ВЕСТНИК машиностроения

ЕЖЕМЕСЯЧНЫЙ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ И ПРОИЗВОДСТВЕННЫЙ ЖУРНАЛ

3

2010

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

Главный редактор А.И. САВКИН

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ:

Алексейчук Г.П., д-р техн. наук, **Алешин Н.П.,** д-р техн. наук, акад. РАН, **Братухин А.Г.,** д-р техн. наук, **Воронцов А.Л.,** д-р техн. наук, **Гусейнов А.Г.,** д-р техн. наук, **Дмитриев А.М.,** д-р техн. наук, член-корр. РАН (председатель секции обработки материалов без снятия стружки), **Драгунов Ю.Г.,** д-р техн. наук, член-корр. РАН, **Древаль А.Е.,** д-р техн. наук (председатель секции технологии машиностроения), **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), **Пименов А.Ф.,** д-р техн. наук, **Попов Д.Н.,** 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, **Цыганкова И.А.** (ответственный секретарь)

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 "Подольская Периодика", 142110, Московская обл., г. Подольск, ул. Кирова, 15

СОДЕРЖАНИЕ

КОНСТРУИРОВАНИЕ, РАСЧЕТ, ИСПЫТАНИЯ И НАДЕЖНОСТЬ МАШИН

Поносова К. С., Каракулов М. Н. — Расчет геометрии волнового зубчатого зацепления, работоспособного при высоких температурах . . . 3

Черняков А. А., Конов А. П., Даршт Я. А. — Исследование нагрузок на регулирующем органе аксиально-поршневого насоса . . . 6

Халилов И. А. — Влияние зазоров в муфтах на динамические свойства приводов машин . . . 10

Уткин В. С. — Расчет надежности вала индивидуальной ременной передачи при ограниченной статистической информации о базовых параметрах . . . 14

Шевцов С. Н., Сайко И. Б., Клименко А. А., Берберов С. А. — Шкив ременной передачи . . . 16

Наджафов А. М. — Теоретическая оценка влияния подшипников скольжения на КПД пакетного редуктора . . . 19

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

Бирюков В. П. — Определение трибологических характеристик пар трения скольжения, упрочненных лазерным лучом . . . 22

Корнеев А. Ю., Савин Л. А., Ярославцев М. М. — Расчет статических характеристик конических многоклиновых гидродинамических опор жидкостного трения . . . 25

В помощь конструктору и расчетчику

Иванов А. С., Ермолаев М. М., Грек В. И., Никольская Э. Н. — Работа соединения с натягом при нагружении крутящим моментом. . . . 30

ТЕХНОЛОГИЯ МАШИНОСТРОЕНИЯ

Горчев В. С. — Решение для автоматических линий структуры "2 × 1" дискретного действия с производительностями участков $q_1 > q_2$ и учетом их совместных отказов и отказов бункера . . . 34

Кабалдин Ю. Г., Серый С. В., Муравьев С. Н., Просолович А. А., Симагина Е. В. — Повышение работоспособности режущего инструмента осаждением наноструктурных покрытий . . . 41

Волков А. Э., Медведев В. И., Жучков И. В. — Использование эксцентрикового модификатора для обработки конических колес с круговыми зубьями. . . . 49

Солер Я. И., Казимиров Д. Ю. — Выбор абразивных кругов при плоском шлифовании деталей силового набора летательных аппаратов по критерию шероховатости поверхности . . . 55

Утешев М. Х., Белозёров В. А. — Эффект шлифования обрабатываемых поверхностей деталей при тонком точении жаропрочных сплавов резцами из СТМ на станках с ЧПУ. . . . 65

Бойко Ю. Н., Онищенко Д. В., Попович А. А. — Получение анодных нанокомпозитов с помощью энергосберегающей технологии . . . 68

Фрадкин Е. И., Журавлев Г. А., Тварилидзе О. В. — Зависимость предела текучести стали от содержания углерода, хрома и никеля. . . . 71

Серия статей «Проблемы теории и практики резания материалов»

Воронцов А. Л., Султан-заде Н. М., Албагачиев А. Ю., Савкин А. И. — Разработка новой теории тепловых процессов резания. 3. Влияние переднего угла резца на температуру резания и температуры искусственного подогрева обрабатываемого материала на силу резания. . . . 75

ОРГАНИЗАЦИЯ И ЭКОНОМИКА ПРОИЗВОДСТВА

Бром А. Е., Шатохина О. О. — Современная индустриальная модель управления жизненным циклом машиностроительной продукции . . . 77

ТЕХНИЧЕСКАЯ ИНФОРМАЦИЯ

Осокин Ю. М., Козлов С. В. — Гидравлический пресс с двуруким управлением. . . 80

Рустамов З. А. — Новый рулевой механизм, улучшающий маневренность автомобиля. . . . 82

Кокорева О. Г. — Результаты производственных испытаний по упрочнению сердечников крестовин стрелочных переводов . . . 85

Реклама. . . . 33

Вниманию читателей 84, 87

CONTENTS

DESIGN, CALCULATION, TESTS AND RELIABILITY OF MACHINES

Ponosova K. S., Karakulov M. N. — Calculation of the wave gearing geometry allowing the working capacity at high operating temperatures

Chernyakov A. A., Konov A. P., Darsht Ya. A. — Study of loads at regulating authority of axial-piston pump

Khalilov I. A. — A clearance effect in the clutches upon dynamics of mechanical drives

Utkin V. S. — A reliability calculation of the shaft of individual belt drive at limited statistical information regarding basic parameters

Shevtsov S. N., Saiiko I. B., Klimenko A. A., Berberov S. A. — Belt-drive sheave wheel

Nadzhafov A. M. — Theoretical estimation of the slide bearings influence upon the packet reducer efficiency

Series of articles "Problems of tribology — friction, wear, and lubrication"

Biryukov V. P. — Determination of tribological characteristics of the sliding couples strengthened by a laser beam

Korneev A. Yu., Savin L. A., Yaroslavtsev M. M. — Calculation of static characteristics of conical multiple-wedge hydrodynamic liquid friction bearers

For the benefit of designer and estimator

Ivanov A. S., Ermolaev M. M., Grek V. I., Nikol'skaya E. N. — Work of a tightness-joint at loading by a torsion torque

MANUFACTURING ENGINEERING

Gorchev V. S. — A solution for transfer lines of discrete action 2 × 1 type with the sectors productivities $q_1 > q_2$ taking into account their combined failures and bunker failure

Kabaldin Yu. G., Seryii S. V., Murav'ev S. N., Prosolovich A. A., Simagina E. V. — Enhancement of the cutting tool working capacity by deposition of nanostructural coatings

Volkov A. E., Medvedev V. I., Zhuchkov I. V. — Using of eccentric modifier for machining of cone gears with circular teeth

Soler Ya. I., Kazimirov D. Yu. — Choice of abrasive wheels at flat grinding of powered set details of the aircrafts regarding the surface roughness criterion

Uteshev M. Kh., Belozerov V. A. — Grinding effect of the workpiece surface at fine turning of heat-resistant alloys by cutters from extra-hard materials on the NC machine tool

Boiiko Yu. N., Onishchenko D. V., Popovich A. A. — Production of anode nanocomposites with the help of energy-saving technologies

Fradkin E. I., Zhuravlev G. A., Tvarilidze O. V. — Dependence of a steel's yield point upon the carbon, chromium, and nickel content

Series of articles "Theory and practice problems of materials cutting"

Vorontsov A. L., Sultan-Zade N. M., Albagachiev A. Yu., Savkin A. I. — Elaboration of a new theory of thermal processes of cutting. 3. Influence of the cutter's face angle upon the cutting temperature and of artificial preheating temperature of work material upon the cutting force

PRODUCTION ORGANIZATION AND ECONOMICS

Brom A. E., Shatokhina O. O. — Modern industrial controlling model by the engineering production life cycle

TECHNICAL INFORMATION

Osokin Yu. M., Kozlov S. V. — A hydraulic press with two-handed control

Rustamov Z. A. — A new steering gear, improving the mobility of specialized vehicle

Kokoreva O. G. — Results of production test regarding of point frog cores hardening

Художественный редактор *Т. Н. Галицына*
Технический редактор *О. А. Ефремова*
Корректор *Т. В. Пчёлкина*

Сдано в набор 29.12.2009. Подписано в печать 17.02.2010.
Формат 60 × 88 1/8. Бумага офсетная. Печать офсетная.
Усл. печ. л. 10,78. Уч.-изд. л. 11,53. Заказ 141.

