбинированного ударного устройства

металлов и сплавов, которое состоит из стакана *1*, упругого элемента *2*, магнитострикционного преобразователя *3*, волновода *4*, концентратора *5*, поворотного устройства *6*, индентора *7*, установленного на торце поворотного устройства *6* с возможностью поворота и жесткой фиксации. Стакан *1* коаксиально установлен в корпусе *8* с возможностью возвратно-поступательного перемещения по направляющим *9* относительно обрабатываемой поверхности. В корпусе *8* имеется источник *10* ударных импульсов, импульсно воздействующего на внешнюю сторону торца стакана *1*. В качестве источника ударных импульсов можно использовать пневматический пистолет, кулачковый механизм и пр. Корпус *8* имеет кронштейн *11* для крепления к суппорту станка.

С помощью данного устройства можно воздействовать на обрабатываемую поверхность колебаниями двух видов — ультразвуковыми колебаниями и ударными импульсами. В результате на обрабатываемой поверхности формируется направленный регулярный рельеф [2], со смешанной микро- и макротопографией и высокой маслоемкостью.

В качестве источника ультразвуковых колебаний использовали установку безабразивной ультразвуковой финишной обработки (БУФО), разработанную специалистами ООО "Северо-западный центр ультразвуковых технологий" (г. Санкт-Петербург) под руководством проф. Ю. В. Холопова [3]. В результате обработки БУФО снижается шероховатость поверхности и создается наклепанный слой со сжимающими остаточными напряжениями и повышенной твердостью.

Эффективность устройства проверена экспериментально. Точением на токарном станке из стали 50Г изготовляли диски с наружным диаметром 110 мм и шириной 25 мм (рис. 3, *а*, см. обложку). Затем полученную поверхность обрабатывали с помощью разработанного устройства на разных режимах. Одну часть образцов обрабатывали только ультразвуковыми колебаниями (рис. 3, *б*), другую — ультразвуковыми колебаниями и ударными импульсами низкой частоты (рис. 3, *в*).

Для исключения влияния побочных факторов, например влияния наклепов разной степени, все образцы после обработки для снятия остаточных напряжений прошли термообработку. Твердость всех образцов осталась неизменной. Для достоверности эксперимента для каждого режима обработки использовали несколько образцов.

Для исследования микротопографии обработанных поверхностей применяли 3D-интерферометр Bruker GT K1 (USA).

Для оценки качества обработанных поверхностей использовали следующие показатели свойств микротопографии поверхности: маслоемкость, маслоудерживающую способность, фактическую площадь контакта неровностей в паре трения, анизотропию неровностей микротопографии [4, 5].

Фрикционные свойства полученных поверхностей оценивали для условий граничного трения, так как большое число деталей машин работает именно в этих условиях.

Маслоемкость *Sv* {*Surface Void Volume*) определяли согласно стандарту ISO [4]:

$$Sv = Vv/S,$$

где *Vv* — объем впадин в интервале высот $0{,}05Z_{\max} \leqslant h \leqslant 0{,}8Z_{\max}$; *S* — площадь поверхности.

Показатель *Sv* характеризует толщину масляной пленки, усредненную по площади.

Маслоудерживающая способность *Sci* (Core Fluid Retention Index) определяли также согласно стандарту ISO [4]:

$$Sci = Sv/Sq,$$

где *Sq* — среднеквадратичное отклонение ординат поверхности шероховатости.

Показатель *Sci* характеризует усредненную площадь масляного пятна для фиксированной толщины.

Показатели маслоемкости и маслоудерживающей способности определяют коэффициент трения, а, следовательно, и износ деталей. Показате-

Таблица 1

Номер образца	Токарная обработка		БУФО		Обработка разработанным устройством	
	Sv, мкм^3/мкм^2	*Sci*	*Sv*, мкм^3/мкм^2	*Sci*	*Sv*, мкм^3/мкм^2	*Sci*
1	0,0756	0,291	0,0274	0,092	0,386	1,643
2	0,0834	0,316	0,0135	0,103	0,412	1,628
3	0,0647	0,317	0,0139	0,097	0,393	1,596
4	0,0621	0,334	0,0324	0,132	0,451	1,676
5	0,0986	0,383	0,0257	0,075	0,490	1,634
6	0,0703	0,253	0,0242	0,099	0,562	1,742

ли *Sv* и *Sci* чувствительны к форме неровностей поверхности [6].

В табл. 1 приведены значения показателей *Sv* и *Sci* для микротопографий поверхностей, прошедших токарную обработку, выглаживание БУФО, обработку комбинированным ударным устройством.

Анализ полученных результатов (табл. 1, рис. 4, см. обложку) показал, что обработка БУФО снижает и маслоемкость (в 4 раза), и маслоудерживающую способность (в 3 раза) поверхностей, т. е. смазочный материал будет плохо удерживаться на поверхности, что приведет к повышению коэффициента трения, а следовательно, к быстрому изнашиванию.

После токарной обработки поверхность плохо удерживает смазочный материал (см. рис. 4, *а*, *б*), но наименьшее количество смазочного материала будет на поверхности после выглаживания БУФО (см. рис. 4, *в*, *г*). Обработка комбинированным ударным устройством повышает и маслоемкость (в 6 раз), и маслоудерживающую способность поверхностей (в 5 раз), т. е. будет удерживаться максимальное количество смазочного материала (см. рис. 4, *д*, *е*).

Однако для полной оценки трибологических свойств пары трения необходимо знать фактическую площадь контакта. Из-за имеющихся на поверхностях неровностей площадь контакта пары трения всегда меньше номинальной.

Фактическая площадь контакта микронеровностей определяется опорной кривой микротопографии поверхности [2], как сумма площадей *Si* в пределах базовой площади S_0, отсекаемой на всех возможных уровнях Z в материале поверхности, линией, эквидистантной средней поверхности [7]:

$$\eta = \frac{\sum_{i=Si}^{N} Si}{S_0}.$$

Следует отметить, важное отличие данного определения от традиционного, в котором рассматривается отношение линейных величин. Известно [7], что крайние значения этих функций определяются с недопустимо большой погрешностью. Поэтому в современных стандартах опорную кривую определяют только в интервале $(0{,}05 \div 0{,}8)Z_{max}$, где Z_{max} — расстояние между наибольшей вершиной и наибольшей впадиной.

Наибольшее влияние на изнашивание детали при трении оказывают адгезионная и фрикционная составляющие трения. Чем больше фактическая площадь контакта пары трения, тем, соответственно, больше адгезионное трение и изнашивание детали. При этом неровности не должны иметь острых одиночных выступов во избежание задиров [8].

Выглаживание поверхности БУФО резко увеличивает фактическую площадь касания двух поверхностей (рис. 5, *б*, см. обложку), т. е. увеличивает адгезионную составляющую трения, изнашивание и снижает фрикционную составляющую.

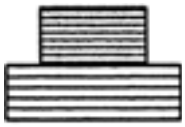
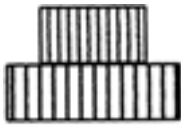
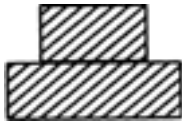
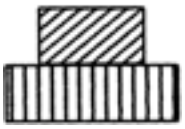
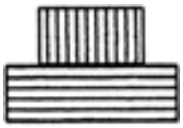
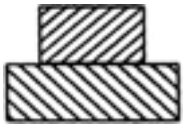
Обработка поверхности с помощью комбинированного ударного устройства уменьшает площадь касания микронеровностей, увеличивает фрикционную составляющую трения и снижает адгезионную составляющую (рис. 5, *в*, см. обложку).

Токарная обработка дает средний результат между выглаживанием БУФО и комбинированной обработкой (рис. 5, *а*, см. обложку).

В узлах трения, особенно тяжело нагруженных, адгезионная составляющая, как правило, значительно превосходит фрикционную составляющую. Поэтому следует ожидать снижение изнашивания поверхностей, обработанных комбинированным ударным устройством, по сравнению с поверхностями после токарной обработки и БУФО.

Исследования показали, что изнашивание зависит не только от высоты и частоты неровностей, но и от анизотропии их расположения. Так, в статье [9] показано, что изменение только угла расположения рисок поверхности трущейся пары приводит к уменьшению износа в 4 раза (табл. 2).

Таблица 2

Расположение рисок в паре трения						
Износ, мкм	10,0	7,7	5,3	4,3	2,9	2,5

В разработанном устройстве индентор может поворачиваться на определенный угол и жестко фиксироваться, т. е. можно задавать направление макронеровностей поверхности под любым углом к образующей, что можно использовать для повышения износостойкости поверхностей пары трения без применения дополнительных операций.

Были получены поверхности с заданным направлением макронеровностей, а именно: 0; 15; 30; 45; 75 и 90° к образующей диска. Наибольшую износостойкость показал образец с углом наклона макронеровностей 45°.

На машине трения ИИ 5018 проведены испытания на износостойкость в условиях граничного трения. Износостойкость оценивали весовым методом. Результаты испытаний показали, что износостойкость дисков из стали 50Г, которые обрабатывали с помощью комбинированного ударного устройства, в 2,7 раза выше износостойкости дисков после токарной обработки и в 4,3 раза выше износостойкости дисков, обработанных БУФО.

Таким образом, разработанное комбинированное ударное устройство для обработки поверхностей трения ультразвуковыми и ударными импульсами позволяет формировать направленный регулярный рельеф со смешанной микро- и макротопографией, что обусловливает высокие маслоемкость и маслоудерживающие свойства поверхностей, а также снижает фактическую площадь контакта, а следовательно, существенно повышает износостойкость пары трения.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Кузнецов В. Д.** Физика резания и трения металлов и кристаллов. М.: Наука, 1977. 310 с.
2. **Шнейдер Ю. Г.** Образование регулярных микрорельефов на деталях и их эксплуатационные свойства. М.: Машиностроение, 1972. 240 с.
3. **Холопов Ю. В.** Машиностроение: ультразвук: УЗС, БУФО, ГЕО. СПб.: ООО "Типография "Береста", 2008. 328 с.
4. **ISO 25178-2.** Surface texture. Pr. 2. Terms, definitions and surface texture parameters. 2012. 48 p.
5. **Влияние** режимов ультразвуковой финишной обработки на параметры микротопографии обрабатываемых поверхностей / В. К. Белов, М. В. Дьякова, П. А. Дьяков, О. С. Железков // Упрочняющие технологии и покрытия. 2013. № 9. С. 34—38.
6. **Белов В. К., Пономарева М. В.** Новое в метрологии: замена 2D параметров микротопографии профиля на 3D параметры микротопографии поверхности // Контроль и диагностика. 2012. № 7. С. 57—63.
7. **Белов В. К.** Профили поверхности. Магнитогорск: ГОУ ВПО "МГТУ", 2010. 260 с.
8. **Крагельский И. В.** Трение и износ. М.: Машиностроение., 1968. 430 с.
9. **Долголенко П. В.** Влияние направленности следов обработки на износ плоскостных пар трения // Качество поверхностей деталей машин. Сб. 4. М.: Изд-во АН СССР, 1959. С. 49—54.

УДК 621.787.4

Ю. И. СИДЯКИН, д-р техн. наук, А. В. ТРУНИН, С. Ю. АБАКУМОВА (Волгоградский ГТУ), e-mail: stanki@vstu.ru

Аналитическое исследование остаточных напряжений в сплошных валах после упрочняющей обработки поверхностным пластическим деформированием

Предложено аналитическое решение для определения радиальных, осевых и тангенциальных остаточных напряжений в сплошных валах после упрочняющей обработки поверхностным пластическим деформированием.

Ключевые слова: вал, упрочняющая механическая обработка, остаточные напряжения, контактная упругопластическая деформация, тороидальный и сферический инденторы.

The analytical solution for determination of radial, axial and tangential residual stresses in solid shafts after strengthening treatment by surface plastic deformation is suggested.

Keywords: shaft, strengthening mechanical treatment, residual stresses, contact elastoplastic deformation, toroidal and spherical indentors.

При оценке эффективности поверхностного пластического деформирования (ППД) валов, выполняемого, как правило, для повышения их усталостной прочности, критериями являются: величина остаточных сжимающих напряжений, глубина их залегания в упрочненном поверхностном слое и степень упрочнения материала при наклепе [1—4]. Вопросы выбора рациональной глубины z_s^* наклепа и степени упрочнения материала рассматривались в работах [5, 6]. Установлено, что максимальный предел выносливости материала валов можно получить, если при ППД контролировать интенсивность остаточной деформации $\varepsilon_{i,0}$ поверхностного слоя, которая в идеале должна быть близка по значению к предельной равномерной деформации $\varepsilon_р$ материала упрочняемой детали: $\varepsilon_{i,0} \approx \varepsilon_р$. При этом остаточные напряжения σ_{oi} первого рода должны по абсолютной величине быть близки к временно́му сопротивлению $\sigma_в$ материала вала, соответствующему деформации $\varepsilon_р$. На основе этих положений разработана методика [5, 6] технологического обеспечения ППД валов, применяемого для повышения предела выносливости, а следовательно их ресурса.

Расчетное прогнозирование распределения остаточных напряжений по толщине пластически деформированного слоя имеет хорошую перспективу практического применения, особенно на этапе конструкторской и технологической подготовки производства для адаптации детали к эксплуатационным условиям.

В настоящее время известно множество методов определения остаточных напряжений, однако большинство из них являются экспериментальными и трудоемкими, кроме того, для их применения на производстве требуются специалисты высокой квалификации. Среди аналитических методов расчета остаточных напряжений особое место занимает решение М. С. Дрозда [7]. Несмотря на принятые ограничения и допущения (деформация считается симметричной относительно линии действия контактной нагрузки и изменяющейся линейно по толщине упрочненного слоя) данное решение относительно простое и содержит важный вывод: в упрочненном слое максимальные тангенциальные и осевые остаточные напряжения равны повышенному вследствие наклепа пределу текучести материала.

Исследования [8—11], направленные на решение частных вопросов относительно деформационных и технологических аспектов управления процессами ППД, позволили минимизировать влияние ряда ограничений, принятых в работе [7], на точность расчетных остаточных напряжений. В данном исследовании было принято, что процессы ППД сохраняют свои особенности: при обкатке валов роликами (или шариками) упругопластическая деформация материала в каждый момент времени носит локальный характер, протекает в условиях циклического контактного нагружения и неоднородна в разных точках пластически деформированного объема. Однако при продолжительной обработке, когда процессы деформирования стабилизируются, можно считать итоговое состояние поверхностного слоя вала близким к состоянию, получаемому при монотонном нагружении: деформация становится однородной в концентрических цилиндрических слоях и симметричной относительно оси вала. В этих условиях с допустимым для практики приближением обкатку гладких участков валов тороидальными роликами (шариками) можно условно считать монотонной, а обработка представляет собой чередование двух процессов — нагружения и упругой разгрузки. Таким образом, итоговое напряженное состояние, сформированное уравновешенной системой остаточных напряжений, будет симметричным относительно оси вала.

Рассмотрим вал как сплошной цилиндр диаметром $D_в = 2R$, который после обкатки с усилием F тороидальным роликом диаметром $D_р$ в плоскости обкатки и радиусом r профиля (рис. 1) испытывает осесимметричную упруго-пластическую деформацию. Будем считать, что пластическая деформация распространяется на глубину z_s от поверхности цилиндра, т. е. до радиуса ρ^*, при этом область, для которой $0 \leqslant \rho < \rho^*$, остается в упругом состоянии. Кроме того, считаем, что в пластически деформированном слое вала сформирована система остаточных напряжений. Выберем вблизи поверхности вала элемент, по главным граням которого действуют нормальные остаточные напряжения: радиальное σ_{0r}, тангенциальное σ_{0t} и осевое σ_{0x}. Условие равновесия данного элемента и в упругой, и в пластической областях можно описать уравнением [12] (все напряжения условно приняты положительными, т. е. растягивающими):

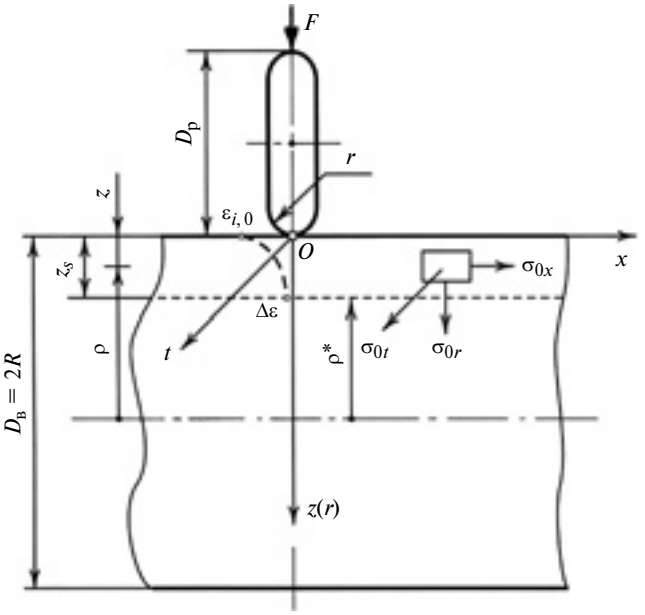


Рис. 1. Схема обкатки вала тороидальным роликом и параметры напряженно-деформированного состояния упрочненного слоя

$$\frac{d\rho}{\rho} + \frac{d\sigma_{0r}}{\sigma_{0r} - \sigma_{0t}} = 0. \qquad (1)$$

Для решения уравнения (1) необходимо знать закон $\varepsilon_i(z)$ изменения интенсивности ε_i относительной контактной деформации по глубине упрочненного слоя, соотношения между ее компонентами $\varepsilon_{x(z)}$, $\varepsilon_{t(z)}$ и $\varepsilon_{r(z)}$ на любом уровне z (или ρ) пластически деформированного объема материала, а также связь интенсивности $\varepsilon_{i(z)}$ деформаций с интенсивностью $\sigma_{i(z)}$ напряжений, в том числе и остаточных, в любой его точке.