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", 2010

КОНСТРУИРОВАНИЕ, РАСЧЕТ, ИСПЫТАНИЯ И НАДЕЖНОСТЬ МАШИН

УДК 621.833.6

К. С. ПОНОСОВА, М. Н. КАРАКУЛОВ, канд. техн. наук
(Ижевский ГТУ), e-mail: pks_10@mail.ru

Расчет геометрии волнового зубчатого зацепления, работоспособного при высоких температурах

Решается задача создания волновой зубчатой передачи, работоспособной при высоких температурах, в условиях отсутствия жесткой кинематической связи между входным и выходным звеньями.

Ключевые слова: волновое зубчатое зацепление, геометрия зацепления, высокотемпературная среда, материалы зубчатых колес.

A design problem of the wave gearing, serviceable at high operating temperatures in the conditions of absence rigid kinematic connection between input and output sections, is solved.

Keywords: wave gearing, gearing geometry, high-temperature medium, materials for tooth-wheels.

Одной из областей применения волновых газовых двигателей (ВГД) может быть привод запорно-регулирующей арматуры мазутопровода в топку тепловой электроцентрали (ТЭЦ). Для топок ТЭЦ и некоторых других паровых котлов, в которых в качестве топлива применяется мазут, предусмотрен принудительный отсос дыма.

На рис. 1 показан ВГД, который работает следующим образом. Мазут из магистрали высокого давления (на рисунке не показана) через штуцер *4*, коллектор *5*, осевые каналы *6*, кольцевую проточку *7*, полость *10* распределителя *9* и радиальные каналы *13* поступает в цилиндры *14* и давит на поршни *15*. Поршни, деформируя гибкое зубчатое колесо *1*, создают две диаметрально противоположные зоны зацепления колеса с жестким зубчатым колесом *2* и двумя зубчатыми муфтами *3*. При подаче последовательных импульсов от управляемой турбинки (не показана) на распределитель *9* (золотник) жесткое зубчатое колесо *2* поворачивается на угол, пропорциональный их числу. Цилиндры *14*, оказавшиеся в свободной от зацепления зоне волновой передачи, освобождаются от рабочего тела через радиальные каналы *11* и центральное отверстие *12* в магистраль низкого давления (не показана).

При аварийном отключении электроэнергии на ТЭЦ отсос дыма прекращается, пламя в топке гаснет и поступающий мазут может превратиться во взрывоопасную смесь. В таких случаях на станциях используют аварийный привод запорного крана мазутопровода с электродвигателем, питающимся от аккумуляторов, или кран (с большой задержкой по времени) закрывают вручную, после чего топку проветривают в течение многих часов. Однако на таких станциях в больших количествах имеется очень дешевая энергия перегретого водяного пара.

Так как развитие объектов энергетики идет по пути повышения температуры и давления пара с целью увеличения КПД и экономии энергоносителей, в последние годы в стране стали строить энергоблоки мощностью в 300, 500 и 800 тыс. кВт, с температурой пара 585 °С и давлением 25,5 МПа. Намечается создание энергоблоков мощностью в $1 \div 1{,}2$ млн кВт и котельных установок с закритическими параметрами пара: 650 °С, 31,5 МПа и 750 °С, 50 МПа [1]. Разумеется, в качестве двигателей в вышеупомянутых приводах могут быть использованы паровые турбины, которые имеют огромные частоты вращения. Поэтому для приводов арматуры необходимо редуцировать эти частоты с помощью ре-

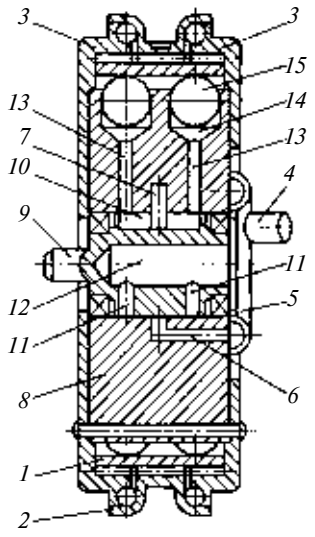


Рис. 1. Волновой газовый двигатель

дукторов. Однако редукторы довольно громоздки, и потому их можно заменить ВГД, который выполняет сразу четыре функции: двигателя, редуктора, тормоза и предохранительной муфты.

Но при использовании в ВГД перегретого водяного пара в качестве рабочего тела возникает ряд трудностей: необходимость учета температурных расширений деталей; создание уплотнений для подвода и сброса отработавшего пара в атмосферу; возможность гидроудара в рабочих полостях ВГД в случае появления конденсата в магистральном паропроводе. Из перечисленных трудностей самой главной является высокая температура водяного пара, а одним из наиболее зависимых от температуры пара звеном ВГД является гибкое зубчатое колесо (ГЗК). К материалам ГЗК, которое должно быть работоспособным при высокой температуре, предъявляются следующие требования: сохранение упругих свойств; минимальные линейное расширение и потеря мощности ВГД на трение в зацеплении.

Из анализа литературы [1—5] по конструктивным и технологическим соображениям для ГЗК и деталей ВГД были выбраны материалы, приведенные в табл. 1, для которых показаны значения модуля упругости E и коэффициента α линейного расширения металлов от температуры T.

Конструкционная сталь 30ХГСА широко применяется для изготовления ГЗК волновых передач. Жаропрочная коррозионностойкая сталь 20Х13 и хромистая сталь 30Х13 выпускаются в большом количестве и более доступны для изготовления ГЗК и деталей ВГД. Жаропрочные хромоникельмолибденовая ЭИ395 (10Х16Н25АМ) и хромоникелевая ЭИ696 (10Х11Н) стали сохраняют упругие свойства при больших температурах, но имеют очень высокий коэффициент линейного расширения.

Таблица 1

Номер п/п	Температура пара T, °С	Конструкционная сталь 30ХГСА	Жаропрочные стали			
			30Х13	20Х13	ЭИ395	ЭИ696
	Модуль упругости E, 10^{-2} МПа					
1	20	2,00	2,24	2,23	1,96	1,85
2	100	—	—	2,18	—	—
3	200	1,80	2,14	22,12	—	—
4	300	1,70	2,06	2,04	1,70	—
5	400	1,65	2,00	1,93	1,60	1,43
6	500	1,60	1,85	1,84	1,50	1,85
7	600	—	1,74	1,72	1,40	1,32
8	700	—	—	—	1,25	1,15
	Коэффициент α, град/10^6					
1	100	—	10,2	10,8	14,0	15,4
2	200	11,7	11,1	11,2	15,4	16,6
3	300	—	11,5	11,5	16,5	17,7
4	400	13,9	12,0	12,0	17,6	18,4
5	500	14,3	12,4	12,4	18,2	19,4
6	600	—	12,6	12,6	18,4	19,6
7	700	—	12,9	12,9	19,3	20,5

Исходя из принципа работы ВГД силовые поршни в зоне, свободной от зацепления, возвращаются в исходные положения упругими силами ГЗК.

Увеличение диаметра ГЗК в результате высокой температуры необходимо учитывать при расчете геометрии зацепления.

Геометрия зацепления в ВГД отличается от волновых передач с механическим волнообразователем [6] тем, что в нем отсутствует кинематическая связь входного вала с выходным. Поэтому при включении ВГД необходимо учитывать, в каком положении оказываются зоны M и N подачи рабочего тела золотником (рис. 2) относительно положения начальных зон P_1 и P_2 зацепления ГЗК с жестким зубчатым колесом (ЖЗК). Если зоны M и N совпадают с зонами P_1 и P_2, то это случай работоспособного зацепления, если же зоны подачи M и N оказываются перпендикулярными зонам P_1 и P_2, то ГЗК может принять два положения: первое — вершины зубьев ГЗК в зонах M и N попадают во впадины зубьев ЖЗК (*3*), — случай работоспособного зацепления; второе — вершины зубьев ГЗК в зонах M и N попадают на вершины зубьев ЖЗК (*4*), — случай неработоспособного зацепления, приводящий к поломкам ГЗК.

Чтобы избежать подобного явления, необходимо обеспечить отсутствие заклинивания зубьев ГЗК во впадинах ЖЗК в начальных зонах P_1 и P_2 зацепления, т. е. при движении деформирующих сил F от зон M и N к зонам P_1 и P_2.

Это условие однозначно выполняется при соблюдении неравенства:

$$\Delta d = (d_{a2} - d_{a1}) \geqslant 0, \qquad (1)$$

где d_{a1} и d_{a2} — диаметры вершин зубьев соответственно ГЗК и ЖЗК.

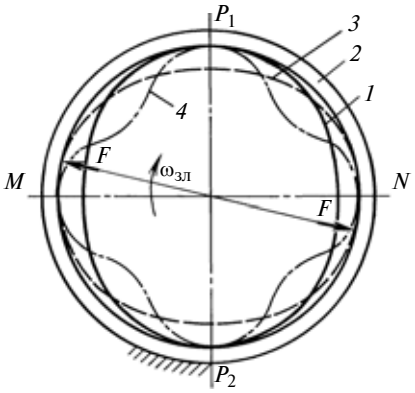


Рис. 2. Возможные положения ГЗК в момент пуска ВГД:
1 — ГЗК4; *2* — ЖЗК; $\omega_{зл}$ — угловая скорость золотника

Таблица 2

x_1, мм	α_1°	α_2°	d_{a1}	d_{a2}	Δd	s_{a1}	s_{a2}	h_1
			мм					
−1,0	19,44	16,65	118,36	117,84	−0,52	0,66	1,17	1,23
−0,5	20,25	17,91	119,07	118,44	−0,63	0,63	1,24	1,23
0,0	21,00	18,90	119,71	119,04	−0,67	0,61	1,27	1,29
0,5	21,69	19,72	120,30	119,64	−0,66	0,60	1,28	1,28
1,0	22,33	20,42	120,86	120,24	−0,62	0,59	1,26	1,25
1,5	22,94	21,05	121,39	120,84	−0,55	0,60	1,23	1,21
2,0	26,51	21,61	121,90	121,44	−0,46	0,60	1,19	1,16
2,5	24,05	22,12	122,39	122,04	−0,35	0,61	1,12	1,09
3,0	24,57	22,59	122,86	122,64	−0,22	0,63	1,05	1,02

Для проверки условия (1) по методике [6] была рассчитана геометрия зацепления с модулем $m = 0{,}6$ мм и числами зубьев ГЗК и ЖЗК соответственно $z_1 = 198$ и $z_2 = 200$ при $x_1 \in [-1; 3]$. Результаты расчета приведены в табл. 2, где α_1, α_2, d_{a1}, d_{a2}, s_{a1}, s_{a2}, $h_1 = h_2$ — соответственно угол зацепления, диаметр вершин, толщина по вершинам и высота зубьев ГЗК и ЖЗК. Анализ результатов показал, что наиболее близким к условию (1) является значение $x_1 = 3$ мм, где $\Delta d = d_{a2} - d_{a1} = -0{,}22$ мм — минимальное значение.

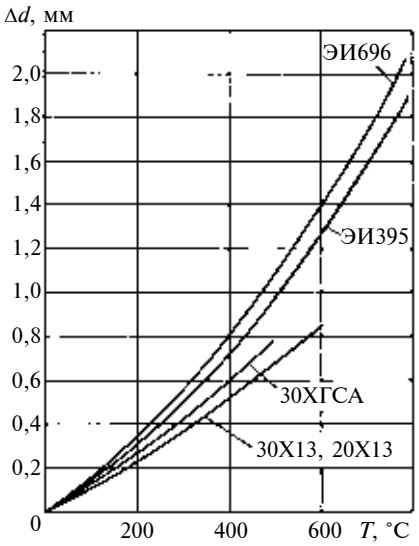


Рис. 3. Изменение диаметров Δd ГЗК из разных сталей в зависимости от температуры T

Выполнения условия (1) при $d_{a2} = d_{a1}$ можно добиться уменьшением расчетного диаметра заготовки ГЗК по вершинам на $\Delta d = 0{,}22$ мм. В этом случае по высоте зубья ГЗК подрезаются на 0,11 мм.

При работе ГЗК в высокотемпературной среде его линейные размеры $l_т$ увеличиваются согласно зависимости

$$l_т = l_0(1 + \alpha T), \qquad (2)$$

где l_0 — длина ГЗК при $T = 0$; α — коэффициент линейного расширения материала (см. табл. 1) в зависимости от T.

Абсолютное увеличение диаметра ГЗК по вершинам зубьев можно найти, если в формуле (2) длину заменить диаметром. Результаты расчета по формуле (2) приведены для выбранных материалов на рис. 3.

Большинство ТЭЦ, работающих на мазуте, вырабатывают водяной пар с температурой $T = 450$ °С и давлением $p = 4$ МПа. Поэтому можно использовать ГЗК, изготовленное из сталей 20Х13 или 30Х13, с увеличением его диаметра на $\Delta d = 0{,}62$ мм (см. рис. 3). Если рассматривать вариант геометрии с $x_1 = 3$ мм и $\Delta d = 0{,}22$ мм (см. табл. 2), то для $T = 450$ °С суммарная разность диаметров $\Delta d_{сум} = \Delta d_т + \Delta d = 0{,}62 + 0{,}22 = 0{,}84$ мм. Значит, для выполнения условия (1) диаметр заготовки ГЗК можно уменьшить на 0,5 $\Delta d_{сум} = 0{,}42$ мм, а диаметр ЖЗК увеличить на $0{,}5\Delta d_{сум} = 0{,}42$ мм.

Таким образом, если ГЗК примет положение *4* (см. рис. 2), в котором вершины зубьев ГЗК в зонах M и N попадают на вершины зубьев ЖЗК, то при вращении деформирующих сил F зубья ГЗК не могут попасть во впадины зубьев ЖЗК — зацепление отсутствует, что часто приводит к разрушению ГЗК. Чтобы избежать этого, вершины зубьев ГЗК и ЖЗК можно заострить, т. е. принять $s_{a1} \approx s_{a2} \approx 0$, используя коэффициент тангенциального смещения при нарезании зубьев колес. Коэффициенты тангенциальных смещений для ГЗК и ЖЗК определяются из зависимостей:

$$\left.\begin{aligned} \varphi_1 &= \mathrm{arctg}(s_{a1}/r_{a1}); \\ \varphi_2 &= \mathrm{arctg}(s_{a2}/r_{a2}), \end{aligned}\right\} \qquad (3)$$

где r_{a1}, r_{a2}, s_{a1}, s_{a2} — радиусы и толщины вершин зубьев ГЗК и ЖЗК.