Установлено [7], что, несмотря на сложность ППД валов, так как в очаге деформации под роликом кроме относительных линейных остаточных деформаций имеют место и сдвиговые деформации с максимумом на поверхности, интенсивность $\sigma_{i(z)}$ остаточной деформации итогового состояния вала после обкатки можно рассчитать для любой точки

на оси z пластически деформированной области по единичному отпечатку рабочего инструмента (при равенстве контактных нагрузок) по уравнению

$$\varepsilon_{i(z)} = -k_{\beta(z)}\varepsilon_{r(z)} = k_{\beta(z)}c\frac{h}{z_s}\exp(-cz/z_s) = \\ = \varepsilon_{i,0}\exp(-ck_z). \quad (2)$$

Здесь $\varepsilon_{i,0}$ — интенсивность контактной упругопластической деформации в центре отпечатка ($r = z = 0$) глубиной h, образованного инструментом на поверхности вала при статической нагрузке F:

$$\varepsilon_{i,0} = \varepsilon_{i(0)} = k_{\beta(0)}ch/z_s = -k_{\beta(0)}\varepsilon_{r,0}; \quad (3)$$

$\varepsilon_{r(z)}$ и $\varepsilon_{r,0} = \varepsilon_{z,0} = \varepsilon_{r(0)}$ — радиальные линейные деформации соответственно в произвольной точке оси z и центре контакта; k_β — коэффициент, зависящий от соотношений линейных компонент ($\varepsilon_{x(z)}$, $\varepsilon_{t(z)}$ и $\varepsilon_{r(z)}$) интенсивности деформации на оси z (или r), совпадающей с линией действия контактной нагрузки.

Данные выражения получены на основе разработанной сферической модели упругопластического контакта тел, ограниченных поверхностями произвольной формы и кривизны [8, 9], которая позволяет использовать математический аппарат осесимметричной контактной задачи: внедрение упругого сферического индентора в плоскую поверхность упругопластического контртела и распространить его на общий случай контактного взаимодействия твердых тел, где, как известно, контур отпечатка отличается от кругового, поэтому деформация на линии действия контактной нагрузки в общем случае не является осесимметричной. На основе данной модели установлено, что минимальная и максимальная относительные линейные деформации (тангенциальная $\varepsilon_{t(z)}$ и осевая $\varepsilon_{x(z)}$) на линии действия контактной нагрузки применительно к обкатке вала тороидальным роликом (см. рис. 1) и принятой системы координат, определяются выражениями:

$$\left.\begin{aligned} \varepsilon_{t(z)} &= -\frac{\psi_z}{1+\psi_z}\varepsilon_{r(z)}; \\ \varepsilon_{x(z)} &= -\frac{\varepsilon_{r(z)}}{1+\psi_z}, \end{aligned}\right\} \quad (4)$$

а их отношение имеет вид:

$$\psi_z = \varepsilon_{t(z)}/\varepsilon_{x(z)} = (\beta c_1/c_2)^{1-k_z}, \quad (5)$$

где $k_z = z/z_s$ — относительная координата по глубине наклепа, как и в уравнении (2); $\beta = b/a \approx \sqrt{A/B}$ — отношение полуосей b и a (соответственно малой и большой) эллиптического контура остаточного отпечатка на поверхности вала, зависящее от отношения главных кривизн A и B (A — меньшее по значению из двух выражений: $D_р^{-1} + D_в^{-1}$; $0{,}5r^{-1}$) поверхностей контактирующих тел [5]; c, c_1, c_2 — коэффициенты, определяемые интенсивностью пластической деформацией $\varepsilon_{i,0}$ в центре контакта и стандартным допуском на остаточную деформацию $\Delta\varepsilon = 0{,}002$, которые согласно сферической модели определяются отдельно для каждого случая контакта при осесимметричной деформации (включая и две плоскости главных кривизн тел) по формулам [8, 9]:

$$c = \ln(\varepsilon_{i,0}/\Delta\varepsilon);$$

$$c_{1,2} = \ln[(\varepsilon_{i,0})_{1,2}/\Delta\varepsilon].$$

Поскольку значения относительных линейных деформаций $\varepsilon_{t(z)}$ и $\varepsilon_{x(z)}$ различны, то по теории упругости согласно зависимости интенсивности деформации от ее линейных компонент [12] с учетом уравнений (4) и (5) коэффициент $k_{\beta(z)}$ в формулах (2) и (3) имеет вид:

$$k_{\beta(z)} = \frac{2}{3}\sqrt{2 + \frac{1 - \psi_z + \psi_z^2}{(1+\psi_z)^2}}.$$

При осесимметричной деформации $\psi_z = 1$ и $k_{\beta(z)} = k_{\beta(0)} = 1$.

Для получения общего решения по остаточным напряжениям необходимо добавить уравнение, связывающее интенсивность $\sigma_{i(z)}$ напряжений с интенсивностью $\varepsilon_{i(z)}$ деформаций в произвольных точках на оси z. Для активного этапа нагружения можно воспользоваться степенно́й аппроксимацией обобщенной диаграммы деформирования материала [11]:

$$\sigma_{i(z)} = K\left(\frac{\varepsilon_{i(z)} + \varepsilon_{i(z)}^{у}}{\Delta\varepsilon} - 1\right)^m, \quad (6)$$

которая справедлива не только при одноосном, но и при объемном напряженном состоянии, имеющем место, в частности, при ППД валов [4, 5]. Коэффициенты K и m в уравнении (6) рассчитываем по формулам:

$$m = \frac{\ln(\sigma_в/\sigma_{0,2})}{\ln\left(\frac{E}{\sigma_{0,2}}(\varepsilon_р - \Delta\varepsilon) + \frac{\sigma_в}{\sigma_{0,2}}\right)};$$

$$K = (E\Delta\varepsilon)^m\sigma_{0,2}^{1-m},$$

для которых известны значения условного предела текучести $\sigma_{0,2}$, временного сопротивления $\sigma_в$, модуля E нормальной упругости и предельной равномерной деформации $\varepsilon_р$ материала вала.

Напомним, что упругая составляющая интенсивности деформации определяется выражением $\varepsilon_{i(z)}^{у} = \sigma_{i(z)}/E$ или с высоким приближением выра-

жением $\varepsilon^{\text{у}}_{i(z)} \approx (\sigma_{\text{в}}/E)(1 - k_z)^{0,25}$. При этом такие показатели свойств материала, как $\sigma_{0,2}$ и $\sigma_{\text{в}}$ должны быть адаптированы к реальным размерам вала, т. е. назначаться с учетом масштабного фактора. Один из вариантов такого учета рассмотрен в работе [6].

Применительно к окончанию этапа разгрузки, т. е. после обкатки вала, для описания связи интенсивности $\sigma_{\text{o}i(z)}$ остаточных напряжений с интенсивностью $\varepsilon_{i(z)}$ итоговой остаточной контактной деформацией в первом приближении можно предложить аналогичную уравнению (6) зависимость

$$\sigma_{\text{o}i(z)} = \sigma_{i(z)}(\varepsilon_{i,0}/\varepsilon_{\text{р}})^n, \tag{7}$$

где $\varepsilon_{i,0}$ — расчетная интенсивность упругопластической деформации на поверхности вала, реализуемая ППД.

Зависимость (7) удовлетворяет следующим начальным условиям: на границе упругой и пластически деформированной ($z = z_s$) областей имеем $\varepsilon_{i(z_s)} = \Delta\varepsilon$ и $\sigma_{\text{o}i(z_s)} = 0$, а на поверхности вала ($z = 0$) имеем $\varepsilon_{i,0} = \varepsilon_{\text{р}}$ и $\sigma_{\text{o}i(0)} \approx \sigma_{\text{в}}$.

Значения показателя n степени в уравнении (7) находим обработкой результатов экспериментальных исследований остаточных напряжений после ППД, опубликованных в работах [2—4]. Анализ данных этих и других работ, авторы которых не всегда использовали оптимальные технологические режимы упрочнения валов, реализуя условие $\varepsilon_{i,0} \approx \varepsilon_{\text{р}}$, позволили определить значения показателя n для диапазона значений отношения $\varepsilon_{i,0}/\varepsilon_{\text{р}} = 0,15 \div 0,95$. Установлено, что бóльшая часть значений n попадает в интервал $0,5 \div 0,6$; в инженерных расчетах рекомендуется принимать $n = 0,57$.

Уравнение (1) является общим, поэтому справедливым и на этапе активного нагружения, и после снятия нагрузки, т. е. для итогового напряженного состояния упрочненного слоя после обкатки вала. В данное уравнение входит разность радиальных и тангенциальных остаточных напряжений ($\sigma_{\text{o}r} - \sigma_{\text{o}t}$), которую для произвольной координаты z после ряда преобразований представим как

$$\sigma_{\text{o}r} - \sigma_{\text{o}t} = \sigma_{\text{o}r(z)} - \sigma_{\text{o}t(z)} = \\ = 0,5(Q(z) - \lambda_{(z)}\varepsilon_{i(z)}C_{\beta(z)}). \tag{8}$$

Уравнение (8) получено на основании известной из теории упругости [12] зависимости интенсивности $\sigma_{i(z)}$ напряжений от компонент $\sigma_{r(z)}$, $\sigma_{t(z)}$ и $\sigma_{x(z)}$ применительно к остаточному объемному напряженному состоянию:

$$\sigma_{\text{o}i(z)} = \frac{\sqrt{2}}{2}\sqrt{(\sigma_{\text{o}r(z)} - \sigma_{\text{o}t(z)})^2 + \\ + (\sigma_{\text{o}t(z)} - \sigma_{\text{o}x(z)})^2 + (\sigma_{\text{o}x(z)} - \sigma_{\text{o}r(z)})^2},$$

а также выражений (4), (5) и степенно́й аппроксимации обобщенной диаграммы деформирования материала в виде уравнений (6) и (7). В этом и последующих выражениях для упрощения введены обозначения:

$$\left.\begin{aligned} C_{\beta(z)} &= \frac{1 - \psi_z}{k_{\beta(z)}(1 + \psi_z)}; \\ \lambda_{(z)} &= \frac{\sigma_{\text{o}t(z)} - \sigma_{\text{o}x(z)}}{\varepsilon_{t(z)} - \varepsilon_{x(z)}}; \end{aligned}\right\} \tag{9}$$

$$Q(z) = \sqrt{4(\sigma_{\text{o}i(z)})^2 - 3(\lambda_{(z)}\varepsilon_{i(z)}C_{\beta(z)})^2}. \tag{10}$$

Известно, что для упругой и пластически деформированной областей справедливо равенство направляющих тензоров напряжений и деформаций [12]. Поэтому параметр $\lambda_{(z)}$ в физическом смысле близок к такому понятию, как секущий модуль G' сдвига материала (при развитой упругопластической деформации). Это очевидно, поскольку разность напряжений в числителе формулы (9) пропорциональна касательному напряжению, а знаменатель — сдвиговой деформации. В связи с этим параметр $\lambda_{(z)}$ условно можно считать секущим модулем сдвига остаточной упругопластической контактной деформации, т. е. остаточным секущим модулем сдвига. Очевидно, что решение уравнения (8) возможно, если подкоренное выражение в формуле (10) будет положительным, т. е. значение $\lambda_{(z)}$ не будет превышать некоторого предельного значения, которое назовем критическим $\lambda_{\text{кр}(z)}$. Таким образом, получено обязательное условие:

$$\lambda_{(z)} \leqslant \lambda_{\text{кр}(z)} = \frac{2\sqrt{3}\sigma_{\text{o}i(z)}}{3\varepsilon_{i(z)}C_{\beta(z)}}. \tag{11}$$

В первом приближении оценить характер зависимостей $\lambda_{(z)}$ от определяющих его факторов можно решением неосесимметричной контактной задачи [5, 8] применительно к условиям статического нагружения, т. е. по параметрам однократного упругопластического контактного взаимодействия тел, ограниченных поверхностями произвольной формы и кривизны, так как для этого случая имеется решение о распределении всех трех компонент интенсивности деформации на линии действия контактной нагрузки. Напомним, что в решении М. С. Дрозда [7], где рассматривался осесимметричный контакт, принималось $\lambda_{(z)} = 0$. Что же касается напряжений, то теоретические исследования в области упругопластического контактного взаимодействия таких тел не привели еще к подобному аналитическому решению. Исключением являются результаты отдельного частного исследования, выполненного А. П. Осипенко и М. С. Дроздом [13] с использованием упругого сферического

индентора. В данной работе рассмотрен один из возможных путей решения, который, как и решение деформационной задачи [8], построен на сферической модели [9] упругопластического контакта тел произвольной кривизны. Однако поскольку расчетная формула (9) содержит остаточные напряжения, необходимы пояснения.

По окончании поверхностной обработки (что соответствует полному снятию внешней нагрузки) в теле вала формируются остаточные напряжения первого рода ($\sigma_{or(z)}$, $\sigma_{ot(z)}$ и $\sigma_{ox(z)}$), что обусловлено, в основном, неоднородностью распределения пластической деформации по толщине упрочненного слоя. Величину и характер распределения этих напряжений, как правило, определяют с помощью теоремы о разгрузке А. А. Ильюшина. Для этого из напряжений $\sigma_{r(z)}$, $\sigma_{t(z)}$ и $\sigma_{x(z)}$, возникающих в теле на активном этапе нагружения, необходимо вычесть упругие напряжения $\sigma_{pr(z)}$, $\sigma_{pt(z)}$ и $\sigma_{px(z)}$, которые присутствуют в теле на момент начала разгрузки, т. е. для произвольной точки оси z (или уровня k_z) имеем:

$$\left.\begin{aligned} \sigma_{or(z)} &= \sigma_{r(z)} - \sigma_{pr(z)}; \\ \sigma_{ot(z)} &= \sigma_{t(z)} - \sigma_{pt(z)}; \\ \sigma_{ox(z)} &= \sigma_{x(z)} - \sigma_{px(z)}. \end{aligned}\right\} \qquad (12)$$

Выражения (12) справедливы для итогового напряженного состояния вала независимо от того, как оно сформировано: в результате обкатки, т. е. многократного циклического нагружения, или однократного вдавливания в вал ролика статической нагрузкой. Однако с учетом допущений, принятых выше и касающихся циклического характера его формирования, когда в очаге деформации под роликом, непрерывно плавно меняясь, возникает нагрузка или разгрузка, можно каждый цикл рассматривать в отдельности, т. е. как процесс однократного контактного деформирования, состоящего из двух фаз — нагружения и разгружения. Поэтому, если уравнения (12) распространить и на этот случай контакта, то параметр $\lambda_{(z)}$ в первом приближении можно оценить по статическим характеристикам данного нагружения, т. е. принять

$$\lambda_{(z),c} = \frac{\sigma_{ot(z),c} - \sigma_{ox(z),c}}{\varepsilon_{t(z),c} - \varepsilon_{x(z),c}}, \qquad (13)$$

где величины с индексом "с" относятся к однократному статическому нагружению. Однако необходимы последующие уточнение и корректировка значений применительно к более сложному случаю — процессу обкатки.

Таким образом, используя известную теорему А. А. Ильюшина о разгрузке и считая [5], что $\varepsilon_{t(z),c} \approx \varepsilon_{t(z)}$ и $\varepsilon_{x(z),c} \approx \varepsilon_{x(z)}$, представим выражение (13) как

$$\lambda_{(z),c} = \frac{(\sigma_{t(z),c} - \sigma_{pt(z),c}) - (\sigma_{x(z),c} - \sigma_{px(z),c})}{\varepsilon_{t(z)} - \varepsilon_{x(z)}}. \qquad (14)$$

Так как при упругопластическом контактном взаимодействии тел, т. е. при активном нагружении, распределение давления по поверхности контакта принято равномерным, т. е. близко к реальному $p = p_{cp} = F/(\pi ab)$ [5, 13], то в момент начала разгрузки можно считать давление также равномерным и для определения напряжений разгрузки на оси z использовать соответствующие зависимости теории упругости, например полученные в работах [10, 14]. Это допущение вполне оправдано, поскольку, как показано в работе [10], размеры пластически деформированной области под остаточным отпечатком не зависят от характера распределения давления по поверхности контакта. Исключение составляет только глубина z_s наклепа, т. е. размер этой зоны по оси z, а она формируется на конечном этапе активного нагружения и к моменту начала разгрузки не изменится. Это наблюдается и при использовании сферических инденторов.

Итак, для определения $\lambda_{(z),c}$ воспользуемся решением осесимметричной контактной задачи [13] о напряжениях в упругопластическом полупространстве и распространим его посредством сферической модели на случай обкатки вала тороидальным роликом. Радиальные напряжения (на оси r) под каждым отпечатком с круговыми контурами диаметрами d_1 и d_2, образованными сферическими инденторами диаметрами D_1 и D_2, на уровне k_z пластически деформированного слоя при неизменном среднем давлении в контакте ($p_{cp1} = p_{cp2} = p_{cp}$) определяются уравнением

$$\sigma_{r(z)1,2} = \\ = p_{cp}\left[\frac{\ln\left(\frac{2z_{s(1,2)}}{D_{1,2}}k_z + 1\right)}{\ln\left(\frac{2z_{s(1,2)}}{D_{1,2}}\right)} \cdot \frac{z^3_{s(1,2)}}{\sqrt{\left(z^2_{s(1,2)} + \frac{d^2_{1,2}}{4}\right)^3}} - 1\right], \qquad (15)$$

где индексы "1" и "2" означают номер сферического индентора.

В данном случае согласно сферической модели упругопластического контакта тел глубины остаточных отпечатков после снятия нагрузок $F_1 = F/\beta$ и $F_2 = F\beta$ будут одинаковыми, т. е. $h_1 = h_2$, а глубины наклепа — разными [9], при этом $z_{s,2}/z_{s,1} \approx \sqrt{F_2/F_1} = \beta$; $d_1 = 2a$; $d_2 = 2b$, т. е. диаметры будут равны соответственно большей и меньшей осям эллиптического контура остаточного отпечатка, образованного на поверхности вала тороидальным роликом при однократном нагружении усилием F.