Таким образом, разработанная методика позволяет рассчитать геометрию волнового зубчатого зацепления, работоспособного в высокотемпературной среде.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Ланская К. А.** Жаропрочные стали. М.: Металлургия, 1969. 247 с.
2. **Химушин Ф. Ф.** Жаропрочные стали и сплавы. М.: Металлургия, 1959. 750 с.
3. **Нигматуллин И. Н**. Тепловые двигатели. М.: Высшая школа, 1974. 375 с.
4. **Гинцбург Я. С.** Испытание металлов при повышенных температурах. М., Л.: Машгиз, 1954. 252 с.
5. **Энглиш К.** Поршневые кольца. Т. 1. М.: Машгиз, 1962. 583 с.
6. **Скворцова Н. А., Семин Ю. И., Башкин В. И**. Расчет двухволновых зубчатых передач с дисковым волнообразователем // Вестник машиностроения. 1974. № 10. С. 11—17.

УДК 621.225.7

А. А. ЧЕРНЯКОВ, А. П. КОНОВ (ОАО "СКБ ПА", г. Ковров),
Я. А. ДАРШТ, д-р техн. наук (КГТА им. В. А. Дегтярева, г. Ковров), e-mail: chernyakov_aleks@mail.ru

Исследование нагрузок на регулирующем органе аксиально-поршневого насоса

Разработана математическая модель поршневой камеры аксиально-поршневого насоса, которая позволит исследовать давление в камере при разных режимах работы насоса, оценить нагрузки на органе регулирования от давления и оптимизировать конструкции насоса и механизма управления, что обеспечит высокие динамические характеристики аксиально-поршневого насоса и повысит характеристики гидропривода.

Ключевые слова: аксиально-поршневой насос, индикаторная диаграмма, математическое моделирование, орган регулирования, поршневая камера, давление, момент.

Mathematical model of piston chamber of axial-piston pump is elaborated. The model enables to investigate the pressure within the camber at different pump's operating regimes, to estimate the loads at regulating authority from the pressure, and to optimize the pump's designs and the control mechanism. That will result high dynamic characteristics of the mechanism axial-piston pump and improvement of the hydraulic actuator characteristics.

Keywords: axial-piston pump, indicator diagram, mathematical modeling, regulating authority, piston chamber, pressure, moment.

В качестве основных элементов управляющих систем в электрогидравлических приводах различных объектов широкое применение нашли аксиально-поршневые насосы (АПН), которые обладают высоким быстродействием, работают при высоких давлениях, имеют высокий КПД (рис. 1). Эти качества АПН обеспечивают возможность получения требуемых характеристик выходного звена объекта управления. При управлении выходным звеном необходимо изменять производительность АПН. С этой целью в АПН применяются механизмы управления, которые являются, в основном, гидроприводами дроссельного регулирования. Нагрузкой для механизмов управления служат моменты на органе регулирования АПН, исследованию которых уделено большое внимание [1, 2]. Одна из основных нагрузок определяется гидростатическими силами, действующими через поршневую группу, и может быть установлена с помощью индикаторной диаграммы рабочего процесса АПН.

Экспериментальные исследования по изучению рабочего процесса АПН путем физического макетирования требуют больших затрат, и вопрос исследования решается в пользу математического и имитационного моделирования. Рабочие процессы объемных АПН исследованы многими авторами, которые рассматривают подходы, модели и методики, по-разному приближенные к реальным конструкциям и имеющие в своей основе разные объяснения протекающих процессов.

В основе данного исследования лежит теоретический подход, изложенный в работах [1, 3], при котором рассматривают переходный процесс только в цилиндре, в котором поршень переходит из зоны всасывания в зону нагнетания и обратно. В остальных цилиндрах, в зоне нагнетания и в напорном трубопроводе переходные процессы не рассматриваются, и давление считается постоянным. Жидкость считается сжимаемой только в том цилиндре, в котором рассматривается переходный процесс. Инерция жидкости не учитывается.

Разработанная математическая модель позволяет исследовать давление в поршневой камере с учетом различных факторов и их производных, что видно из уравнения $p(t) = f(\gamma, \omega, Q_{ут}, \alpha_0, \beta, E, W_0)$, где γ — угол наклона диска; ω — угловая скорость вала; $Q_{ут}$ — утечки из поршневой камеры; α_0 — угол разворота распределителя; β — дополнительный угол в плоскости, перпендикулярной к плоскости, образованной кинематической нейтралью и ее проекцией на опорную плоскость; E — модуль объемной упругости жидкости (газосодержание); W_0 — "мертвый" объем поршневой камеры.

Особенностью математической модели является учет в кинематике насоса дополнительного угла β наклона, оказывающего существенное влияние на

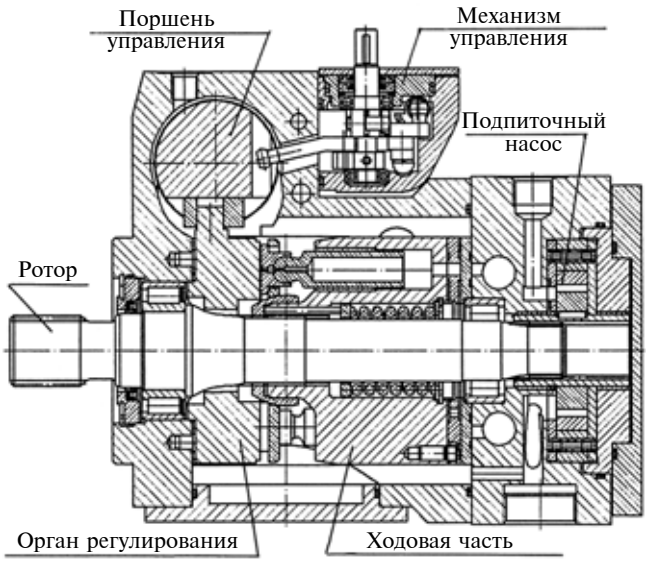


Рис. 1. Аксиально-поршневой насос

значение и характер момента на органе регулирования. Основу математической модели насоса составляет модель рабочего процесса в отдельной поршневой камере. Результатом моделирования является давление в поршневой камере, отображаемое индикаторной диаграммой. Индикаторная диаграмма насоса (гидромотора) показывает зависимость давления в поршневой камере гидромашины от времени или от положения поршня. Интерес представляет часть индикаторной диаграммы, отражающая смену давления в поршневой камере. От характера этого процесса зависят в конечном счете все основные характеристики гидромашины: подача насоса в целом (расход мотора); пульсация подачи; объемный КПД; нагрузки на механизм управления АПН; нагрузки на подшипники; акустические характеристики; динамические характеристики поршней АПН и др.

Количественные соотношения между этими характеристиками и параметрами индикаторной диаграммы, с одной стороны, и параметрами индикаторной диаграммы и конструктивными параметрами АПН, с другой стороны, можно выявить с помощью подробной динамической модели насоса, центральным элементом которой является универсальная модель процесса переноса жидкости в поршневой камере из одной гидролинии насоса в другую.

Математическая модель создана в интерактивной среде Simulink, являющейся приложением пакета Mathlab для математического моделирования и анализа динамических систем. Для построения моделей используется библиотека компонентов Simulink. Открытая архитектура среды моделирования позволяет создавать математические модели с иерархической структурой с неограниченной вложенностью. Число блоков и связей в модели также неограниченно. Общая структура блока "поршневая камера" представлена на рис. 2.

Переходные процессы при аналитическом построении индикаторных диаграмм требуют точного описания относительного движения поршня. Путем анализа кинематики механизмов гидромашин различного типа были получены общие приемы расчета относительного перемещения поршня в любых аксиально-поршневых гидромашинах и перемещения плунжера в любых аксиально-плунжерных гидромашинах [1, 4]. На рис. 3 представлена обобщенная расчетная кинематическая схема аксиально-плунжерной гидромашины с одним поршнем.

Скорость поршня вычисляется дифференцированием координаты поршня: $v_п = dx/dt$. Координату поршня задаем, исходя из схемы насоса: $x = -R\cos\alpha\,\mathrm{tg}\gamma$. Тогда скорость относительного перемещения поршня: $v_п = R\sin\alpha\,\mathrm{tg}\gamma\dfrac{d\alpha}{dt} - R\cos\alpha\dfrac{1}{\cos^2\gamma}\dfrac{d\gamma}{dt}$.

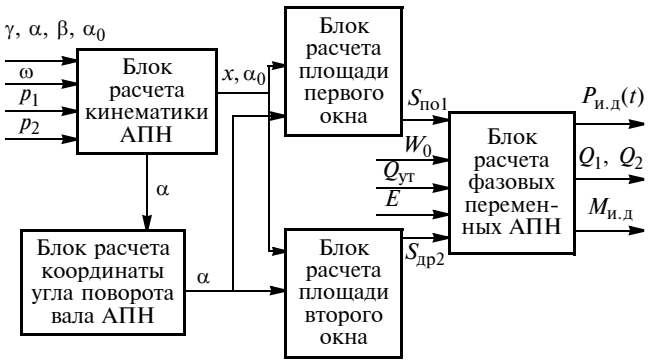


Рис. 2. Структурная схема поршневой камеры АПН

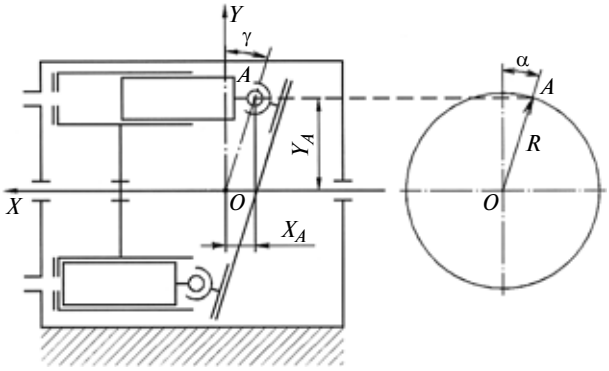


Рис. 3. Кинематическая схема аксиально-поршневой машины

Вал гидромашины вращается вокруг оси OX с угловой скоростью $\omega = d\alpha/dt$.

В уравнениях, описывающих кинематические характеристики насоса, учитывается наличие дополнительного угла β наклона органа регулирования насоса в плоскости, перпендикулярной к плоскости угла γ регулирования подачи насоса. В этом случае координата перемещения поршня описывается уравнением $x = -R\,\mathrm{tg}\gamma\cos\alpha - R\,\mathrm{tg}\beta\sin\alpha$, а скорость поршня уравнением $v_п = \dfrac{dx}{dt} = R\sin\alpha\,\mathrm{tg}\gamma\cdot\omega - R\cos\alpha\dfrac{1}{\cos^2(\gamma)}\dfrac{d\gamma}{dt} - R\,\mathrm{tg}\beta\cos\alpha\cdot\omega$.

Угол поворота блока цилиндров определяется как интеграл во времени его угловой скорости: $\alpha = \int\limits_0^t \omega dt$. Угол i-го поршня $\alpha_i = \alpha + \dfrac{2\pi}{z}i$, где i — число поршней ($i = 1, ..., 9$).

Основные фазовые переменные: подача (расход для гидромотора), давление и моменты определяются решением уравнения неразрывности потоков:

$$\sum_{i=0}^{n} Q_i = 0. \qquad (1)$$

Составляющие уравнения (1) определяем исходя из схемы поршневой камеры (рис. 4). В соответствии с расчетной схемой уравнение (1) принимает вид:

$$Q_п + Q_{др1} + Q_{др2} - Q_{ут} - Q_{сж} = 0, \qquad (2)$$

где $Q_п$ — геометрическая подача поршня; $Q_{др1}$ и $Q_{др2}$ — расходы, дросселирующие из камеры высокого давления; $Q_{ут}$ — суммарные утечки (по распределителю, через зазор в паре "поршень — отверстие блока цилиндров", гидростатическую опору поршня, сферическую заделку опоры); $Q_{сж}$ — расход, связанный со сжатием рабочей жидкости.

Определим составляющие уравнения (2), решая его относительно деформационного расхода $Q_{сж}$. Геометрическая подача поршня: $Q_п = \frac{\pi d_п^2}{4}\frac{dx}{dt}$, где $d_п$ — диаметр поршня.

Дросселирующие расходы в гидролиниях описываются традиционно:

$$Q_{др1} = \mu_{др1} S_{др1} \sqrt{\frac{2}{\rho}|p_1 - p|}\,\mathrm{sign}(p_1 - p);$$

$$Q_{др2} = \mu_{др2} S_{др2} \sqrt{\frac{2}{\rho}|p_2 - p|}\,\mathrm{sign}(p_2 - \mathrm{p}),$$

где μ — коэффициент расхода; p_1, p_2 — давления в гидролиниях; ρ — плотность жидкости.

Рабочие окна, через которые жидкость проходит из гидролинии в поршневую камеру, образуются при одновременном открытии окон распределителя и поршневой камеры в дне блока цилиндров. Площадь окна дросселирования зависит от формы и размеров окон распределителя и поршневой камеры блока цилиндров и от их взаимного расположения, которое, в свою очередь, зависит от угла α поворота блока цилиндров. Расчетная схема и зависимости площадей открытия окон $S_{др1}(\alpha)$ и $S_{др2}(\alpha)$ для конкретной гидромашины приведены соответственно на рис. 5, *а*, *б*.

Объем утечек из поршневой камеры определяют экспериментально через коэффициент $k_{ут}$ для конкретной гидромашины: $Q_{ут} = k_{утр}p$. Учет сжимаемости рабочей жидкости является важным фактором при расчете динамических процессов. Сжимаемость жидкости под действием рабочего давления оценивают модулем объемной упругости [1, 5]. Его значение изменяется в широких пределах в зависимости от типа рабочей жидкости, температуры, давления, скорости деформации и характера термодинамического процесса сжатия. Например, для минеральных масел с повышением температуры с 40 до 200 °С объемный модуль упругости снижается более чем в 2 раза, а с повышением давления — увеличивается.