Компоненты интенсивности напряжений $\sigma_{i(z),1}$ и $\sigma_{i(z),2}$ в плоскостях, перпендикулярных оси z, вследствие симметричности будут попарно одинаковыми под каждым индентором, а относительно вала и принятой при обкатке системы координат (см. рис. 1) — различными. С учетом этого, а также зависимостей (6) и (15) представим тангенциальные ($\sigma_{t(z),\text{c}}$) и осевые ($\sigma_{x(z),\text{c}}$) напряжения нагрузки как

$$\sigma_{t(z),\text{c}} = \sigma_{r(z),1} + \sigma_{i(z),1};$$

$$\sigma_{x(z),\text{c}} = \sigma_{r(z),2} + \sigma_{i(z),2}.$$

Для определения напряжений разгрузки $\sigma_{\text{p}t(z),\text{c}}$ и $\sigma_{\text{p}x(z),\text{c}}$ на оси z в пластически деформированной области используем решение Тейбора [14] применительно к упругому контакту сферы и полупространства при равномерном давлении с учетом того, что в реальности при упругопластической деформации контактная поверхность не плоская, как принято в работе [14], а близка к сферической. Поэтому на основании исследований [5, 13] при традиционном подходе к решению контактных задач в расчетные зависимости были внесены изменения, учитывающие не только реальную кривизну поверхности контакта, но и различия упругих восстановлений сферических инденторов и остаточных отпечатков при разгрузке. Суммарно эти упругие восстановления определяют упругие сближения $\alpha_{\text{y},1}$ и $\alpha_{\text{y},2}$ в контакте [5] каждого индентора, следовательно, получим:

$$\sigma_{\text{p}t(z),\text{c}} = -\frac{p_{\text{cp}}}{2}\left[(1 + 2\mu) + \left(\frac{k_z z_{s,1} - \alpha_{\text{y},1}}{\sqrt{(k_z z_{s,1} - \alpha_{\text{y},1})^2 + (0{,}5 d_1)^2}}\right)^3 - \frac{2(1+\mu)(k_z z_{s,1} - \alpha_{\text{y},1})}{\sqrt{(k_z z_{s,1} - \alpha_{\text{y},1})^2 + (0{,}5 d_1)^2}}\right];$$

$$\sigma_{\text{p}x(z),\text{c}} = -\frac{p_{\text{cp}}}{2}\left[(1 + 2\mu) + \left(\frac{k_z z_{s,2} - \alpha_{\text{y},2}}{\sqrt{(k_z z_{s,2} - \alpha_{\text{y},2})^2 + (0{,}5 d_2)^2}}\right)^3 - \frac{2(1+\mu)(k_z z_{s,2} - \alpha_{\text{y},2})}{\sqrt{(k_z z_{s,2} - \alpha_{\text{y},2})^2 + (0{,}5 d_2)^2}}\right].$$

Установим все параметры, входящие в выражения (8) и (13), и вернемся к основному дифференциальному уравнению (1), которое удобнее представить как $-\text{d}\sigma_{\text{o}r} = (\sigma_{\text{o}r} - \sigma_{\text{o}t})\dfrac{\text{d}\rho}{\rho}$.

Его решение при $\rho = R - z$ (см. рис. 1) и $\text{d}\rho = -\text{d}z$ с учетом зависимости (8) применительно к обкатке валов будет иметь вид:

$$\sigma_{\text{o}r(z)} = \frac{1}{2}\int_0^z [Q(z) - \lambda_{(z)}\varepsilon_{i(z)}C_{\beta(z)}]\frac{\text{d}z}{R - z}, \qquad (16)$$

где $\lambda_{(z)}$ — остаточный секущий модуль сдвига упрочненного поверхностного слоя вала.

Зависимость (16) определяет закон изменения радиальных остаточных напряжений $\sigma_{\text{o}r(z)}$ по толщине упрочненного слоя и их значения на любом уровне. Они положительны, монотонно возрастают от нуля (на поверхности) до максимума (на глубине z_s). Совместным решением уравнений (8) и (16) с учетом выражений (9) и (10) найдем тангенциальные остаточные напряжения:

$$\sigma_{\text{o}t(z)} = -0{,}5(Q(z) - \lambda_{(z)}\varepsilon_{i(z)}C_{\beta(z)}) + \sigma_{\text{o}r(z)}. \qquad (17)$$

Эти напряжения будут отрицательными (сжимающими) по всей толщине пластически деформированного слоя вплоть до z_s. Предварительные расчеты по формулам (16) и (17) при $\lambda_{(z)} = \lambda_{(z),\text{c}}$ с использованием программного комплекса Mathcad-7 отличались от экспериментальных данных незначительно [2—4].

Это проявляется и в тангенциальных остаточных напряжениях не столько в значениях и характере изменения по толщине упрочненного слоя, сколько в отсутствии ярко выраженного максимума, который, как правило, наблюдается при экспериментальных исследованиях и имеет место на некотором расстоянии от поверхности вала. Однако данные неточности можно свести к минимуму корректировкой параметра $\lambda_{(z),\text{c}}$ и учетом особенностей, которые применительно к обкатке валов роликами упоминались в работе [5]. Во-первых, статическое однократное нагружение по понятным причинам не в полной мере отражает реальный характер и кинетические особенности формирования поверхностного слоя валов при обкатке, так как кроме линейных имеются и сдвиговые деформации в направлениях подачи и качения ролика. Эти деформации существенно увеличивают градиент распределения твердости по сечению упрочненного слоя и уменьшают (относительно расчетной в среднем на 15÷20 %) экспериментальную радиальную линейную деформацию $\varepsilon_{\text{э}r,0}$, а при наличии трения в контактной зоне, которое редко учитывается в подобных исследованиях, обусловливают максимум этой деформации на некоторой глубине поверхностного слоя вала. При этом характер изменения сдвиговых деформаций ($\gamma_{xt(z)}$ и $\gamma_{tx(z)}$) по глубине

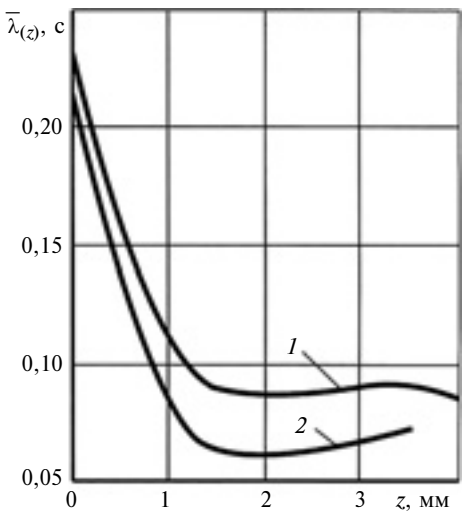


Рис. 2. Зависимости изменения параметра $\bar{\lambda}_{(z),c}$, с по толщине пластически деформированного слоя при разной твердости материала вала диаметром 100 мм:
1 — НД 1800 ($\varepsilon_{i,0} \approx 0{,}8\varepsilon_p$); *2* — НД 2600 ($\varepsilon_{i,0} \approx \varepsilon_p$)

удовлетворительно описывается функцией, подобной зависимости $\varepsilon_{r(z)}$, с максимумом на поверхности вала, приблизительно равным 75 % от $\varepsilon_{эr,0}$. Во-вторых, и это касается параметра $\lambda_{(z),c}$: при осесимметричной контактной деформации компоненты деформаций и напряжений, действующие в плоскостях, перпендикулярных оси z (или r), попарно равны, поэтому $\lambda_{(z),c} = 0$. Если деформация отличается от осесимметричной, то это равенство справедливо только на границе упругой и пластической зон деформации, т. е. при $z = z_s$, так как здесь напряженно-деформированное состояние материала близко к симметричному [10]. Однако расчеты по формуле (14) приводят к обратному результату, т. е. при этом условии $\lambda_{(z_s),c} \to \infty$, так как знаменатель формулы (14) ввиду равенства осевой и тангенциальной деформаций на глубине z_s, что обусловлено сферической моделью [9], обращается в ноль, а числитель, в силу неизбежных незначительных накопленных погрешностей при вычислении остаточных напряжений, хотя и близок к нулю, но в редких случаях ему равен.

В дополнение к этому необходимо контролировать и реализацию условия (11). Однако заметим, что данное условие практически всегда выполняется автоматически, что подтверждает рис. 2, где показаны зависимости $\bar{\lambda}_{(z),c} = \lambda_{(z),c}/\lambda_{кр(z)}$ для двух случаев контактного нагружения тел, обеспечивающие разную величину интенсивности деформации $\varepsilon_{i,0}$ в центре остаточного отпечатка. Расчеты выполнены для следующих условий нагружения: 1) контртело — вал ($D_в = 100$ мм, твердость НД 1800); индентор — тороидальный ролик ($D_р = 80$ мм, $r = 8{,}6$ мм); $\varepsilon_{i,0} \approx 0{,}8\varepsilon_p$ при $F = 21{,}7$ кН; 2) вал ($D_в = 100$ мм, НД 2600); $D_р = 100$ мм; $r = 9{,}6$ мм; $\varepsilon_{i,0} \approx \varepsilon_p$ при $F = 28{,}6$ кН в центре контакта, здесь НД — контактный модуль упрочнения материала по ГОСТ 18835—73; $\varepsilon_p \approx 245/НД$ [5].

Относительный остаточный секущий модуль сдвига достигает максимальных значений $\bar{\lambda}_{max(z),c} = \bar{\lambda}_{(0),c}$ в центре контакта (или на поверхности вала). Методика расчета остальных параметров — усилия F обкатки, размеров ролика ($D_р$ и r), глубины z_s^* наклепа, приведена в работах [5, 6, 9].

В инженерных расчетах радиальных, окружных и осевых остаточных напряжений в валах при ППД принимаем:

$$\lambda_{(z)} \approx (\lambda_{(z),c}/\bar{\lambda}_{(0),c})(\gamma_{эxt(z)}/\varepsilon_{i(0)})^3 = \\ = (\lambda_{(z),c}k_\gamma/\bar{\lambda}_{(0),c})(1 - k_z)^3\exp(-2ck_z), \qquad (18)$$

заменив $\exp(-ck_z)$ на равноценное по значению выражение $(1 - k_z)^3$, которое обращается в ноль при $z = z_s$, что обеспечивает на этой глубине $\lambda_{(z_s)} = 0$. Коэффициент $k_\gamma \approx 0{,}23 \div 0{,}26$ отражает реальное соотношение между экспериментальными [5] и расчетными по формуле (2) сдвиговыми деформациями и итоговой деформацией на поверхности вала при ППД. Можно принять $k_\gamma = 0{,}25$, поскольку при обкатке валов нельзя полностью исключить трение и его влияние на деформационные процессы в контактной зоне.

Для определения осевых остаточных напряжений в упрочненном слое валов воспользуемся уравнением (9), из которого найдем:

$$\sigma_{ox(z)} = \sigma_{ot(z)} + \lambda_{(z)}\varepsilon_{i(z)}C_{\beta(z)}.$$

Таким образом, все зависимости для прогнозирования напряженного состояния материала вала, прошедшего ППД, установлены. Для проверки адекватности предлагаемой методики использовали многочисленные экспериментальные данные [2—4], результаты представлены в табл. 1 и на рис. 3. Их анализ показал, что расчетные и экспериментальные значения исследуемых показателей близки и по значениям, и по характеру их изменения по глубине упрочненного слоя, несмотря на то, что режимы обработки, применяемые в работах [2—4], далеки от оптимальных. В табл. 2 приведены рассчитанные по предлагаемой методике максимальные остаточные напряжения σ_{ormax}, σ_{otmax}, σ_{oxmax}, включая $\sigma_{ot(0)}$ и $\sigma_{ox(0)}$, которые можно получить при разных технологиях ППД роликами. Важно не только наличие ярко выраженных максимумов осевых и тангенциальных остаточных напряжений, которые имеют место на глубине $(0{,}1 \div 0{,}25)z_s$, но и разница значений напряжений на поверхности и на глубине упрочненного слоя, которая сохраняется особенно высокой для осевых остаточных на-

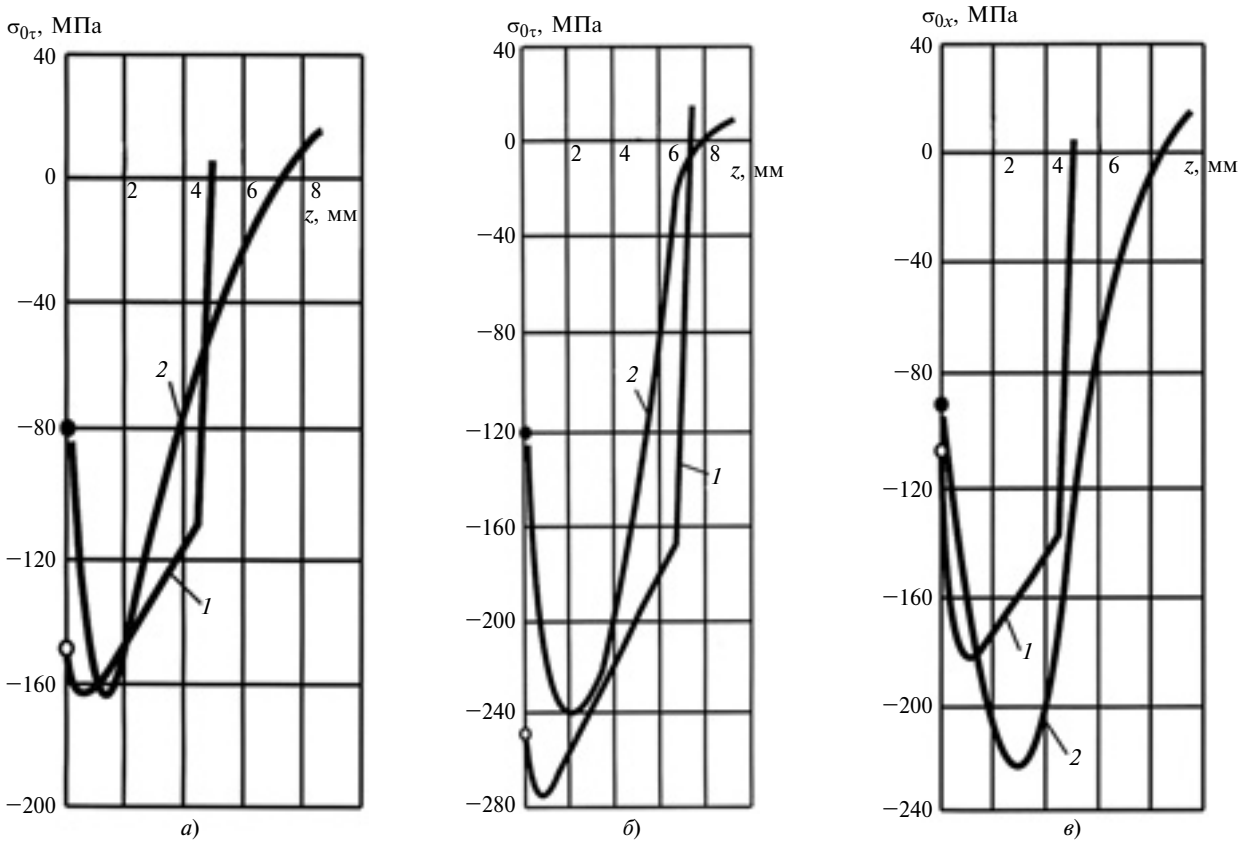


Рис. 3. Расчетные (*1*) и экспериментальные (*2*) зависимости изменения тангенциальных ($\sigma_{0\tau}$) и осевых (σ_{0x}) остаточных напряжений по толщине упрочненного слоя (параметр *z*) вала при разных режимах обработки:
а, *б* — вал диаметром $D_в$ = 230 мм из стали 50 (отжиг) [2], ролик ($D_р$ = 105 мм, r = 12 мм), F = 14,7 (*а*) и 33,3 кН (*б*); *в* — вал диаметром $D_в$ = 160 мм из стали 45 [4], ролик ($D_р$ = 100 мм, r = 24 мм), F = 22 кН

Таблица 1

Расчетные и экспериментальные (жирный шрифт) максимальные значения остаточных напряжений в валах после ППД

Материал (термообработка)	$\sigma_{0,2}/\sigma_в$	НВ/НД	$D_в$	$D_р$	r	F, кН	$\varepsilon_{i,0}/\varepsilon_р$	$\sigma_{0x\max}$	$\sigma_{0\tau\max}$	$\sigma_{0r\max}$	$\sigma_{0i\max}$	$\sigma_{0i\max}/\sigma_в$
	МПа		мм					МПа				
Сталь 50 (отжиг) [1]	**290**/600	185/2150	230	105	12	14,7	0,23	—/–155	–170/–165	—/8	170/160	0,31/0,29
						33,3	0,46	—/–265	–240/–275	—/15	240/270	0,43/0,49
Сталь 45 (нормализация) [2]	400/670	200/2350	32	80	2,1	3,5	0,98	–730/–530	–410/–550	—/60	635/545	0,98/0,84
Сталь 45 (улучшение) [2]	630/890	**270**/3300				2,0	0,74	–880/–580	–480/–595	—/40	760/595	0,88/0,69
Сталь 45 (нормализация) [3]	360/610	**190**/2200	160	100	5	13,0	0,64	–260/–335	–170/–350	35/15	230/340	0,36/0,61
				100	12	13,0	0,27	–260/–205	–145/–210	18/10	240/210	0,43/0,37
						26,0	0,50	–380/–310	–180/–315	40/20	360/315	0,64/0,55
				100	24	26,0	0,27	–350/–205	–165/–210	18/15	320/210	0,56/0,37
						35,0	0,35	–300/–245	–140/–250	15/20	275/250	0,50/0,45

Примечание. В значениях остаточных напряжений σ_0 в числителе — экспериментальные, в знаменателе — расчетные по предлагаемой методике.

Таблица 2

Расчетные значения остаточных напряжений в сплошных стальных валах после ППД тороидальными роликами

НД, МПа	$D_в$	$D_р$	r	F, кН	$\sigma_{ot(0)}$	$\sigma_{ox(0)}$	$\sigma_{oi\max}$	$\sigma_{ox\max}$	$\sigma_{oi\max}$	$\sigma_{ox\max}$	$\sigma_{oi\max}/\sigma_в$
	мм				ИПа						
Упрочняющая обработка ($\varepsilon_{i,0} \approx \varepsilon_р$)											
1700	100 150	80 100	6,0 9,5	20,9 45,6	−420 −415	−270 −270	42 42	−465 −460	−450 −445	460 455	0,91
2500	60 250	60 190	7,0 16,5	12,8 108,6	−580 −560	−380 −365	65 42	−655 −635	−640 −620	655 630	0,93
3500	100 300	100 160	8,5 13,5	24,4 83,0	−750 −725	−485 −470	55 33	−850 −830	−830 −810	850 825	0,94
Отделочно-упрочняющая обработка ($\varepsilon_{i,0} \approx 0{,}8\varepsilon_р$)											
2000	100 200	100 150	9,0 14,0	23,7 66,3	−415 −405	−270 −265	42 34	−460 −455	−445 −435	455 450	0,79
3000	50 150	50 150	8,5 14,0	9,3 45,6	−585 −570	−380 −370	60 42	−660 −645	−645 −630	660 645	0,81

Примечание. Режимы обкатки обеспечивают оптимальную глубину z_s^* наклепа валов [6].

пряжений. При этом ни интенсивность напряжений, ни ее компоненты не превышают временнóго сопротивления материала вала. Отметим также, что расчетные тангенциальные напряжения несколько выше осевых, что редко фиксируется экспериментальными исследованиями. Это зависит от ориентации контура единичного отпечатка на поверхности относительно оси вала, поэтому обкатка валов бочкообразными роликами или шариками позволит изменить соотношение [см. формулу (5)] линейных компонент деформации, и, следовательно, этих напряжений.