В зависимости от условий сжатия рабочей жидкости различают изотермический и адиабатический модули объемной упругости. Изотермический модуль является усредненным статическим показателем сжимаемости жидкости в условиях, когда

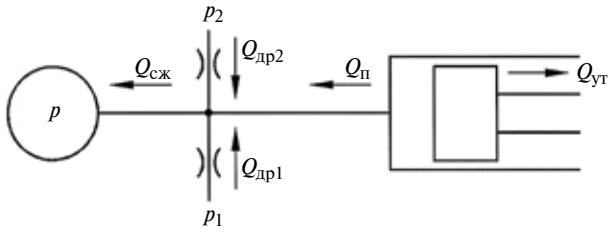


Рис. 4. Расчетная схема поршневой камеры

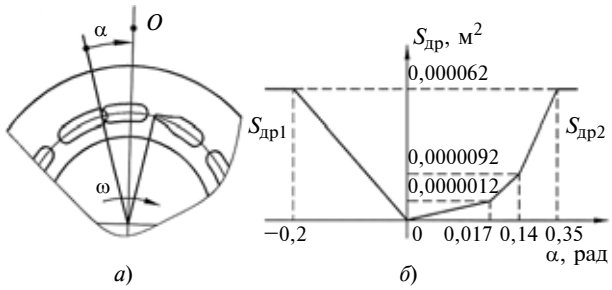


Рис. 5. Расчетная схема системы распределения (*а*) и зависимости для расчета площадей открытия окон (*б*)

давление и объем жидкости изменяются медленно при постоянной или медленно меняющейся температуре. Для расчета динамических процессов используют адиабатический модуль объемной упругости жидкости, который оценивает сжимаемость жидкости в быстропротекающих (адиабатических) процессах изменения давления при отсутствии существенного теплообмена с окружающей средой. Динамический (адиабатический) модуль объемной упругости определяется выражением $E = V\mathrm{d}p/\mathrm{d}V$, где V — объем жидкости.

Жидкость в гидроприводах всегда содержит небольшое количество воздуха как растворенного, так и в виде пузырьков. Если растворенный воздух практически не влияет на величину объемного модуля упругости, то воздух, нерастворенный в жидкости, может существенно изменить сжимаемость образующейся газожидкостной смеси. Следовательно, жидкость следует рассматривать как двухфазную смесь, состоящую из жидкости и нерастворенного воздуха. Модуль объемной упругости двухфазной газожидкостной смеси можно определить по формуле

$$E(p) = \frac{E_ж(1 + V_в/V_ж(p_0/p)^{1/k})}{1 + \frac{E_ж V_в}{kpV_ж}(p_0/p)^{1/k}},$$

где $V_в$ и $V_ж$ — объемы воздуха и жидкости при начальном давлении p_0; $E_ж$ —модуль объемной упругости жидкости; k — показатель адиабаты.

Тогда деформационный расход (сжатие-растяжение) можно выразить так: $Q_{сж} = \frac{W(x)}{E(p)}\frac{\mathrm{d}p}{\mathrm{d}t}$, где

$W(x)$ — объем рабочей камеры, зависящий от перемещения поршня: $W(x) = W_0 + x\frac{\pi d_п^2}{4}$.

Средняя нагрузка на органе регулирования (средняя за оборот ротора гидромашины) определяется интегралом $M_{срi} = \frac{1}{T}\int_0^T M_i \mathrm{d}t$, где $M_i = F_i\frac{R}{\cos^2\gamma}$ — мгновенное значение момента, определяемого как функция времени, а если речь идет о моменте от сил давления, то сила, создающая момент, определяется как $F_i = p_i\frac{d_п^2\pi}{4}$. Здесь R — радиус блока цилиндров.

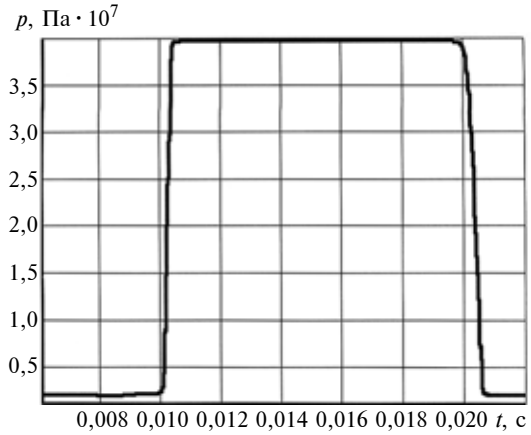


Рис. 6. Индикаторная диаграмма АПН

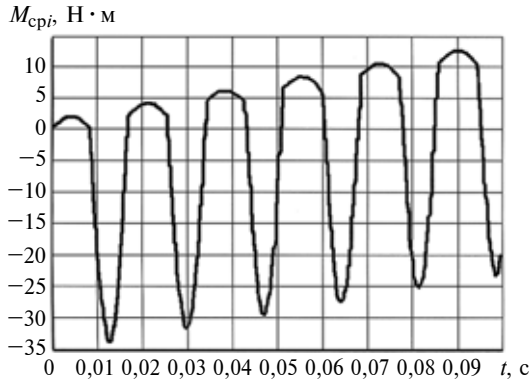


Рис. 7. Диаграмма момента от сил давления

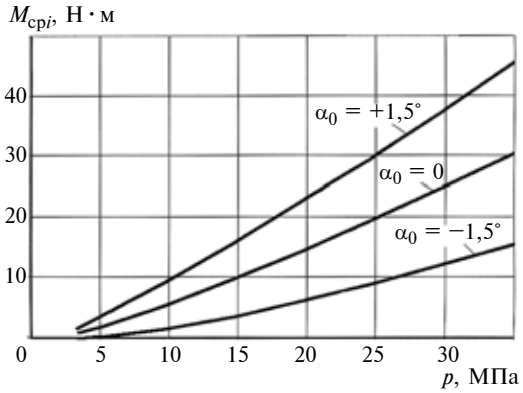


Рис. 8. Зависимости среднего момента от сил давления при различных углах разворота распределителя

Для тестового расчета использовали АПН объемом 33 см^3/об с наклонным диском. На рис. 6—8 представлены результаты моделирования. Индикаторная диаграмма на рис. 6 получена на следующих режимах: p = 40 МПа, ω = 314 с$^{-1}$, $E = 1{,}4 \cdot 10^6$ Н/см^2, угол разворота распределителя $\alpha_0 = -1{,}5°$. Из графика видно, что при смене давления в момент перехода поршневой камеры из области всасывания в область нагнетания и наоборот забросов и провалов давления не наблюдается.

Средний момент от сил давления жидкости на органе регулирования определяется как разница значений в двух соседних сходных точках. Из рис. 7 видно, что каждый следующий период расположен выше предыдущего. Это означает, что момент от сил давления нагружает механизм управления.

Зависимость момента на органе регулирования от сил давления при разных углах разворота распределителя показана на рис. 8, из которого видно, что при отрицательном угле разворота распределителя момент от сил давления уменьшается. Влияние разворота распределителя на момент на органе регулирования показано в работах [1, 3]. Анализ графиков показал, что нагрузки от индикаторной диаграммы практически пропорциональны давлению и при p = 5 МПа направлены в сторону возвращения органа регулирования насоса к нулю, т. е. нагружают механизм управления.

Точное определение одной из основных составляющих нагрузки на органе регулирования — момента от сил давления, создает предпосылку к выбору оптимальных параметров механизма управления и обеспечения требуемых динамических характеристик насоса (гидромотора) в целом. Решение данной задачи особенно актуально для гидромашин, работающих на форсированных режимах, и гидроприводов, обеспечивающих точное позиционирование инерционных объектов.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Аксиально-поршневой** регулируемый гидропривод / Прокофьев В. Н. и др. Под ред. В. Н. Прокофьева. М.: Машиностроение, 1969. 496 с.
2. **Следящие** приводы. В 2 кн. / Под ред. Б. К. Чемоданова. Кн. 2. М.: Энергия, 1976. 384 с.
3. **Орлов Ю. М.** Авиационные объемные гидромашины с золотниковым распределением. Пермь: Пермский ГТУ, 1993.
4. **Машиностроительный** гидропривод / Л. А. Кондаков, Г. А. Никитин, В. Н. Прокофьев и др. Под ред. В. Н. Прокофьева. М.: Машиностроение, 1978. 495 с.
5. **Гамынин Н. С.** Гидравлический привод систем / управления. М.: Машиностроение, 1972. 376 с.