Предложенная методика позволяет назначать технологические режимы упрочняющей и отделочно-упрочняющей обработок и прогнозировать остаточные напряжения в валах диаметром до 400 мм из среднеуглеродистых сталей твердостью до НД 4000.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Кудрявцев И. В.** Поверхностный наклеп для повышения прочности и долговечности деталей машин. М.: НТО Машпром, 1966. 96 с.

2. **Браславский В. М.** Технология обкатки крупных деталей роликами. М.: Машиностроение, 1975. 160 с.

3. **Чепа П. А.** Технологические основы упрочнения деталей поверхностным деформированием. Минск: Наука и техника, 1981. 128 с.

4. **Школьник Л. М., Шахов В. И.** Технология и приспособления для упрочнения и отделки деталей накатыванием. М.: Машиностроение, 1964. 184 с.

5. **Дрозд М. С., Матлин М. М., Сидякин Ю. И.** Инженерные расчеты упругопластической контактной деформации. М.: Машиностроение, 1986. 224 с.

6. **Сидякин Ю. И.** Повышение эффективности упрочняющей механической обработки валов обкаткой их роликами или шариками // Вестник машиностроения. 2001. № 2. С. 43—49.

7. **Дрозд М. С.** Аналитическое исследование остаточных напряжений, вызванных поверхностным наклепом // Изв. вузов МВО СССР. Машиностроение. 1958. № 5. С. 42—50.

8. **Сидякин Ю. И., Трунин А. В.** Расчет интенсивности деформации под остаточной вмятиной с эллиптическим контуром // Сб. материалов 3-й между-нар. конф. "Деформация и разрушение материалов и наноматериалов — 2009". М.: 2009. С. 384—385.

9. **Сидякин Ю. И., Трунин А. В., Шевцов А. Н.** Сферическая модель исследования контактной упругопластической деформации // Изв. ВолгГТУ. Сер. "Прогрессивные технологии в машиностроении". 2010. № 12 (72). Вып. 6. С. 48—52.

10. **Определение** формы и размеров пластически деформированной области вокруг отпечатка, ограниченного эллиптическим контуром / Ю. И. Сидякин, А. П. Осипенко, А. В. Трунин, С. Ю. Сидякина // Вестник машиностроения, 2007. № 10. С. 25—29.

11. **Сидякин Ю. И., Трунин А. В.** Обобщенная диаграмма упругопластического контактного деформирования материалов // Изв. ВолгГТУ. Сер. "Прогрессивные технологии в машиностроении". 2011. № 13 (86). Вып. 7. С. 44—46.

12. **Безухов Н. И.** Основы теории упругости, пластичности и ползучести. М.: Высшая школа, 1968. 512 с.

13. **Дрозд М. С., Осипенко А. П.** Аналитическое исследование напряженного состояния при внедрении упругой сферы в упругопластическое полупространство: Сб. "Металловедение и прочность материалов". Вып. VIII. Волгоград: ВПИ, 1977. С. 58—68.

14. **Тимошенко С. П., Гудьер Дж.** Теория упругости. М.: Наука, 1975. 576 с.

15. **Биргер И. А.** Остаточные напряжения. М.: Машгиз, 1963. 232 с.

УДК 621.951(035.5)

Б. Е. ПИНИ, канд. техн. наук (МГТУ МАМИ), А. М. КУРЕЦ (ЗАО "СТ Групп", г. Москва), e-mail: assi@mail.ru

Обработка глубоких отверстий на станках с ЧПУ

Рассматривается использование системы Hammond&Co для обработки точных глубоких отверстий на станках с ЧПУ для повышения эффективности обработки ружейными сверлами отверстий длинной до 3 м диаметрами до 40 мм.

Ключевые слова: ружейное сверло, масляный туман, пилотное отверстие, высокоскоростной привод, режим резания, стружка, станок с ЧПУ.

The application of Hammond&Co system for processing of exact deep holes on NC machines for increase of processing effectiveness of holes up to 40 mm diameter and 3 m depth by gun drills is considered.

Keywords: gun drill, oil mist, pilot hole, high-speed drive, cutting mode, chip, NC machine.

В настоящее время применяют несколько способов обработки глубоких отверстий и, в частности, инструментами с твердосплавными режущими элементами. Для обработки отверстий небольшого диаметра (до 25÷30 мм) используют ружейные сверла или сверла одностороннего резания с рабочей частью диаметром от 0,3 мм и выше с подводом смазочно-охлаждающей жидкости (СОЖ) через внутренние каналы стебля инструмента (рис. 1). Для глубоких отверстий больших диаметров используют сверла BTA и эжекторные сверла с отводом стружки по внутренней полости [1]. Ружейные сверла применяют не только на специальных станках по классической схеме обработки (рис. 2), но и на обычных станках с ЧПУ [2] для относительно неглубоких отверстий. Однако они не получили широкого применения. Это можно объяснить использованием цельных твердосплавных сверл небольшого диаметра, производство которых стало эффективным с возможностью получения их рабочих частей из цельного твердосплавного стержня за одну установку заготовки на станке. Такую обработку обеспечивают станки фирм MoriSeiki, Takamaz и Walter и др. Однако сверла одностороннего резания, в отличие от спиральных сверл с перемычкой между режущими лезвиями, обеспечивают более высокую точность и низкую шероховатость обработанной поверхности, что снижает трудоемкость обработки отверстий.

Для обработки отверстий с параметром l/d не более 15 существуют несколько видов сверл с твердосплавными режущими элементами, позволяющими качественно обрабатывать отверстия диаметрами до 50 мм: сверла с механическим креплением двух твердосплавных пластин; сверла с твердосплавными напайными или механически закрепляемыми коронками или пластинами и др. Однако для обработки отверстий с l/d более 50 и длиной от 150 мм до нескольких метров используют ружейные сверла.

При обработке глубоких отверстий с l/d от 10 до 20 спиральными или шнековыми сверлами возникают трудности: возможен увод сверла, не обеспечивается требуемая точность форм и размеров отверстий, значительная шероховатость обработанной поверхности. Обработка спиральными сверлами, как правило, осуществляется с многократным выводом инструмента из отверстия для отвода стружки, чтобы избежать ее пакетирования в отверстии. Для обработки одного глу-

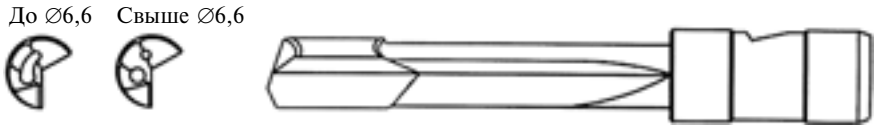


Рис. 1. Ружейное сверло с внутренним подводом СОЖ

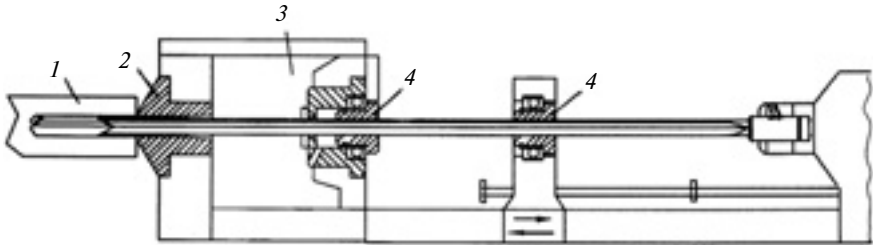


Рис. 2. Схема глубокого сверления на специальном станке:
1 — деталь; *2* — втулка; *3* — уплотнительная муфта; *4* — направляющие втулки

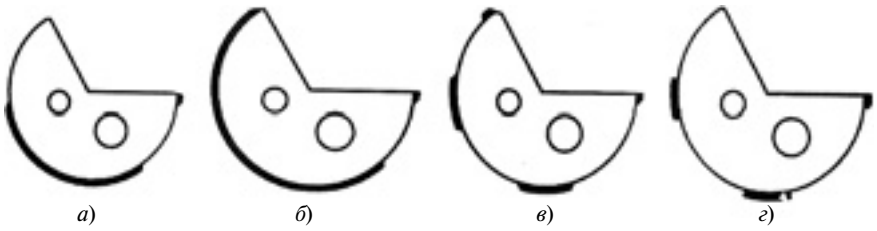


Рис. 3. Направляющие элементы для ружейных сверл:
а — общего применения; *б* — для чугуна; *в* — для глубоких отверстий; *г* — для алюминия, отверстий под углом, в коленчатых валах

бокого отверстия используют набор сверл разной длины с уменьшающимся рабочим диаметром. Применение шнековых сверл несколько улучшает качество обработки и исключает необходимость многократного вывода сверла. Поэтому обработка отверстий спиральными и шнековыми сверлами — трудоемкий и дорогостоящий процесс.

При классической обработке глубоких отверстий ружейными сверлами точность отверстий и шероховатость получаемой поверхности зависят от следующих факторов:

1) режима обработки;

2) геометрии режущей части сверла (зависит от обрабатываемого материала);

3) вида и расположения опорных направляющих поверхностей на сверле, которые направляют сверло в процессе обработки, минимизируя его увод (зависит от обрабатываемого материала) (рис. 3).

Для обработки длинных отверстий ружейными сверлами с l/d более 50 используют специальные станки, оснащенные устройством, поддерживающим сверло. Через стебель инструмента подается СОЖ под высоким давлением, которое создается специальным насосом. Применение специальных станков для глубокого сверления существенно повышает стоимость обработки, так как используются специальный инструмент, высокоскоростной привод вращения инструмента, насос высокого давления для подачи СОЖ, устройство для сбора стружки и фильтрации СОЖ и др. При этом такие станки часто не полностью загружены, а для их обслуживания требуются рабочие высокой квалификации.

При производстве небольших партий деталей для обработки глубоких отверстий можно использовать токарные станки с ЧПУ без специального станочного оборудования. Эта задачу решает комплект специальной оснастки компании Hammond&Co (Великобритания) [3], который включает в себя следующие элементы:

1) установку для создания масляного тумана;

2) специализированный патрон с клапанами для подвода масляного тумана к сверлу ружейного типа;

3) специальное сверло Ventec ружейного типа с увеличенной стружкоотводящей канавкой и хвостовиком для бокового подвода СОЖ;

4) систему подвода сжатого воздуха от цеховой станции или индивидуального компрессора.

На рис. 4 показана схема обработки глубокого отверстия с использованием специальной оснастки для ружейного сверла, установленного в патроне токарного станка с ЧПУ, что позволяет получать отверстия диаметром от 3 до 35 мм и длиной до 3 м. При этом обеспечиваются высокие производительность и точность размеров отверстия с параметром шероховатости поверхности $Ra \leqslant 1{,}25$ мкм.

Насос с пневморедуктором, повышающим давление в 3 раза, подает СОЖ (10 %-й раствор масляной эмульсии), которая смешивается со сжатым воздухом, в результате чего образуется масляный туман, который подается через специальный патрон с клапанами в державку сверла. При выходе из отверстия сверла и попадая на заднюю поверхность режущей кромки сверла масляный туман создает смазывающий и охлаждающий эффект. Сжатым воздухом стружка транспортируется вдоль канавки сверла и удаляется из отверстия. Давление воздуха на входе составляет 0,56÷0,86 МПа, давление СОТС при выходе из сопла выше на 0,3÷0,5 МПа. Рекомендации по

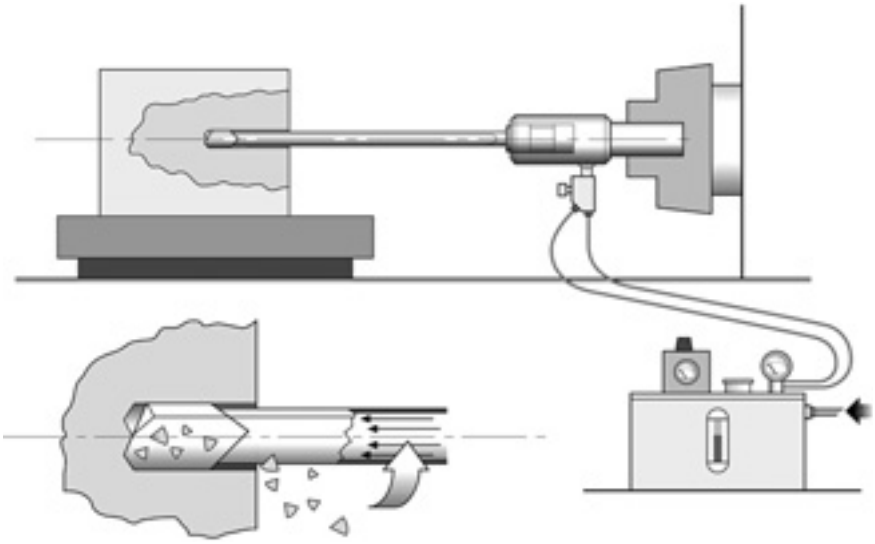


Рис. 4. Схема работы системы Ventec

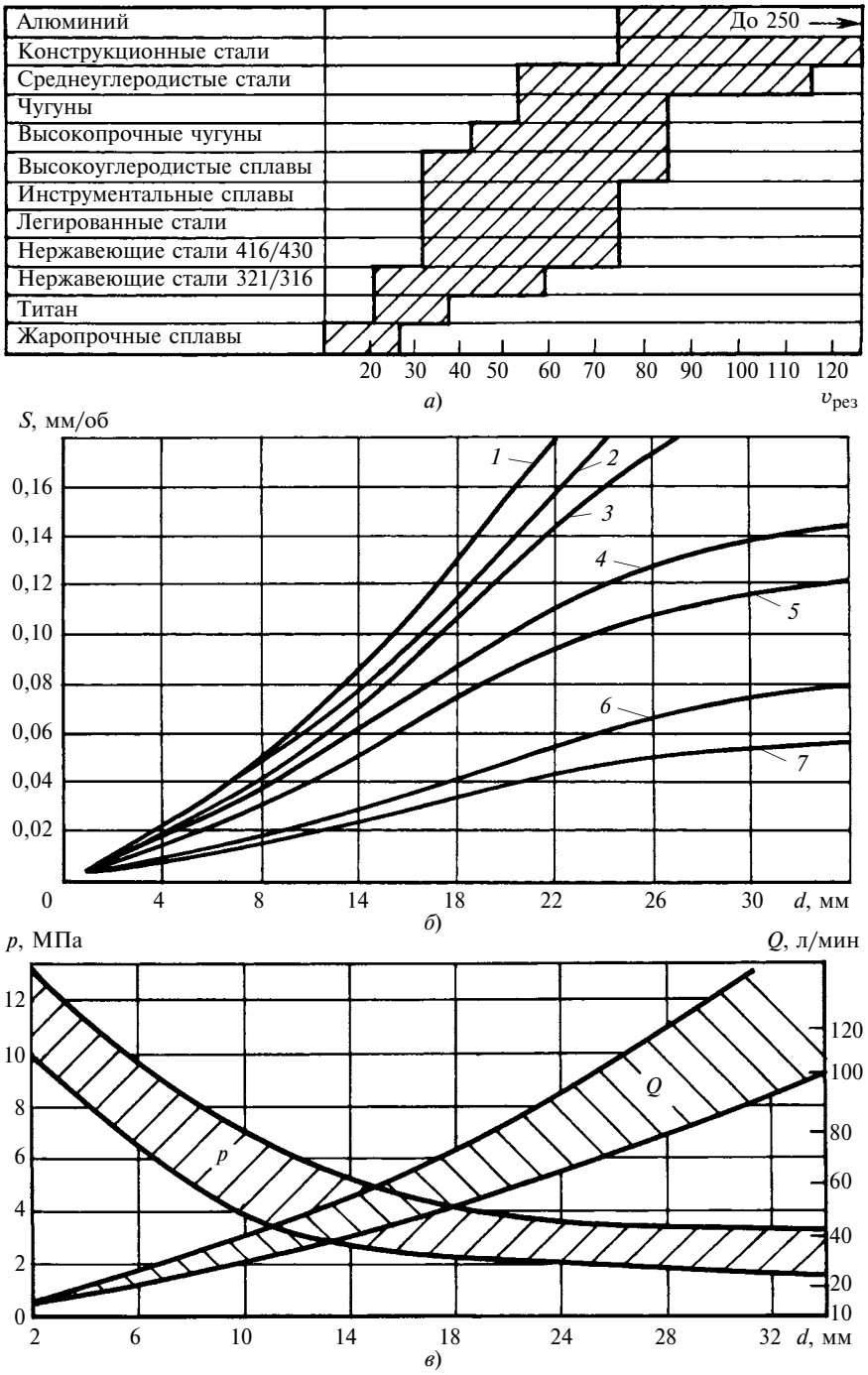


Рис. 5. Рекомендации по режимам резания:
а — скорость $v_{рез}$ резания в зависимости от материала; *б* — подача *S* в зависимости от диаметра *d* сверла и материала; *в* — подача и давление СОЖ в зависимости от диаметра *d* сверла; *1* — серые чугуны, *2* — алюминий, *3* — высокопрочные чугуны, *4* — конструкционные стали, *5* — цементуемые стали, *6* — легированные стали, *7* — коррозионно-стойкие стали

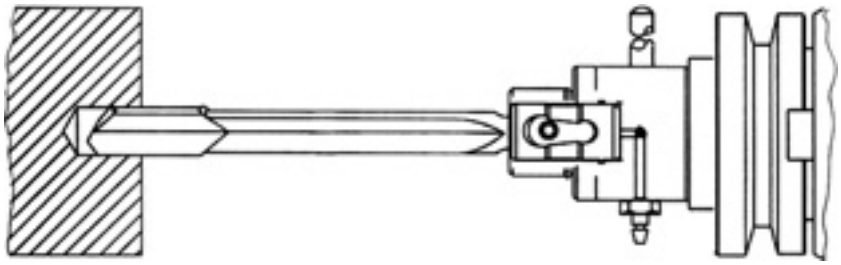


Рис. 6. Схема выполнения пилотного отверстия

выбору режима резания ружейными сверлами Ventec приведены на рис. 5.

Максимальная твердость обрабатываемого материала при использовании данного сверла — 50 *HRC*. При обработке жаропрочных сталей необходимо увеличить содержание минеральных масел в смазочно-охлаждающей технологической среде до 15 %. Для точного центрирования сверла и предотвращения его увода при обработке формируется пилотное отверстие, для этого выполняется следующее (рис. 6):

1) центровка заготовки;

2) сверление отверстия спиральным сверлом на глубину 1,5*d* с припуском под растачивание;

3) расточка просверленного отверстия с допуском +0,015/+0,01 мм.