УДК 621.825

И. А. ХАЛИЛОВ, канд. техн. наук (АзТУ, Азербайджан, г. Баку), e-mail: khalilov@bakinter.net

Влияние зазоров в муфтах на динамические свойства приводов машин

Исследуется влияние зазоров в муфтах на динамические свойства приводов методами симулирования. Определен максимальный ударный момент в зависимости от зазора и демпфирования муфты, частоты и амплитуды периодических колебаний движущего момента, момента сопротивления рабочей машины и отношения моментов инерции вращающихся частей привода до и после муфты.

Ключевые слова: муфта, зазор, метод симулирования, динамические свойства, демпфирование.

A clearance effect in the clutches upon dynamic properties of mechanical drives is investigated by a simulation method. Maximal shock moment is determined subject to the clearance and clutch damping, frequency and amplitude of periodical oscillations of driving moment, moment of resistance of machine tool, and moments of inertia ratio of the drive's rotating parts before and after the clutch.

Keywords: clutch, clearance, simulation method, dynamic properties, damping.

Численное моделирование динамических процессов в приводах с механическими соединительными муфтами имеет большое практическое значение. Были проведены исследования изменения нагрузки на муфты от различных факторов. Основная характеристика муфты — максимальный передаваемый крутящий момент $M_{\max}$ [1]. Более точное определение максимальных ударных нагрузок и частоты ударов обеспечивается учетом многочисленных стохастических факторов: несоосности соединяемых валов; изнашивания составных элементов; температуры; отклонений размеров; колебаний в системе, связанных с работой привода и самой машины; механических свойств материалов и т. д. На динамические свойства привода существенное влияние оказывают колебания, обусловленные работой приводной и рабочей машины и несоосности соединяемых валов. От конструкции муфты зависят и динамические характеристики привода. Поэтому наибольший интерес представляют муфты с кинематическими зазорами, к которым можно отнести: зубчатые, цепные, кулачковые сцепные, с промежуточным подвижным элементом, муфты свободного хода.

При наличии зазоров в муфтах ударные нагрузки существенно влияют на динамические процессы, поэтому исследование ударных нагрузок представляет практический интерес при проектировании приводов.

Математическое описание ударного процесса

Общие описания максимальных моментов, возникающих в жестких или эластичных муфтах, приведены в работах [1—4].

Для эластичных муфт при кручении ударная нагрузка от скорости описана в работе [5]: две колебательные массы J_1 и J_2 с разными угловыми скоростями ω_1 и ω_2, т. е. с разностью угловых скоростей $\Delta\omega = \omega_1 - \omega_2$, мгновенно объединяются и вращаются далее вместе с угловой скоростью ω_{12}. Для эластичной кулачковой муфты принимается, что кинематический зазор между полумуфтами равен нулю и полумуфты объединяются мгновенно. Таким образом, муфта нагружается ударным моментом $M_{k\,\max}$, который определяется разницей энергий, отображаемых работой от деформации муфты.

Следовательно, удар от угловой скорости приводит к возникновению ударного момента [4]:

$$M_{k\,\max} = (\omega_1 - \omega_2)\sqrt{c_k \frac{J_1 J_2}{J_1 + J_2}},$$

где J_1 — момент инерции со стороны привода (двигатель, маховик); J_2 — момент инерции ведомой стороны (редуктор, трансмиссия, машина и т. д.); c_k — коэффициент жесткости муфты, Н · м/рад.

Формула (1) устанавливает максимальный момент на муфте с учетом двух состояний только приблизительно и не учитывает динамическое изменение момента во времени.

Для более точного определения необходимо математическое описание ударного процесса (рис. 1, *а*), который можно разделить на два этапа [5]: компрессия (K) и реституция (R). На компрессионном этапе ударная сила увеличивается до тех пор, пока оба тела не наберут одинаковую скорость. На этапе реституции ударная сила уменьшается, и тела вращаются с разными скоростями v_1 и v_2 (рис. 1, *б*).

Согласно рис. 1 изменение скорости обоих тел (масс) можно описать изменением импульсов при чисто эластичном ударе:

$$v_1(t) = v_{1t_1} + \frac{1}{m_1}\int_{t_1}^{\tau} F_{21}(t)\mathrm{d}t, \quad \tau \leqslant t_3;$$

$$v_2(t) = v_{2t_1} + \frac{1}{m_2}\int_{t_1}^{\tau} F_{12}(t)\mathrm{d}t, \quad \tau \leqslant t_3,$$

где m_1 и m_2 — массы тел; t — время.

Сумма деформаций двух тел в направлении оси x имеет вид:

$$\Delta l_\Sigma(x) = |\Delta l_{x1}| + |\Delta l_{x2}| = \int_{t_1}^{\tau} [v_1(t) - v_2(t)]\mathrm{d}t, \quad \tau \leqslant t_3.$$

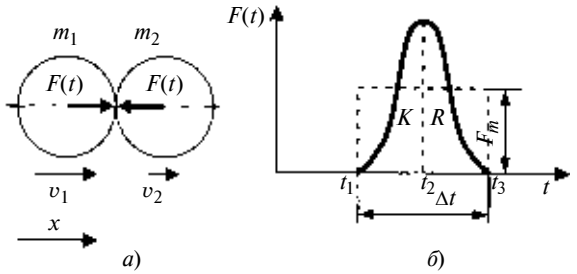


Рис. 1. Схема процесса соударения двух тел (*а*) и зависимость изменения во времени силы *F* удара (*б*) [5]

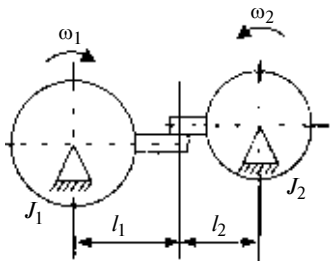


Рис. 2. Крутильный удар [5]

С учетом того, что оба тела выполнены из одного материала и имеют одинаковую форму, можем рассматривать жесткость муфты как сумму последовательно соединенных в ряд жесткостей совместно запрессованных полумуфт: $c_{рез} = c_{k1}/2 = c_{k2}/2$.

Принимаем следующие допущения: ударные тела имеют кубическую форму; длина l_0 и площадь A_0 — величины постоянные; поперечная деформация тела не учитывается; деформация является гомогенной. В этом случае чистая деформация тела под воздействием ударной силы описывается законом Гука:

$$\sigma = E\varepsilon;\ F/A_0 = E\Delta l/l_0;\ \ F = EA_0\Delta l/l_0,$$

где σ — нормальное напряжение, Н/мм^2; ε — относительная деформация; E — модуль эластичности, Н/мм^2.

Для двух вращающихся тел, которые ударяются друг о друга (рис. 2), действительны следующие выражения: $m_1 = J_1/l_1^2$; $m_2 = J_2/l_2^2$; $v_1 = \omega_1 l_1$, $v_2 = \omega_2 l_2$. Таким образом, имеет место состояние, идентичное состоянию при центральном ударе двух тел [5].

Для описания ударного процесса угловой зазор δ_k между полумуфтами является одним из основных факторов (рис. 3, см. обложку).