Учитывая, что из отверстия легче удаляется мелкая стружка, предлагается на режущей кромке ружейного сверла сформировать уступы (рис. 7), которые будут разделять стружку на небольшие элементы, что особенно актуально для инструментов диаметром более 15 мм. Для сверл меньшего диаметра достаточно одного уступа на главной режущей кромке.

Таким образом, при использовании для обработки глубокого отверстия и группы одинаковых отверстий в одной детали комплекта оснастки фирмы Hammond

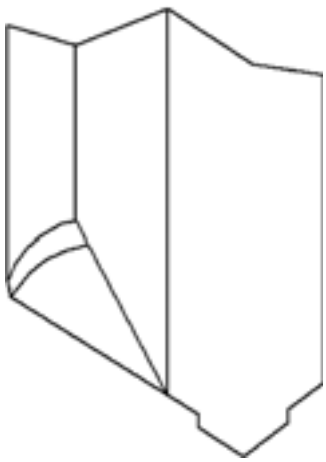


Рис. 7. Сверло с уступами на режущей кромке

УДК 658.527.011

А. А. ИВАНОВ, д-р техн. наук (Нижегородский ГТУ им. Р. Е. Алексеева), e-mail: ivanov_aa@nntu.nnov.ru

Составление оптимального расписания обработки заготовок с переналадкой станка

Составление оптимального расписания обработки заготовок на станке с переналадкой на основании метода ветвей и границ.

Ключевые слова: станок, переналадка, метод ветвей и границ, оптимальное расписание.

The optimal schedule of workpieces processing on machine with changeover basing on branch-and-bound method is constructed.

Keywords: machine, change-over, branch-and-bound method, optimal schedule.

Составляя оптимальное расписание обработки N заготовок с переналадкой станка, следует учитывать, что при каждом переходе от обработки заготовки i к обработке заготовки j требуется время t_{ij} на переналадку станка. Число вариантов очередности обработки N заготовок составляет $N!$ и может быть представлено в виде матрицы переналадок станка (табл. 1).

Для решения этой задачи алгоритмы оптимальных расписаний обработки заготовок на станках без переналадки не подходят. В данном случае эффективным может быть метод ветвей и границ (МВГ). Оптимальному расписанию соответствует минимальное суммарное время переналадок станка. Метод ветвей и границ часто применяют при оптимизации маршрута следования транспорта.

Таблица 1

Матрица переналадок станка

Номер заготовки	1	2	3	...	$N-1$	N
1	x	t_{12}	t_{13}	...	$t_{1(N-1)}$	t_{1N}
2	t_{21}	x	t_{23}	...	$t_{2(N-1)}$	t_{2N}
3	t_{31}	t_{32}	x	...	$t_{3(N-1)}$	t_{3N}
⋮	⋮	⋮	⋮	x	⋮	⋮
$N-1$	$t_{(N-1)1}$	$t_{(N-1)2}$	$t_{(N-1)3}$	...	x	$t_{(N-1)N}$
N	t_{N1}	t_{N2}	t_{N3}	...	$t_{N(N-1)}$	x

Этот метод позволяет установить, в каком порядке необходимо посетить $N-1$ пунктов (пункт выезда задан), чтобы суммарные затраты на маршрут были минимальными. Если начальный пункт маршрута не задан, то получаем полную аналогию составления оптимального расписания обработки N заготовок [1].

Решим задачу МВГ для начального множества вариантов $U\{1, 2, ..., N\}$. Значение некоторого параметра, характеризующего качество решения задачи в i-м варианте, обозначим q_i. Оптимальному решению соответствует условие

$$q^* = \min q_i,\ i \in U,$$

где q^* — точная нижняя граница для множества $\{q_1, q_2, ..., q_N\}$.

Для множества U введем понятие "оценка снизу" $\hat{q}$, которая удовлетворяет условию $\hat{q} < q^*$. Затем последовательно улучшим оценку снизу с целью приближения ее к точной нижней границе: $\hat{q} \to q^*$. Начальное множество U разобьем на подмножества с точными нижними границами критерия качества (например, на два подмножества), что позволит уменьшить число элементов. Для более детального исследования каждое подмножество также разобьем на подмножества. Процедура разбиения представлена в виде дерева разбиений на рис. 1.

Допустим, что множество U разбивается на подмножества A и B с точными нижними границами q_A^* и q_B^*, связанными с q^* соотношением:

$$q^* = \min(q_A^*,\ q_B^*).$$

Так как подмножества A и B имеют меньшее число элементов, чем множество U, то можно получить оценки снизу $\hat{q}_A$ и $\hat{q}_B$, более близкие к q^*, чем оценка снизу $\hat{q}$. Оптимальный вариант, как правило, оказывается в подмножестве с меньшей оценкой снизу (см. рис. 1, подмножество B). Подмножество B разбиваем на подмножества C и D и

(Окончание статьи. Начало см. на стр. 71)

обработку можно выполнять на обычных токарных станках с ЧПУ, выполнив подготовительные операции по обработке пилотных отверстий в едином цикле изготовления детали.

Данная технология может обеспечить высокую эффективность, например, при сверлении глубоких отверстий в теле шатунов различных двигателей в условиях серийного производства.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Обработка** глубоких отверстий / С. В. Кирсанов, А. В. Гречишников, С. Н. Григорьев, А. Г. Схиртладзе. М.: Машиностроение, 2010. 344 с.

2. **Пини Б. Е., Пеньковский К. П., Солоницын Б. М.** Современная конструкция инструментов для высокопроизводительной механической обработки отверстий в машиностроении // Грузовик. 2007. № 12. С. 11—16.

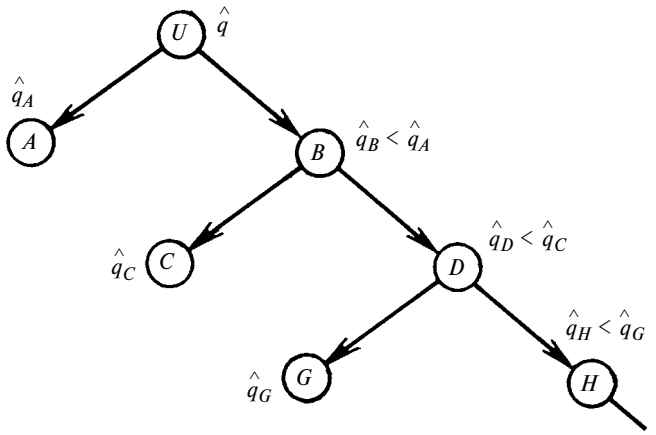


Рис. 1. Дерево разбиений к задаче оптимизации МВГ

т. д., пока не получим подмножество, состоящее из одного элемента со значением $q = q_0$. Этот элемент можно рассматривать как оптимальный.

Составление оптимального расписания с помощью МВГ

Рассмотрим матрицу $i \times j$, в клетках которой заданы времена t_{ij} переналадок станка (табл. 2). Найдем оценку снизу начального множества, используя способ приведения матрицы по строкам (i) и столбцам (j) [1, 2]. Для этого из элементов каждой строки i возьмем наименьший элемент h_i и получим некоторую оценку снизу в виде суммы $\Sigma h_i = 2 + 1 + 1 + 2 + 1 = 7$, которую можно улучшить приведением матрицы по столбцам (аналогично приведению по строкам). Определим сумму наименьших элементов по столбцам j: $\Sigma g_j = 0 + 0 + 1 + 0 + 0 = 1$. Уточненная оценка снизу составит: $\hat{q} = \Sigma h_i + \Sigma g_j = 7 + 1 = 8$.

Из приведенной матрицы (табл. 3) выберем только строки и столбцы, на пересечении которых есть ноль (т. е. $t_{ij} = 0$): это будут (1, 4); (2, 3); (2, 5); (3, 2); (4, 1); (5, 2); (5, 3). Для определения увеличения оценки $\Delta(i, j)$ снизу сложим минимальные числа в строках и столбцах: $\Delta(1, 4) = 2 + 3 = 5$; $\Delta(2, 3) = 0 + 0 = 0$; $\Delta(2, 5) = 0 + 1 = 1$ (ноль на пересечении не учитывается); $\Delta(3, 2) = 1 + 0 = 1$; $\Delta(4, 1) = 1 + 5 = 6$; $\Delta(5, 2) = 0 + 0 = 0$; $\Delta(5, 3) = 0 + 0 = 0$. Наибольшее увеличение оценки снизу получим для дуги (4, 1) (рис. 2). Исключим 4-ю строку и 1-й столбец из приведенной матрицы и получим матрицу для подмножества [(4, 1)] (табл. 4). Оценка снизу для подмножества [(4, 1)]: $\hat{q} = 2 + 3 = 5$.

Приведенная по строкам и столбцам матрица для подмножества [(4, 1)] представлена в табл. 5. Клетки (4, 1) в матрицах (см. табл. 4 и 5) отмечены звездочкой. Это означает, что наложен запрет на дугу (1, 4), которая образует контур с дугой (4, 1), уже введенной в расписание (см. рис. 2, *а*).

Для приведенной матрицы подмножества [(4, 1)] получим следующее приращение оценки снизу $\hat{q}$: $\Delta(1, 5) = 2$; $\Delta(2, 3) = 0$; $\Delta(2, 4) = 1$; $\Delta(2, 5) = 0$; $\Delta(3, 2) = 1$; $\Delta(5, 2) = 0$; $\Delta(5, 3) = 0$. Наибольшее увеличение оценки снизу имеем для дуги (1, 5), которую введем в расписание и получим последовательность обработки заготовок согласно их номерам: 4, 1, 5 (см. рис. 2, *б*). Единицу в расписании учитываем один раз. Исключив 1-ю строку и 5-й столбец из приведенной матрицы подмножества [(4, 1)], получим матрицу для подмножества [(4, 1), (1, 5)] (табл. 6), оценка снизу для которого составит $\hat{q} = 0 + 0 = 0$.

Таблица 2

Исходная матрица переналадок станка

i	j					h_i
	1	2	3	4	5	
1	x	7	7	2	4	2
2	6	x	2	4	1	1
3	6	1	x	9	2	1
4	2	3	8	x	5	2
5	6	1	2	5	x	1

Таблица 3

Матрица, приведенная по строкам и столбцам

i	j				
	1	2	3	4	5
1	x	5	4	0	2
2	5	x	0	3	0
3	5	0	x	8	1
4	0	1	5	x	3
5	5	0	0	4	x

Таблица 4

Матрица для подмножества [(4,1)]

i	j				h_i
	2	3	4	5	
1	5	4	*	2	2
2	x	0	3	0	0
3	0	x	8	1	0
5	0	0	4	x	0
g_j	0	0	3	0	

Таблица 5

Приведенная матрица для подмножества [(4,1)]

i	j			
	2	3	4	5
1	3	2	*	0
2	x	0	0	0
3	0	x	5	1
5	0	0	1	x

Таблица 6

Матрица для подмножества [(4,1), (1,5)]

i	j		
	2	3	4
2	x	0	0
3	0	x	5
5	0	0	1*

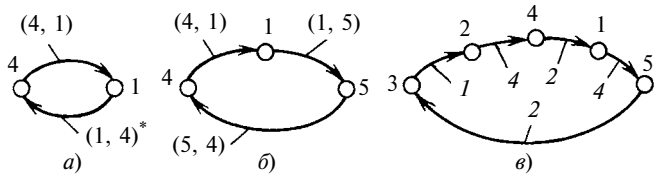


Рис. 2. Этапы построения контура с номерами заготовок:
а — первоначальный; *б* — промежуточный; *в* — конечный

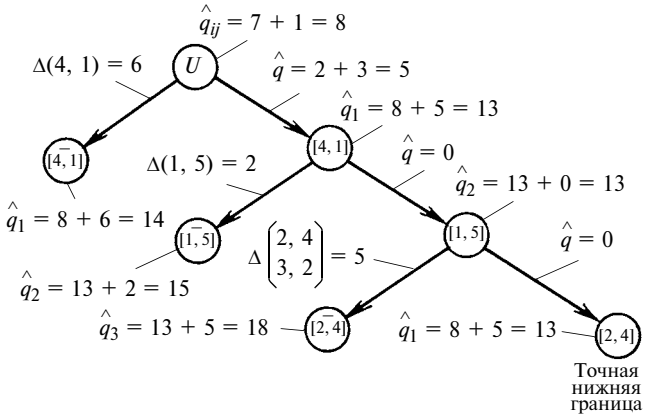


Рис. 3. Дерево разбиений к примеру составления оптимального расписания с помощью МВГ

Полученная матрица является приведенной, так как минимальные элементы в строках и столбцах равны нулю. Найдем приращения $\Delta(i, j)$ для дуг: $\Delta(2, 3) = 0$; $\Delta(2, 4) = 5$; $\Delta(3, 2) = 5$; $\Delta(5, 2) = 0$; $\Delta(5, 3) = 0$. Наибольшие значения $\Delta(i, j) = 5$ получены для дуг (2, 4) и (3, 2), поэтому обе дуги включим в расписание и получим следующую последовательность дуг: (3, 2); (2, 4); (4, 1); (1, 5). Этому соответствует расписание обработки заготовок: 3, 2, 4, 1, 5. При обработке второй партии аналогичных заготовок полученную последовательность дуг необходимо замкнуть в контур, добавив дугу (5, 3). В результате получим контур: 3, 2, 4, 1, 5, 3 (см. рис. 2, *в*). Затраты времени на переналадки станка найдем, просуммировав числа t_{ij} в клетках исходной матрицы на пересечениях: (3, 2) — 1; (2, 4) — 4; (4, 1) — 2; (1, 5) — 4; (5, 3) — 2.

Получим: $\min \sum_{1}^{5} t_{ij} = 1 + 4 + 2 + 4 + 2 = 13.$

Дерево разбиений к данной задаче приведено на рис. 3.

Так как у нерассмотренных подмножеств $[(\bar{4}, \bar{1})]$; $[(\bar{1}, \bar{5})]$; $[(\bar{2}, \bar{4})]$ оценки снизу больше 13 (соответственно 14, 15, 18), то они не могут содержать расписаний с критерием лучше 13. Следовательно, полученное расписание является оптимальным. Если последовательность номеров заготовок в оптимальном расписании изменить, например, на контур 2, 3, 5, 1, 4, 2, то получим сумму $\sum_{1}^{5} t_{ij} = 2 + 2 + 6 + 2 + 3 = 15$, которая больше $\min \sum_{1}^{5} t_{ij}$.

Таким образом, с помощью МВГ можно составить оптимальное расписание обработки заготовок с минимальным суммарным временем переналадок станка.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Конвей Р. В., Максвелл В. Л., Миллер Л. В.** Теория расписаний. М.: Наука, 1975. 324 с.
2. **Иванов А. А.** Автоматизация технологических процессов и производств. М.: ФОРУМ, 2011. 224 с.

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 621.9.04.001.24

А. Л. ВОРОНЦОВ, д-р техн. наук (МГТУ им. Н. Э. Баумана), e-mail: mt13@bmstu.ru

Теоретическое обеспечение технологической механики. 10. Твердость материала и задача осесимметричного вдавливания в полупространство. Часть 2.*

Приведены примеры, доказывающие высокую точность расчетных формул, полученных для операций вдавливания осесимметричного пуансона в заготовки больших поперечных размеров.

Ключевые слова: твердость, предел текучести, напряжение, накопленная деформация.

The examples, demonstrating high accuracy of formulas, obtained for operation of axisymmetric punch indentation in workpieces with large transverse dimensions, are shown.

Keywords: hardness, yield stress, stress, accumulated deformation.

Продолжим начатое в работе [1] рассмотрение математического описания процесса вдавливания пуансона со сферическим торцом в полупространство, используя при этом повышающее оценку силовых параметров, т. е. согласующееся с применяемым методом верхней оценки (доказательство см. в работе [2, с. 172, 173]), упрощенное условие пластичности

$$\sigma_\varphi - \sigma_\rho = \sigma_s. \qquad (34)^{*1}$$

Из условия (34) следует:

$$\frac{\partial\sigma_\varphi}{\partial\varphi} = \frac{\partial\sigma_\rho}{\partial\varphi}. \qquad (35)$$

Подставив равенства (33)—(35) в уравнения равновесия (2), (3), получим:

$$\frac{\partial\sigma_\rho}{\partial\rho} + 2\frac{F(\rho)}{\rho}\cos\varphi - \frac{2\sigma_s}{\rho} = 0; \qquad (36)$$

$$\frac{\partial\sigma_\rho}{\partial\varphi} + \left[\rho\frac{\partial F(\rho)}{\partial\rho} + 3F(\rho)\right]\sin\varphi = 0. \qquad (37)$$

Дифференцирование уравнения (36) по φ, а уравнения (37) по ρ, приводит к уравнениям:

$$\frac{\partial^2\sigma_\rho}{\partial\rho\partial\varphi} - 2\frac{F(\rho)}{\rho}\sin\varphi = 0; \qquad (38)$$

$$\frac{\partial^2\sigma_\rho}{\partial\rho\partial\varphi} + \left[\rho\frac{\partial^2 F(\rho)}{\partial\rho^2} + 4\frac{\partial F(\rho)}{\partial\rho}\right]\sin\varphi = 0. \qquad (39)$$

Вычитая из уравнения (39) уравнение (38), получаем уравнение

$$\left[\rho\frac{\partial^2 F(\rho)}{\partial\rho^2} + 4\frac{\partial F(\rho)}{\partial\rho} + 2\frac{F(\rho)}{\rho}\right]\sin\varphi = 0, \qquad (40)$$

которое после умножения на ρ и деления на $\sin\varphi$ принимает вид:

$$\rho^2\frac{\partial^2 F(\rho)}{\partial\rho^2} + 4\rho\frac{\partial F(\rho)}{\partial\rho} + 2F(\rho) = 0. \qquad (41)$$

Исследуем это однородное дифференциальное уравнение второго порядка, представив его структуру в виде

$$\varphi_1(\rho)\frac{\partial^2 F(\rho)}{\partial\rho^2} + \varphi_2(\rho)\frac{\partial F(\rho)}{\partial\rho} + \varphi_3(\rho)F(\rho) = 0, \qquad (42)$$

где $\varphi_1(\rho) = \rho^2$; $\varphi_2(\rho) = 4\rho$; $\varphi_3(\rho) = 2$.

Сначала находим:

$$\frac{\partial\varphi_1(\rho)}{\partial\rho} = 2\rho; \quad \frac{\partial^2\varphi_1(\rho)}{\partial\rho^2} = 2; \quad \frac{\partial\varphi_2(\rho)}{\partial\rho} = 4. \qquad (43)$$

Так как

$$\frac{\partial\varphi_2(\rho)}{\partial\rho} - \frac{\partial^2\varphi_1(\rho)}{\partial\rho^2} = \varphi_3(\rho), \qquad (44)$$

* Окончание цикла. Начало — см. "Вестник машиностроения" № 1÷12 за 2013 г., № 1÷5 за 2014 г.

*1 Формулы (1)÷(33) — см. работу [1].

то, следовательно, уравнение (42) является уравнением в полных дифференциалах и может быть сведено к уравнению первого порядка, имеющему вид [3, с. 145]:

$$\varphi_1(\rho)\frac{\partial F(\rho)}{\partial\rho} + \left[\varphi_2(\rho) - \frac{\partial\varphi_1(\rho)}{\partial\rho}\right]F(\rho) = C \qquad (45)$$

или

$$\rho^2\frac{\partial F(\rho)}{\partial\rho} + 2\rho F(\rho) = C, \qquad (46)$$

где C — произвольная постоянная.

Разделив уравнение (46) на ρ^2, получим линейное уравнение

$$\frac{\partial F(\rho)}{\partial\rho} + \frac{2}{\rho}F(\rho) = \frac{C}{\rho^2}. \qquad (47)$$

Это уравнение имеет структуру

$$\frac{\partial F(\rho)}{\partial\rho} + \Phi_1(\rho)F(\rho) = \Phi_2(\rho), \qquad (48)$$

где $\Phi_1(\rho) = 2/\rho$; $\Phi_2(\rho) = C/\rho^2$.

Решение такого уравнения, как известно, имеет вид [3, с. 36]:

$$F(\rho) = \phi(\rho)\left[\int\frac{\Phi_2(\rho)}{\phi(\rho)}d\rho + C_1\right], \qquad (49)$$

где $\phi(\rho) = e^{-\int\Phi_1(\rho)d\rho}$.

С учетом этого получим:

$$\phi(\rho) = e^{-\int 2\frac{d\rho}{\rho}} = e^{-2\ln\rho} = \frac{1}{\rho^2}; \qquad (50)$$

$$F(\rho) = \frac{1}{\rho^2}\left[\int C d\rho + C_1\right] = \frac{C\rho + C_1}{\rho^2}. \qquad (51)$$

Подставив функцию (51) в равенство (33), найдем касательное напряжение:

$$\tau_{\rho\varphi} = \frac{C\rho + C_1}{\rho^2}\sin\varphi. \qquad (52)$$

Произвольные постоянные определяем из граничных условий:

$$\tau_{\rho\varphi} = \mu_1\sigma_s \text{ при } \varphi = 90^\circ \text{ и } \rho = 1;$$

$$\tau_{\rho\varphi} = -\sigma_s/\sqrt{3} \text{ при } \varphi = 90^\circ \text{ и } \rho = R,$$

с учетом которых

$$C = -\sigma_s\frac{R^2 + 2\mu_1}{\sqrt{3}(R-1)}; \qquad (53)$$

$$C_1 = \sigma_s\frac{R(R + 2\mu_1)}{\sqrt{3}(R-1)}. \qquad (54)$$

При необходимости с помощью полученной формулы (52) и уравнения (33) с учетом равенств (29)—(31) можно конкретизировать функцию $f(\rho)$, получив явные поля скоростей, строго согласованные с касательными напряжениями и коэффициентом μ_1 трения.

Подставив равенство (51) в уравнение (36), получим:

$$\frac{\partial\sigma_\rho}{\partial\rho} + 2\frac{C\rho + C_1}{\rho^3}\cos\varphi - \frac{2\sigma_s}{\rho} = 0, \qquad (55)$$

откуда

$$\sigma_\rho = 2\sigma_s\ln\rho + \frac{2C\rho + C_1}{\rho^2}\cos\varphi + f_4(\varphi) + C_2. \qquad (56)$$

С другой стороны, подставив равенство (51) в уравнение (37), получим:

$$\frac{\partial\sigma_\rho}{\partial\varphi} = -\frac{2C\rho + C_1}{\rho^2}\sin\varphi, \qquad (57)$$

откуда

$$\sigma_\rho = \frac{2C\rho + C_1}{\rho^2}\cos\varphi + f_5(\rho) + C_2. \qquad (58)$$

Сравнив выражения (56) и (58), видим, что

$$f_4(\varphi) = 0; \quad f_5(\rho) = 2\sigma_s\ln\rho. \qquad (59)$$

С учетом этого получим:

$$\sigma_\rho = 2\sigma_s\ln\rho + \frac{2C\rho + C_1}{\rho^2}\cos\varphi + C_2. \qquad (60)$$

Из условия пластичности (34) имеем:

$$\sigma_\varphi = \sigma_s + 2\sigma_s\ln\rho + \frac{2C\rho + C_1}{\rho^2}\cos\varphi + C_2. \qquad (61)$$

Произвольную постоянную C_2 находим из граничного условия $\sigma_\varphi = q_c$ при $\varphi = 90^\circ$ и $\rho = 1$:

$$C_2 = q_c - \sigma_s. \qquad (62)$$

Необходимо небольшое пояснение. В силу того, что выражение (61) зависит от координаты ρ, удовлетворить условие $\sigma_\varphi = q_c$ во всех точках горизонтальной границы между областями **1** и **2** (см. [1, рис. 3]) невозможно. Поэтому, с учетом предстоящей минимизации силы процесса (с целью нахождения радиуса R) для обеспечения равенства мы выбрали точку $\rho = 1$, исключив тем самым вхождение в произвольную постоянную C_2 громоздких выражений, содержащих искомый па-

раметр R. В принципе использование иной точки соблюдения граничного условия, например срединной точки $\rho = (R + 1)/2$, никаких математических затруднений не вызывает, но, не давая существенного изменения окончательных расчетных результатов, делает завершающие формулы намного более громоздкими.

С учетом равенства (62) из выражения (60) имеем:

$$\sigma_\rho = 2\sigma_s \ln\rho + \frac{2C\rho + C_1}{\rho^2}\cos\varphi - \sigma_s + q_c. \qquad (63)$$

На контактной поверхности пуансона нормальное напряжение

$$\sigma_\rho\big|_{\rho = 1} = (2C + C_1)\cos\varphi - \sigma_s + q_c, \qquad (64)$$

а касательное напряжение с учетом выражений (52)—(54)

$$\tau_{\rho\varphi}\big|_{\rho = 1} = \mu_1\sigma_s\sin\varphi. \qquad (65)$$

Сила вдавливания определяется выражением

$$P = \pi r^2 \int_0^{\frac{\pi}{2}} \left(\left|\sigma_\rho\big|_{\rho = 1}\right|\sin 2\varphi + \tau_{\rho\varphi}\big|_{\rho = 1}\sin\varphi\right)d\varphi. \qquad (66)$$

Интегрируя выражение (66) с учетом формул (64), (65), а также равенств (17), (53), (54), находим:

$$P = \sigma_s \pi r^2 \left\{1 + 0{,}385\left[\frac{R(R + 2\mu_1)}{R - 1} + \frac{(3R + 5{,}2\mu_2)s}{R^2 - 1}\right]\right\}. \qquad (67)$$

Удельная деформирующая сила

$$q = \frac{P}{\pi r^2} = \sigma_s\left\{1 + 0{,}385\left[\frac{R(R + 2\mu_1)}{R - 1} + \frac{(3R + 5{,}2\mu_2)s}{R^2 - 1}\right]\right\}. \qquad (68)$$

Для анализа деформированного состояния переносную систему координат, связанную с торцом пуансона, считаем условно неподвижной, полагая, что металл, расположенный под нижней границей очага пластической деформации, движется навстречу пуансону со скоростью v_0 (штриховая стрелка на рис. 3[*2]). Влиянием угловых сдвигов на величину накопленной деформации пренебрегаем. В области **2** скорости течения частиц металла задаем наиболее простыми выражениями, удовлетворяющими граничным условиям и условию несжимаемости:

$$\begin{cases} v_\rho = -v_0\dfrac{\rho - 1}{R - 1}\cos\varphi, \\ v_\varphi = v_0\dfrac{3\rho - 2}{2(R - 1)}\sin\varphi. \end{cases} \qquad (69)$$

Подставляя выражения (69) в равенства (10)—(12), находим скорости деформаций:

$$\begin{cases} \xi_\rho = -\dfrac{v_0}{R - 1}\cos\varphi, \\ \xi_\varphi = \xi_\theta = \dfrac{v_0}{2(R - 1)}\cos\varphi, \end{cases} \qquad (70)$$

после чего по соотношению (8) находим интенсивность скоростей деформации:

$$\xi_i = \frac{v_0}{R - 1}\cos\varphi. \qquad (71)$$

Полагая, что накопленная деформация e_i в явном виде зависит только от координаты ρ, из известного выражения А. А. Ильюшина [2, с. 175] для определения накопленных деформаций получим уравнение

$$\xi_i = v_\rho\frac{\partial e_i}{\partial\rho}, \qquad (72)$$

откуда после подстановки выражений (69) и (71) с учетом начального условия $e_i = 0$ при $\rho = \rho_0$, находим:

$$e_i = \ln\frac{\rho_0 - 1}{\rho - 1}. \qquad (73)$$

Проинтегрировав выражение $d\rho = v_\rho dt$ с учетом первой формулы системы уравнений (69) и начального условия $\rho = \rho_0$ при $s = 0$, получим зависимость между начальными и текущими координатами материальной точки:

$$\rho_0 = 1 + (\rho - 1)e^{-\frac{s}{R - 1}\cos\varphi}, \qquad (74)$$

где e — основание натурального логарифма.

В области **2**, где сосредоточены пластические деформации, можно выделить две зоны с различным деформированным состоянием (см. рис. 3, справа от оси симметрии): зону **2а**, в которую постоянно вовлекаются свежие частицы металла, каждая из которых проходит через нижнюю границу радиуса R, и зону **2б**, в которой сосредоточены частицы, находившиеся в очаге пластической деформации в момент начала вдавливания. Уравнение

[*2] Рис. 1÷3 — см. работу [1].

границы между этими зонами получим, подставив в выражение (74) $\rho_0 = R$:

$$\rho_1 = 1 + (R - 1)e^{-\frac{s}{R-1}\cos\varphi}. \quad (75)$$

На оси симметрии, т. е. при $\varphi = 0$, положение границы определяется радиусом

$$r_e = 1 + (R - 1)e^{-\frac{s}{R-1}}. \quad (76)$$

С учетом того, что для любой частицы металла, расположенной в зоне **2а**, начальной координатой являлась координата $\rho_0 = R$, из формулы (73) находим выражение для определения накопленной деформации в этой зоне:

$$e_i = \ln\frac{R-1}{\rho-1}. \quad (77)$$

Подставив в формулу (73) выражение (74), для определения накопленных деформаций в зоне **2б**:

$$e_i = \frac{s}{R-1}\cos\varphi. \quad (78)$$

На оси симметрии, т. е. при $\varphi = 0$, из формулы (78) имеем:

$$e_{i1} = e_{i\max} = \frac{s}{R-1}. \quad (79)$$

Эпюра накопленных деформаций на оси симметрии показана на рис. 3 [1, с. 76]. С достаточной точностью можно принять, что в зоне **2а** накопленная деформация изменяется линейно. Тогда средняя накопленная деформация на оси симметрии с учетом формул (76) и (79) составит:

$$e_i = \frac{e_{i1}(r_e - 1) + 0{,}5e_{i1}(R - r_e)}{R-1} = 0{,}5\left(1 + e^{-\frac{s}{R-1}}\right)\frac{s}{R-1}. \quad (80)$$

Для упрощения аналогично допущению в работе [4], примем что средняя накопленная деформация на оси симметрии определяет среднюю величину накопленной деформации во всем очаге пластической деформации. С учетом этого можно определить среднее по очагу деформации напряжение текучести и по формуле (68) вычислить удельную силу, необходимую для вдавливания в упрочняющийся материал.

Радиус R, определяющий величину очага пластической деформации, находим из условия действия минимальной удельной деформирующей силы. При $s = 0$ из условия $\partial q/\partial R = 0$ с учетом выражения (68) получим:

$$R_0 = 1 + \sqrt{1 + 2\mu_1}. \quad (81)$$

При $\mu_1 = 0{,}5$ начальный радиус $R_0 = 2{,}414$.

Численная минимизация при $s > 0$ показала, что по мере увеличения хода s вдавливания радиус R, определяющий внешний размер очага пластической деформации, увеличивается согласно зависимости

$$R = 1 + \sqrt{1 + 2\mu_1} + 0{,}48s + k_у(2 - e^{-s} - e^{-5s}). \quad (82)$$

Если пуансон имеет рабочий торец в форме полусферы (см. [1, рис. 3, справа от оси симметрии]), то в формулы (81), (82) следует подставлять значения μ_1, руководствуясь рекомендациями раздела 3.2 монографий [2] или [5]. При любой другой форме торца пуансона, вписывающейся в полусферу, в упомянутые формулы следует подставлять $\mu_1 = 0{,}5$, поскольку, как было указано выше, в этом случае под торцом пуансона образуется застойная зона в виде полусферы, являющаяся как бы продолжением пуансона, нивелирующим конкретный вид его торца.

Пример 1. Определим изменение удельной силы в процессе холодного выдавливания пуансоном с плоским торцом полой толстостенной детали из армко-железа с пределом текучести $\sigma_s = 230$ МПа и сравним расчетные значения с экспериментальными, приведенными в табл. 1 (взяты из работы [6, рис. 46, с. 250]; (данные экспериментальные результаты приведены также в справочнике [7, рис. 51, с. 441]).

Решение. Так как торец пуансона плоский, принимаем $\mu_1 = 0{,}5$ и $\mu_2 = 0{,}1$. В соответствии с разделом 3.1 монографии [2] используем коэффициент упрочнения $k_у = 0{,}95$. Напряжение текучести армко-железа определяем по выражению

$$\sigma_s = 610 + 520e^{-e_i} - 900e^{-2e_i} \text{ МПа},$$

Таблица 1

Расхождение δ расчетных (q) и экспериментальных ($q_э$) значений удельной силы холодного выдавливания полой толстостенной детали из армко-железа

s	R	e_i	σ_s, МПа	q, МПа	$q_э$, МПа	δ, %
0,0	2,41	0,000	230	746	750	0,5
0,2	3,28	0,084	327	1130	1050	7,1
1,0	4,44	0,254	472	1882	1850	1,7
2,0	5,15	0,390	550	2429	2450	0,9
3,0	5,71	0,487	590	2817	2850	1,2
4,0	6,22	0,561	614	3128	3000	4,1

полученному апроксимацией для кривой упрочнения *1* [8, рис. 37, с. 52]. Последовательно используя формулы (82), (80) и (68), находим значения R, e_i и q, представленные в табл. 1.

Пример 2. Определим изменение удельной силы в процессе холодного выдавливания пуансоном с плоским торцом полой толстостенной детали из стали 15 и сравним расчетные значения с экспериментальными, приведенными в табл. 2 (взяты из справочника [6, рис. 22, с. 299]; данные экспериментальные результаты совпадают с приведенными в справочнике [7, рис. 54, с. 449]).

Решение. Так как торец пуансона плоский, принимаем $\mu_1 = 0{,}5$ и $\mu_2 = 0{,}1$. Как и в примере 1,

Таблица 2

Расхождение δ расчетных (q) и экспериментальных ($q_э$) значений удельной силы холодного выдавливания полой толстостенной детали из стали 15

s	R	e_i	σ_s, МПа	q, МПа	$q_э$, МПа	δ, %
0,00	2,41	0,000	300	973	1000	2,7
0,35	3,65	0,124	434	1560	1500	3,9
0,75	4,20	0,210	508	1958	2000	2,1
1,50	4,82	0,329	589	2482	2500	0,7
2,25	5,29	0,417	636	2870	2800	2,4
2,60	5,49	0,452	652	3023	3000	0,8

Таблица 3

Расхождение δ расчетных (q) и экспериментальных ($q_э$) значений удельной силы холодного выдавливания полой толстостенной детали из отожженной стали 10

s	R	e_i	e	σ_s, МПа	q, МПа	$q_э$, МПа	δ, %
0,4	3,74	0,136	0,127	460	1670	1600	4,2
0,8	4,25	0,219	0,197	530	2059	1950	5,3
1,2	4,60	0,286	0,249	570	2328	2250	3,4
2,0	5,15	0,390	0,323	600	2652	2600	2,0
2,8	5,60	0,470	0,375	620	2920	2900	0,7

Таблица 4

Расхождение δ расчетных (q) и экспериментальных ($q_э$) значений удельной силы холодного выдавливания полой толстостенной детали из отожженной стали 20

s	R	e_i	e	σ_s, МПа	q, МПа	$q_э$, МПа	δ, %
0,4	3,74	0,136	0,127	500	1816	1750	3,6
0,8	4,25	0,219	0,197	600	2331	2150	7,8
1,2	4,60	0,286	0,249	620	2532	2400	5,2
2,0	5,15	0,390	0,323	650	2873	2800	2,5
2,2	5,26	0,412	0,338	660	2967	2900	2,3

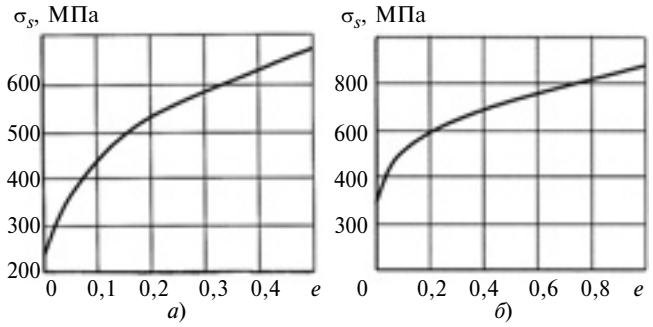


Рис. 4. Кривые упрочнения отожженных сталей 10 (*а*) и 20 (*б*)

принимаем коэффициент упрочнения $k_у = 0{,}95$. Напряжение текучести стали 15 определяем по выражению

$$\sigma_s = 790 + 260\mathrm{e}^{-e_i} - 750\mathrm{e}^{-2e_i} \text{ МПа},$$

полученному аппроксимацией для кривой *4* упрочнения [8, рис. 37, с. 52]. Последовательно используя формулы (82), (80) и (68), находим значения R, e_i и g, представленные в табл. 2.

Заметим, что использованные в примерах 1 и 2 аппроксимативные выражения применялись с целью облегчения автоматизированного выполнения расчетов на ЭВМ. Те же самые результаты можно получить и без данных выражений, переводя найденные накопленные деформации в значения условной относительной деформации для определения соответствующих им значений напряжений текучести непосредственно по указанным выше кривым упрочнения. Продемонстрируем такой путь вычислений в двух следующих примерах.

Пример 3. Определим изменение удельной силы в процессе холодного выдавливания пуансоном с плоским торцом полой толстостенной детали из отожженной стали 10 и сравним расчетные значения с экспериментальными, приведенными в табл. 3 (взяты из работы [7, рис. 51, с. 441].

Решение. Так как торец пуансона плоский, принимаем $\mu_1 = 0{,}5$ и $\mu_2 = 0{,}1$. В соответствии с работой [2] принимаем коэффициент упрочнения $k_у = 0{,}95$. Напряжение текучести отожженной стали 10 определяем по кривой упрочнения на рис. 4, *а* (соответствует кривой *5* упрочнения [7, рис. 31, с. 62]). Последовательно используя формулы (82), (80), (68), а также формулу условной относительной деформации, для которой была построена кривая упрочнения в справочнике [7],

$$e = 1 - \mathrm{e}^{-e_i}, \tag{83}$$

находим значения R, e_i и q (см. табл. 3).

Пример 4. Определим изменение удельной силы в процессе холодного выдавливания пуансо-

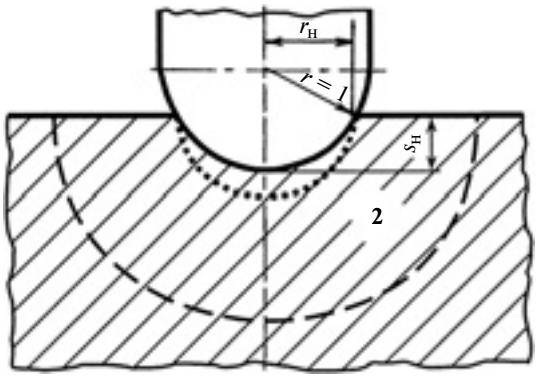


Рис. 5. Расчетная схема начала вдавливания пуансона со сферическим торцом в полупространство

ном с плоским торцом полой толстостенной детали из отожженной стали 20 и сравним расчетные значения с экспериментальными, приведенными в табл. 4 (взяты из справочника [7, рис. 51, с. 441]).

Р е ш е н и е. Так как торец пуансона плоский, то принимаем $\mu_1 = 0{,}5$ и $\mu_2 = 0{,}1$. Принимаем коэффициент упрочнения $k_у = 0{,}95$. Напряжения текучести отожженной стали 20 определяем по кривой упрочнения на рис. 4, *б* (соответствует рис. 31 из работы [7, с. 62]). Последовательно используя формулы (82), (80), (68), а также формулу (83), находим значения R, e_i и q (см. табл. 4).

Вдавливание пуансона торцом на начальном этапе требует специального рассмотрения (рис. 5). В этом случае форма внедренной части торца пуансона в начальный момент близка к плоской и до момента полного внедрения будет дополняться образующейся застойной зоной, в связи с чем можно использовать уже полученные формулы, сделав в них соответствующие изменения.

На начальном этапе необходимо учесть следующее:

1. Отсутствует область **1** (см. рис. 3 [1, с. 76]), поэтому надо убрать соответствующие ей члены в формулах (68) и (82), приняв $s = 0$.

2. Удельная сила q приложена на радиусе $r_н$ внедрения пуансона в материал, в связи с чем на этом этапе удельная сила, приходящаяся на наибольший радиус пуансона $r = 1$, определяется выражением

$$q_н = \frac{r_н}{r} q = r_н q. \qquad (84)$$

Согласно теореме Пифагора текущий деформирующий радиус пуансона

$$r_н = \sqrt{1 - (1 - s_н)^2}, \qquad (85)$$

где $s_н$ — глубина внедрения пуансона в материал на начальном этапе.

3. С учетом наличия застойной зоны в принципе следует в формулы (68) и (82) подставить $\mu_1 = 0{,}5$. Однако если на поверхности самого пуансона коэффициент трения $\mu_1 < 0{,}5$, то такая подстановка приведет к разрыву теоретической кривой изменения удельной силы в момент завершения внедрения торца пуансона, т. е. при $s_н = 1$, из-за нестыковки формул с разными коэффициентами трения (0,5 и μ_1). Поэтому для обеспечения гладкой кривой теоретического изменения силы лучше с самого начала и до конца процесса вдавливания использовать одно и то же значение μ_1. С учетом замечаний, изложенных в пп. 1—3, формулы (68) и (82) для расчета удельной силы на начальной стадии внедрения пуансона в материал примут вид:

$$R = 1 + \sqrt{1 + 2\mu_1}; \qquad (86)$$

$$q_н = \sigma_s \sqrt{1 - (1 - s_н)^2} \left[1 + \frac{0{,}385 R(R + 2\mu_1)}{R - 1}\right]. \qquad (87)$$

После полного внедрения в материал сферического торца, т. е. при $s_н = 1$, следует переходить к расчету по формулам (68) и (82).

Ввиду подтвержденной высокой точности полученных расчетных формул их можно рекомендовать для применения в расчетах технологических операций вдавливания осесимметричного пуансона в заготовки больших поперечных размеров.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ.

1. **Воронцов А. Л.** Теоретическое обеспечение технологической механики. 10. Твердость материала и задача осесимметричного вдавливания в полупространство. Часть 1 // Вестник машиностроения. 2014. № 5. С. 74—78.

2. **Воронцов А. Л.** Технологические задачи теории пластичности. Т. 1. М.: Машиностроение, 2006. 474 с.

3. **Камке Э.** Справочник по обыкновенным дифференциальным уравнениям. М.: Наука, 1976. 576 с.

4. **Смирнов-Аляев Г. А.** Сопротивление материалов пластическому деформированию. Л.: Машиностроение, 1978. 368 с.

5. **Воронцов А. Л.** Теория штамповки выдавливанием. М.: Машиностроение, 2004. 721 с.

6. **Ковка** и штамповка: Справочник / Под ред. Е. И. Семенова. Т. 3. Холодная объемная штамповка / Под ред. Г. А. Навроцкого. М.: Машиностроение, 1987. 384 с.

7. **Холодная** объемная штамповка: Справочник / Под ред. Г. А. Навроцкого. М.: Машиностроение, 1973. 496 с.

8. **Кроха В. А.** Кривые упрочнения металлов при холодной деформации. М.: Машиностроение, 1968. 131 с.

УДК 621.923

А. Н. УНЯНИН, д-р техн. наук, С. Н. ГУСЕВ (Ульяновский ГТУ), e-mail: a_un@mail.ru, kafedra_tm@ulstu.ru

Шлифование с механической очисткой рабочей поверхности шлифовального круга абразивной лентой

Предложено повышение эффективности шлифования заготовок из пластичных материалов путем механической очистки шлифовального круга абразивной лентой и расчет ее параметров. Установлено влияние материала абразивных лент и их зернистости на эффективность шлифования стали 12Х18Н10Т.

Ключевые слова: шлифование, механическая очистка, эффективность, шлифовальный круг, абразивная лента.

The increase of effectiveness of grinding of workpieces from plastic materials by mechanical cleaning of grinding wheel by abrasive belt and calculation of its parameter are considered. The influence of material and graininess of abrasive belts on effectiveness of "12Х18Н10Т" steel grinding is determined.

Keywords: grinding, mechanical cleaning, effectiveness, grinding wheel, abrasive belt.

При шлифовании в результате засаливания рабочей поверхности шлифовального круга (ШК) увеличиваются сила шлифования и температура в зоне обработки, повышается вероятность появления дефектов в поверхностном слое обрабатываемой детали. Наиболее интенсивно ШК теряет режущую способность вследствие засаливания при шлифовании заготовок из пластичных материалов, так как основная причина засаливания — налипание частиц материала заготовки на абразивные зерна (АЗ), при этом чем выше пластичность материала заготовки, тем выше интенсивность налипания.

Повысить эффективность процесса шлифования деталей из пластичных материалов можно очисткой рабочих поверхностей ШК от частиц, налипающих на его АЗ. Существуют технологии очистки ШК из традиционных и сверхтвердых материалов абразивными брусками и кругами [1—3]. В качестве инструмента для очистки можно использовать и абразивные ленты (рис. 1), которые в сравнении с брусками имеют ряд преимуществ: возможна очистка рабочих поверхностей сложной конфигурации; нет необходимости в приработке абразивной ленты (АЛ) к рабочей поверхности ШК. Однако до настоящего времени вопросы оптимизации характеристик АЛ для очистки не был решен.

Проведены исследования по определению оптимальных параметров АЛ для очистки ШК и, в частности, размера $H_и$ (см. рис. 1), совпадающего с направлением вектора скорости ШК, который должен обеспечивать удаление налипшего материала с АЗ шлифовального круга за определенное время и с заданной вероятностью.

Схематизируя взаимодействия абразивных зерен ШК и АЛ при очистке, представим их в виде усеченных конусов, что широко используется при моделировании абразивных инструментов, применяемых при шлифовании [2].

Вероятность удаления налипшего на ШК материала зернами АЛ, находящимися в продольной (относительно ШК) секущей плоскости, которая проходит через ось вращения ШК, составляет:

$$P_h = L_и/H, \qquad (1)$$

где H — высота шлифовального круга; $L_и$ — суммарная длина следов зерен АЛ в указанной плос-

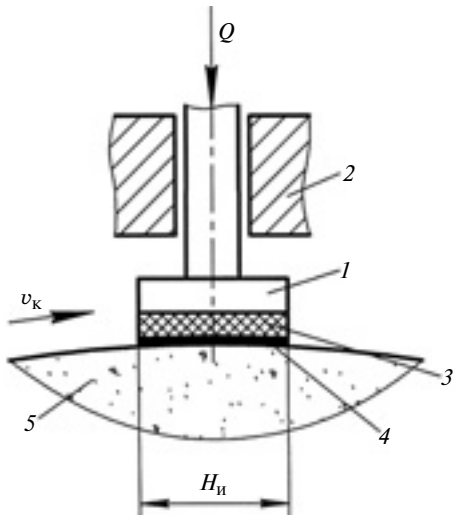


Рис. 1. Схема очистки рабочей поверхности круга инструментом на основе абразивной ленты:
1 — шток; *2* — направляющая; *3* — резиновая подкладка; *4* — АЛ; *5* — ШК

кости на расстоянии $h_{ии}$ от вершины ее наиболее выступающего зерна, равном среднему износу зерна АЛ [2]:

$$L_и = b_и z_{h_{ии}}. \quad (2)$$

Здесь $b_и$ — средний размер площадок затупления на зернах АЛ; $z_{h_{ии}}$ — число зерен АЛ, расположенных в рассматриваемом сечении на расстоянии $h_{ии}$ от вершины наиболее выступающего зерна [4]:

$$z_{h_{ии}} = \sqrt{z_{0и}}\,\frac{1}{e^{ch_{ии}}}\,H, \quad (3)$$

где $z_{0и} = 10^4 k/P$ [4] — число зерен на единице поверхности АЛ, 1/м^2 (k — коэффициент, характеризующий плотность насыпки зерен; P — зернистость АЛ); $c = (10^3 - 3P)10^{-4}$ [4] — коэффициент залегания АЗ по глубине рабочего слоя АЛ.

Подставив в формулу (1) выражения (2) и (3), получим:

$$P_h = b_и\sqrt{z_{0и}}/e^{ch_{ии}}.$$

При очистке частота контакта каждой точки ШК с зернами АЛ определяется средним расстоянием между зернами и частотой вращения ШК.

Суммарная вероятность удаления налипшего на ШК материала определяется выражением [5]:

$$P_m = 1 - (1 - P_h)^m. \quad (4)$$

Здесь m — число контактов в каждый момент времени:

$$m = \frac{\sqrt{z_{0и}}}{e^{ch_{ии}}}\,H_и n_к T_о, \quad (5)$$

где $n_к$ — частота вращения ШК; $T_о$ — время очистки.

Подставив выражение (5) в выражение (4), выведем формулу для параметра $H_и$ АЛ, который

P_m	$T_о$, с	P			
		40	12	8	М40
0,95	0,5	11,95	6,40	5,29	3,78
	1,0	5,97	3,20	2,60	1,89
	2,0	3,38	1,76	1,25	0,94
0,99	0,5	18,32	11,4	8,17	5,80
	1,0	9,16	4,54	3,81	2,90
	2,0	4,58	2,24	1,96	1,45

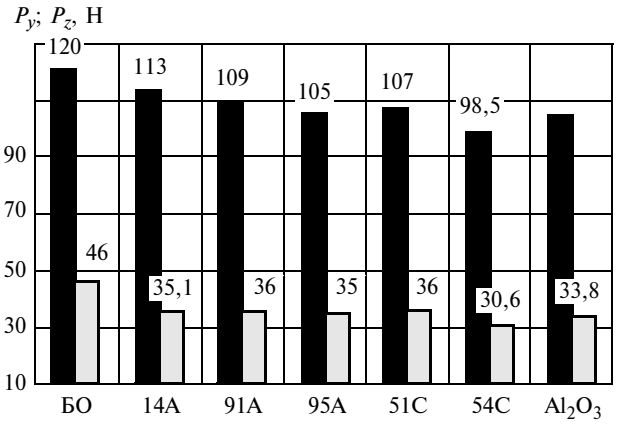


Рис. 2. Диаграммы составляющих P_y (■) и P_z (□) при шлифовании заготовок из стали 12Х18Н10Т без очистки (БО) и с очисткой ШК 25А40ПСТ16К5 абразивными лентами зернистостью 12 из разного материала (наработка ШК — 5 мин)

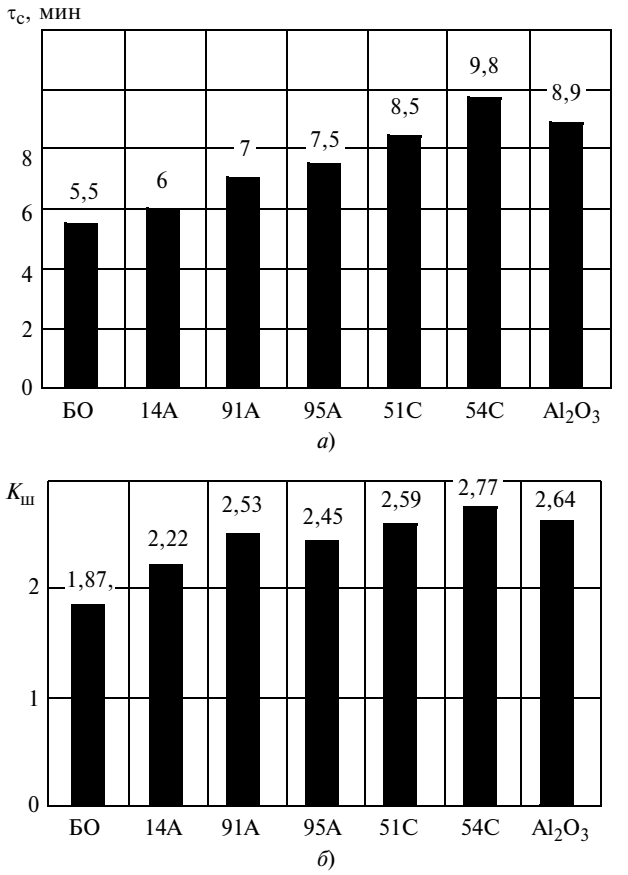


Рис. 3. Диаграммы периода $\tau_с$ стойкости ШК (*а*) и коэффициента $K_ш$ шлифования (*б*) для АЛ из разного материала

обеспечивает вероятность P_m удаления налипшего материала:

$$H_и = \frac{\lg(1 - P_m)e^{ch_{ии}}}{\lg(1 - P_h)\sqrt{z_{0и}}\,n_к T_о}. \quad (6)$$

По формуле (6) для АЛ зернистости $P = 40$ (F46); 12 (F100); 8 (F150); М40 (в скобках — зернистость

по ISO) при времени обработки $T_о$ = 0,5; 1,0; 2,0 с, средней величине затупления зерен АЛ $b_и$ = 3,3 мкм и частоте вращения ШК $n_к$ = 50 с$^{-1}$ рассчитан параметр $H_и$ (таблица). Анализ полученных значений показал, что параметр $H_и$ уменьшается с уменьшением размера зерна АЛ и увеличением времени очистки.

Для дальнейших исследований приняли $H_и$ = = 20 мм, что гарантирует удаление налипшего материала обрабатываемой заготовки с ШК с вероятностью не ниже 0,99.

Экспериментальные исследования с использованием АЛ с АЗ из разных материалов и разной зернистости заключались в плоском многопроходном шлифовании периферией ШК (см. рис. 1). Абразивная лента *4* на упругом элементе *3* прижимается к рабочей поверхности ШК *5* несколько раз за период его стойкости. Использовали ШК 200×20×32 25А40ПСТ16К5, заготовки из коррозионно-стойкой стали 12Х18Н10Т высокой пластичности, которая по обрабатываемости шлифованием относится к третьей группе. Сила прижатия АЛ к ШК $F_о$ = 1 Н. Режим и параметры обработки: $T_о$ = 2 с; периодичность очистки $\tau_о$ = 2 мин; окружная скорость ШК $v_к$ = 35 м/с; врезная подача $S_в$ = 0,01 мм/дв. ход; продольная подача $v_{s\ пр}$ = 10 м/мин. Шлифовальный круг правили алмазным карандашом типа 01 с продольной подачей 0,3 м/мин (три рабочих хода с поперечной подачей 0,02 мм/дв. ход и четыре — без поперечной подачи (выхаживание); СОЖ — 3 %-ный водный раствор кальцинированной соды, подавали поливом; расход СОЖ Q = 10 дм^3/мин.

Критерии эффективности процесса шлифования: составляющие P_y и P_z силы шлифования, период $\tau_с$ стойкости ШК, коэффициент $K_ш$ шлифования — отношение объемного съема материала заготовки к объемному расходу ШК (ГОСТ 2424—83). Силу шлифования измеряли динамометром УДМ-100, информация через блок регулировки и усилитель поступала на аналого-цифровой преобразователь и далее в компьютер.

Сначала определяли материал АЗ ленты, обеспечивающий максимальную эффективность шлифования при очистке ШК, используя ленты одинаковой зернистости P = 12, но из разного материала: электрокорунда нормального (14А), хромтитанистых электрокорундов (91 А, 95А), карбидов кремния черного (51С, 54С) и оксида алюминия (Al_2O_3). Затем определяли оптимальную зернистость лент из материалов, обеспечивающих высокую эффективность шлифования, т. е. из 95А, 54С и Al_2O_3.

Экспериментальные исследования показали, что наибольшая эффективность обеспечивается при очистке ШК лентой из 54С зернистости 12: составляющие P_y и P_z силы шлифования уменьшились соответственно на 17 и 32 %, коэффициент $K_ш$ увеличился на 50 %, а период стойкости ШК — на 80 % по сравнению с обработкой без очистки (рис. 2, 3). Несколько меньшая эффективность зафиксирована при использовании для очистки АЛ зернистости 12 из 95А и Al_2O_3. Это можно объяснить тем,

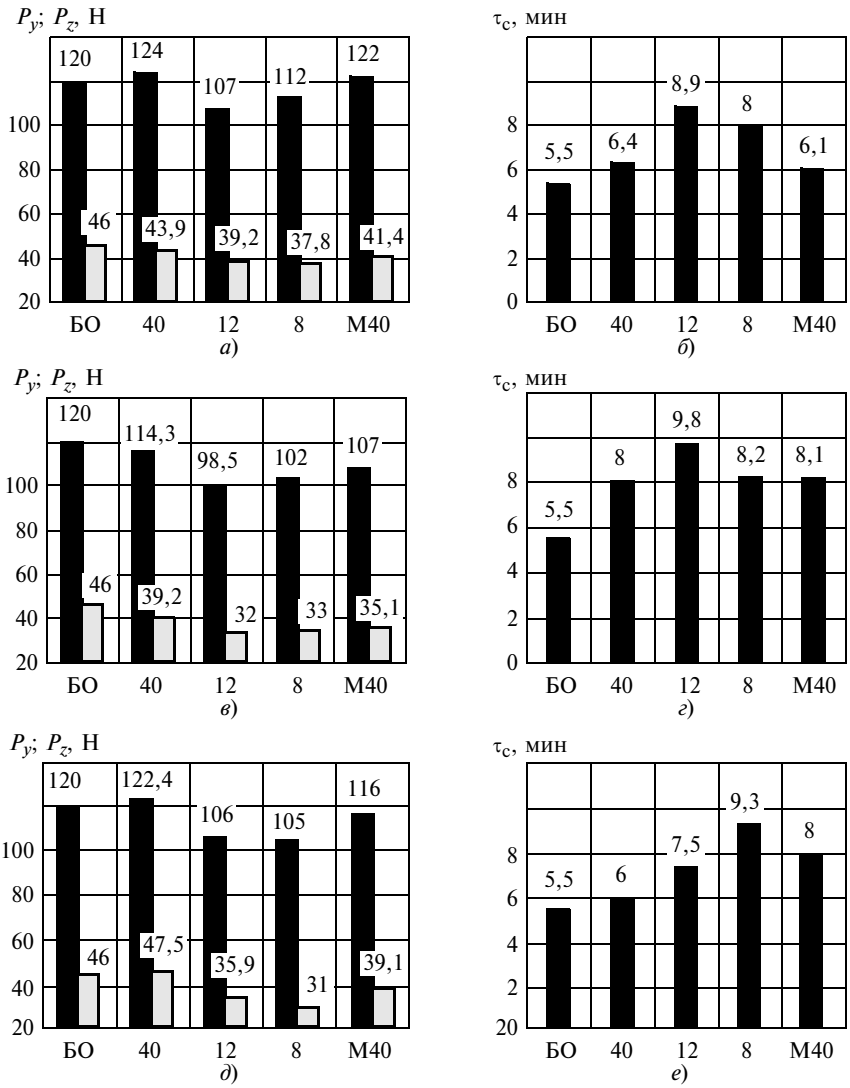


Рис. 4. Диаграммы составляющих P_y (■) и P_z (□) силы шлифования заготовок из стали 12Х18Н10Т (*а*, *в*, *д*) и периода $\tau_с$ стойкости ШК (*б*, *г*, *е*) при очистке ШК 25А40ПСТ16К5 абразивными лентами из Al_2O_3 (*а*, *б*), 54С (*в*, *г*) и 95А (*д*, *е*) разной зернистости (наработка ШК — 5 мин)

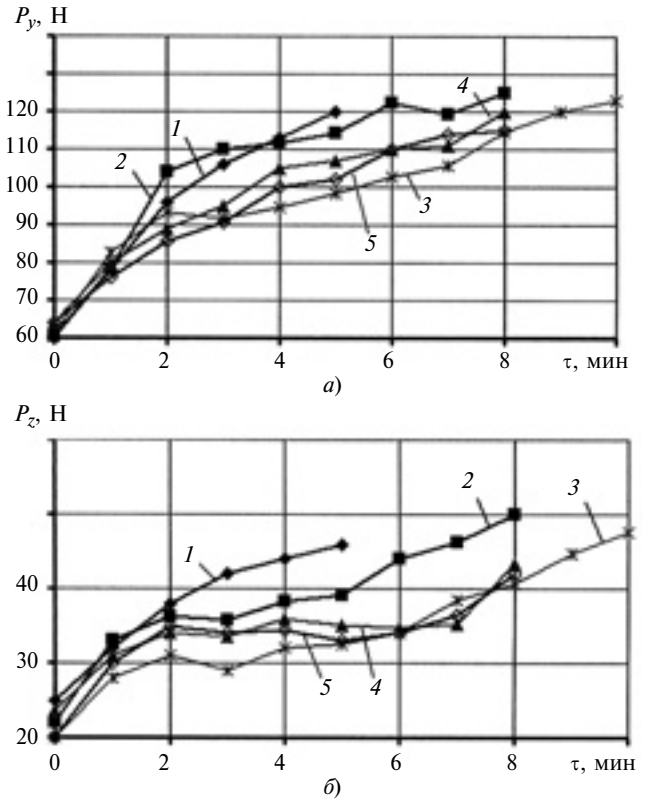


Рис. 5. Зависимости изменения составляющих P_y (*а*) и P_z (*б*) от времени τ шлифования заготовок из стали 12Х18Н10Т без очистки (*1*) и с очисткой ШК 25А40ПСТ16К5 абразивными лентами из 54С разной зернистости *P* = 40 (*2*); 12 (*3*); 8 (*4*); М40 (*5*)

что микротвердость АЗ данных лент выше микротвердости зерен ШК, т. е. электрокорунда белого, а следовательно, ленты меньше изнашиваются. Микротвердость АЗ зернистости 12 из карбида кремния черного (54С12Н) составляет 32,4÷35,3 ГПа, что в 1,7 раза больше, чем микротвердость АЗ очищаемого ШК. Положительный эффект достигнут и при использовании лент с АЗ из других материалов: составляющие силы шлифования уменьшаются, а коэффициент шлифования и период стойкости ШК увеличиваются.

При очистке ШК лентой из Al_2O_3 наибольшая эффективность шлифования зафиксирована при использовании АЗ зернистости 12: τ_c увеличился на 60 %, P_y и P_z уменьшились на 10 и 15 % (рис. 4, *а*, *б*).

Очистка АЛ из Al_2O_3 зернистостью 40; 8 и М40 увеличивала период стойкости соответственно на 20, 45 и 11 %, при этом P_y и P_z остались неизменными (см. рис. 4, *а*, *б*).

Для АЛ из 54С лучшие результаты достигнуты с АЗ зернистости 12: τ_c увеличился на 80 %, P_y и P_z уменьшились на 18 и 30 % (рис. 4, *в*, *г*).

Для АЛ из 95А наиболее эффективна зернистость 8: τ_c увеличилась на 70 %, P_y и P_z уменьшились на 12 и 33 % (рис. 4, *д*, *е*).

Таким образом, установлено, что наиболее эффективна для очистки АЛ из карбида кремния черного.

В процессе обработки вследствие затупления и засаливания рабочей поверхности ШК составляющие P_y и P_z силы шлифования увеличиваются. На рис. 5 приведены зависимости изменения составляющих P_y и P_z от времени шлифования при обработке без очистки ШК и с очисткой абразивными лентами разной зернистости. Анализ полученных результатов показал, что скорости v_{P_y} и v_{P_z} изменения составляющих P_y и P_z при обработке без очистки составила соответственно 12 и 4,2 Н/мин, а при очистке лентой из 54С зернистости 12 скорости v_{P_y} и v_{P_z} изменения P_y и P_z составили соответственно 6,7 и 2,5 Н/мин, т. е. почти в 2 раза меньше, чем при обработке без очистки ШК.

Таким образом, предложенная зависимость для расчета параметров АЛ для очистки ШК проверена экспериментально, определено влияние материала АЛ на период стойкости ШК при плоском шлифовании заготовок из коррозионно-стойкой стали высокой пластичности. Установлено, что при очистке электрокорундового ШК зернистости 40 и средней твердости лучшие результаты обеспечивает АЛ из 54С12Н: период стойкости ШК увеличился на 80 %, уменьшились составляющие силы шлифования.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Handbook** of Machining with Grinding Wheels // I. Marinescu, M. Hitchener, E. Uhlmann end ot. CRC Press, 2007. P. 160—164.

2. **Худобин Л. В., Унянин А. Н.** Минимизация засаливания шлифовальных кругов. Ульяновск: УлГТУ, 2007. 298 с.

3. **Худобин Л. В., Унянин А. Н.** Повышение режущей способности шлифовальных кругов при обработке заготовок из пластичных сталей и сплавов // Вестник машиностроения. 2008. № 12. С. 47—51.

4. **Верезуб В. Н.** Шлифование абразивными лентами. М.: Машиностроение, 1972. 103 с.

5. **Ефимов В. В.** Модель процесса шлифования с применением СОЖ. Саратов: Изд-во Сарат. ун-та, 1992. 132 с.

УДК 666.97.031.3

Д. В. ЛОБАНОВ, И. М. ЕФРЕМОВ, кандидаты технических наук (Братский ГУ), В. А. КУЗЬМИЧЁВ, д-р техн. наук (Санкт-Петербургский ГПУ), А. А. ЛИХАНОВ, А. Н. ЛОБАНОВА, Д. В. ДИВИН (Братский ГУ),
e-mail: d_lobanov@mail.ru

Роторно-вибрационные смесители

В строительной индустрии важной задачей является совершенствование оборудования для приготовления строительных смесей. Одно из перспективных направлений в этой области основывается на применении вибраций, интенсифицирующих процесс смешивания особенно на этапе диффузионного смешивания [1—10]. Однако внедрение вибрационных смесителей сдерживается рядом проблем: сложностью конструктивных решений в реализации наложения вибрационного поля с учетом характера поведения бетонных смесей; наличием разрушающих воздействий вибраций на элементы смесителя; высокими энергетическими затратами [10].

РВС с одночастотным вибратором эллиптического типа

Предлагаемый роторно-вибрационный смеситель (РВС) (рис. 1) с одночастотным эллиптическим вибратором [11] включает в себя: камеру *1* смешивания с окнами загрузки (*2*) и выгрузки (*3*) материалов; ротор *4* с приводом *5* вращения, имеющий лопасти *6* и *7*; вибратор *8*, жестко закрепленный в середине камеры смешивания, с приводом возбуждения колебаний от кривошипно-шатунного механизма *9*.

Вибратор *1* (рис. 2) имеет корпус *12* в виде металлической гофрированной оболочки — тонкостенное тело вращения, контур которого в продольном сечении по вершинам гофр имеет форму эллипса. Данная конструкция позволяет создавать разнонаправленные колебания. В центре корпуса *12* горизонтально закреплен диск *11* с направляющей стойкой *4*, обеспечивающей устойчивое поступательное движение штока *13*, перемещение которого создает кривошипно-шатунный механизм *2*. Устойчивое положение штока *13* обеспечивает также направляющая стойка *3*, находящаяся в днище камеры смешивания. Диск *11* имеет цилиндрический выступ *5*, на котором крепится пружина *10*, расположенная в стакане *8*, к которому снизу жестко

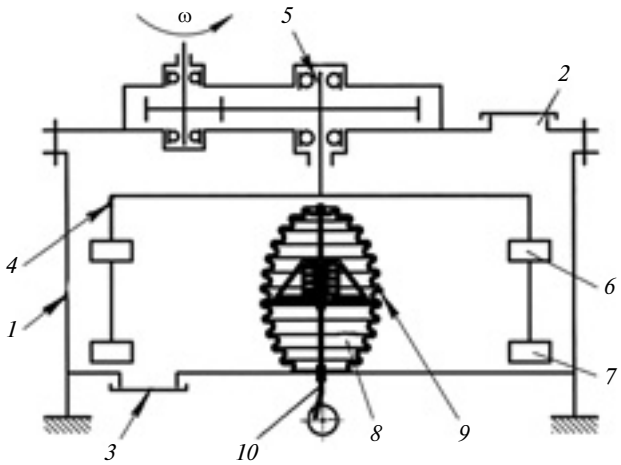


Рис. 1. Схема РВС с одночастотным вибратором эллиптического типа

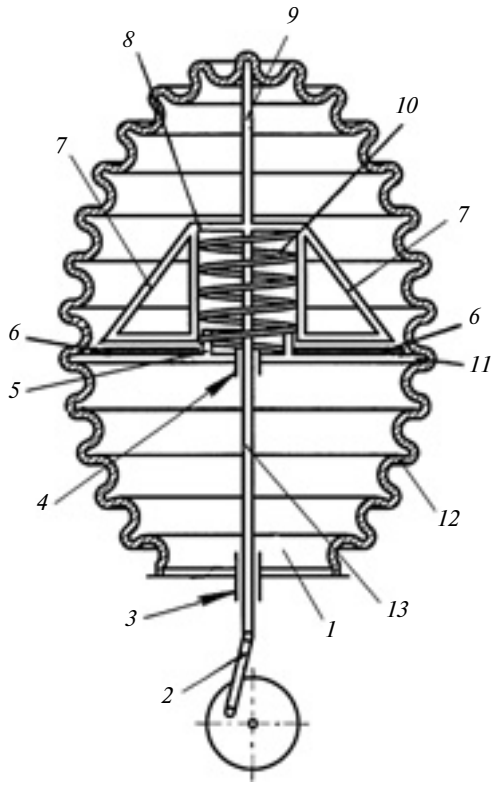


Рис. 2. Схема одночастотного вибратора эллиптического типа

прикреплен шток *13*, а сверху — толкатель *9*. Другой конец толкателя *9* жестко закреплен на внутренней части металлической гофрированной оболочки. С внешней стороны стакана *8* симметрично расположены четыре элемента *7*, передающие возвратно-поступательное движение на диск *11*, который равномерно распределяет вибрации от верхней к нижней частей корпуса *12*, обеспечивая одинаковую амплитуду перемещений каждой точки на внешней образующей гофрированной оболочки. В момент сжатия пружины *10* резиновые прокладки *6* смягчают ударный импульс от элементов *7* на диск *11*.

Работает смесить следующим образом. В камеру *1* смешивания (см. рис. 1) через окно *2* послойно загружают бетонную смесь: на дно последовательно укладывает песок, цемент, щебень и равномерно распределяют необходимое количество воды. Включают привод вибратора *8* и привод *5* вращения ротора *4*. Толкатель *9* (см. рис. 2) с помощью кривошипно-шатунного механизма *2* совершает возвратно-поступательные движения, в результате которых верхняя часть корпуса *12* совершает колебательные движения. При этом выступы *7* при сжатии пружины *10* ударяют о диск *11*, создавая дополнительные колебания средней части корпуса *12*. Готовую бетонную смесь выгружают через окно *3* (см. рис. 1) корпуса смесителя.

Предлагаемая конструкция РВС позволяет создавать по всему объему камеры смешивания разнонаправленные колебания, что полностью исключает появление глухих зон, и обеспечивает равномерное по величине распределение вибрационного поля, что обеспечивает качественную интенсификацию компонентов смеси. Кроме того, обеспечивается максимальная защита подшипников привода вибратора как от вибрационных воздействий, так и от попадания в них мелких частиц перемешиваемых материалов. Данная конструкция РВС характеризуется высокой производительностью и низкими энергозатратами, что обусловлено реализацией использования тиксотропных свойств смешиваемых материалов — способность коллоидных материалов расжижаться в результате механических воздействий. В результате снижается сопротивление перемещению, а, следовательно, потребляемая мощность привода вращения ротора. При этом вибрационным воздействием достигается эффект виброкипения смеси, ее турбулизация и усиленная циркуляция, что позволяет интенсифицировать процесс смешивания и сократить время производства смеси, тем самым повышая производительность [11].

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Ефремов И. М., Лобанов Д. В.** Новые роторные смесители с различными системами вибровозбуждения // Строительные и дорожные машины. 2008. № 9. С. 7—9.
2. **Ефремов И. М., Лобанов Д. В.** Вибробетоносмесители: путь длиной в 70 лет // Строительные и дорожные машины. 2009. № 10. С. 15—19.
3. **Ефремов И. М., Лобанов Д. В., Фигура К. Н.** Современные технологии интенсификации процессов перемешивания бетонных смесей // Строительные и дорожные машины. 2011. № 1. С. 37—41.
4. **Ефремов И. М., Лобанов Д. В., Фигура К. Н.** Механическая активация бетонных смесей при интенсификации процессов перемешивания // Механизация строительства. 2011. № 2. С. 6—8.
5. **Ефремов И. М., Лобанов Д. В.** Исследование процесса перемешивания в роторно-вибрационном смесителе // Механизация строительства. 2012. № 7. С. 40—43.
6. **Ефремов И. М., Лобанов Д. В.** Новый экспериментальный роторно-вибрационный смеситель // Строительные и дорожные машины. 2011. № 9. С. 16—19.
7. **Патентно-аналитический** обзор и расширенная классификация бетоносмесительных машин в аспекте исследования вибрационных технологий перемешивания бетонных смесей / И. М. Ефремов, Д. В. Лобанов, К. Н. Фигура, И. В. Комаров // Системы. Методы. Технологии. 2011. № 10. С. 38—45.
8. **Малахов К. В., Лобанов Д. В.** Экспериментальный анализ процесса виброактивации приготовления бетонных смесей в вибросмесителе гравитационного типа // Системы. Методы. Технологии. 2013. № 3. С. 134—138.
9. **Малахов К. В., Лобанов Д. В.** Вибрационный смеситель гравитационного типа // Строительные и дорожные машины. 2013. № 7. С. 33—36.
10. **Фигура К. Н.** Обоснование конструктивных параметров и режимов работы смесительных агрегатов с внутренними виброактиваторами / Дис. ... канд. техн. наук. Братск. 2013. 23 с.
11. **Пат. 2494803 Рос. Федерации.** Вибрационный смеситель.