Для кулачковых муфт $\Delta\varphi = \varphi_1 - \varphi_2$, где φ_1 и φ_2 — углы поворота вала соответственно приводной и ведомой сторон. При $|\Delta\varphi| < \delta_k$ между полумуфтами возникает зазор и крутящий момент не передается. Дальнейшее вращение ведущей полумуфты приводит к условиям $|\Delta\varphi| \geqslant \delta_k$, т. е. между кулачками полумуфт возникает контакт. При этом ударный момент в муфте определяется уравнением

$$M = rF, \tag{1}$$

где r — средний радиус окружности расположения кулачков полумуфт; F — сила давления между кулачками полумуфт.

Так как ударный момент, возникающий в муфте, зависит от углов поворота полумуфт, можно описать ударный момент как $M = c_{\Delta\varphi}\Delta\varphi$. С учетом допущения, что при ударе тела деформируются гомогенно, аналогично формуле (1) можно записать: $M = rEA_0\Delta l/l_0$.

Более точное определение $c_{\Delta\varphi}$ выполняют методом конечных элементов, используя программу ABAQUS.

Симуляция замкнутой муфты с зазором

Принимаем, что симулируемая система приводится в движение периодически колеблющимся движущим моментом M_M, который характеризуется номинальным моментом M_n, амплитудой M_i и частотой f. В этом случае движущий момент математически можно представить уравнением $M_M = M_n + M_i\sin(2\pi ft)$.

Модель для симуляции муфт с зазорами или влияние зазоров на динамические свойства привода рассмотрены в работах [4] и [7]. В отличие от этих работ модель, представленная на рис. 4, учитывает также инерционные моменты обоих полумуфт. Параметры d_k и c_k определяют демпфирующую способность и жесткость муфты, а параметр δ_k — поворотный зазор.

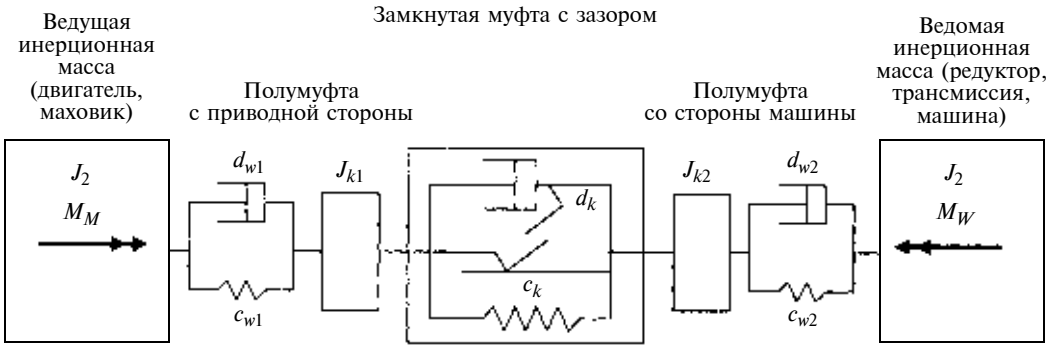


Рис. 4. Модель для симулирования привода с кулачковой муфтой с зазором

Динамические свойства системы с муфтой описывает система уравнений

$$\begin{cases} M_M = J_1\ddot{\varphi}_1 + d_{w1}(\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_{k1}) + c_{w1}(\varphi_1 - \varphi_{k1}); \\ d_{w1}(\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_{k1}) + c_{w1}(\varphi_1 - \varphi_{k1}) = \\ J_{k1}\ddot{\varphi}_{k1} + \mathrm{d}_k\Delta\dot{\varphi}_k + c_k\Delta\varphi_k; \\ d_k\Delta\dot{\varphi}_k + c_k\Delta\varphi_k = \\ = J_{k2}\ddot{\varphi}_{k2} + d_{w2}(\dot{\varphi}_{k2} - \dot{\varphi}_2) + c_{w2}(\varphi_{k2} - \varphi_2); \\ d_{w2}(\dot{\varphi}_{k2} - \dot{\varphi}_2) + c_{w2}(\varphi_{k2} - \varphi_2) = J_2\dot{\varphi}_2 + M_W, \end{cases}$$

где M_M — движущий момент; d_{w1} — коэффициент демпфирования вала приводной стороны; c_{w1} — жесткость вала приводной стороны; J_{k1} —момент инерции полумуфты с приводной стороны; φ_{k1} — угол поворота полумуфты с приводной стороны; J_{k2} — момент инерции полумуфты ведомой стороны; d_{w2} — коэффициент демпфирования вала ведомой стороны; c_{w2} — жесткость вала ведомой стороны; M_W — момент сопротивления рабочей машины.

При разнице углов $\Delta\varphi_k$ поворота полумуфт имеем:

$$\Delta\varphi_k = 0;\ \Delta\dot{\varphi}_k = 0 \text{ при } |\varphi_{k1} - \varphi_{k2}| < \delta_k;$$

$$\Delta\varphi_k = (\varphi_{k1} - \varphi_{k2}) - \mathrm{sgn}(\varphi_{k1} - \varphi_{k2})\delta_k$$
при $|\varphi_{k1} - \varphi_{k2}| \geqslant \delta_k$;

$$\Delta\dot{\varphi}_k = \dot{\varphi}_{k1} - \dot{\varphi}_{k2}.$$

Зависимость между параметрами $\Delta\varphi_k$ и δ_k представлена на рис. 5. Для анализа влияния различных факторов на динамические свойства системы с муфтой введем коэффициент

$$k = \max(|M_k|/|M_n|), \qquad (2)$$

где M_k — крутильный момент на муфте; M_n — номинальный крутящий момент.

Соотношение собственной частоты ω_0 системы с крутильной жесткостью c и демпфирующей способностью d муфты описывается коэффициентом ψ относительного демпфирования согласно уравнению [1] $\psi = 2\pi d_k\omega_0/c_k$. Анализ муфт различных конструкций показал, что $0 \leqslant \psi \leqslant 4$. Чем меньше ψ, тем жестче муфта и наоборот, чем больше ψ, тем больше ее демпфирующая способность.

Коэффициент k зависит от многочисленных факторов, например, от зазора δ_k, коэффициента ψ, отношения J_2/J_1 инерционных моментов ведущей и ведомой сторон приводной системы, сопротивления W_c со стороны рабочей машины, частоты $f_в$ возмущений движущего момента, числа n_S элементов муфты, имеющих зазоры: $k = f(\delta_k,\ \psi,\ J_2/J_1,\ W_c, f_в,\ n_S)$.

Модель для симуляции приводной системы с муфтой с зазором представлена на рис. 6. На рис. 7 показаны отдельные блоки данной модели. При симуляции процесса проанализированы зависимо-

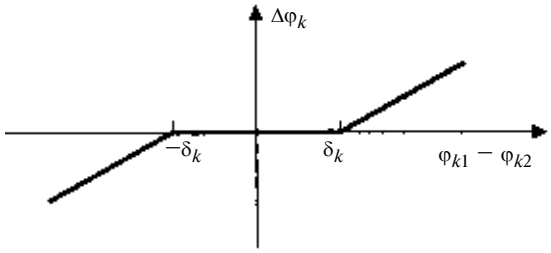


Рис. 5. Зависимость изменения $\Delta\varphi_k$ от δ_k

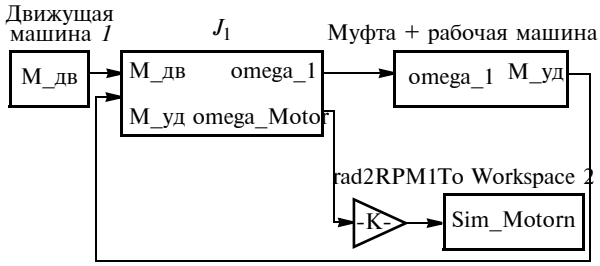


Рис. 6. Модель для симуляции приводной системы с кулачковой муфтой

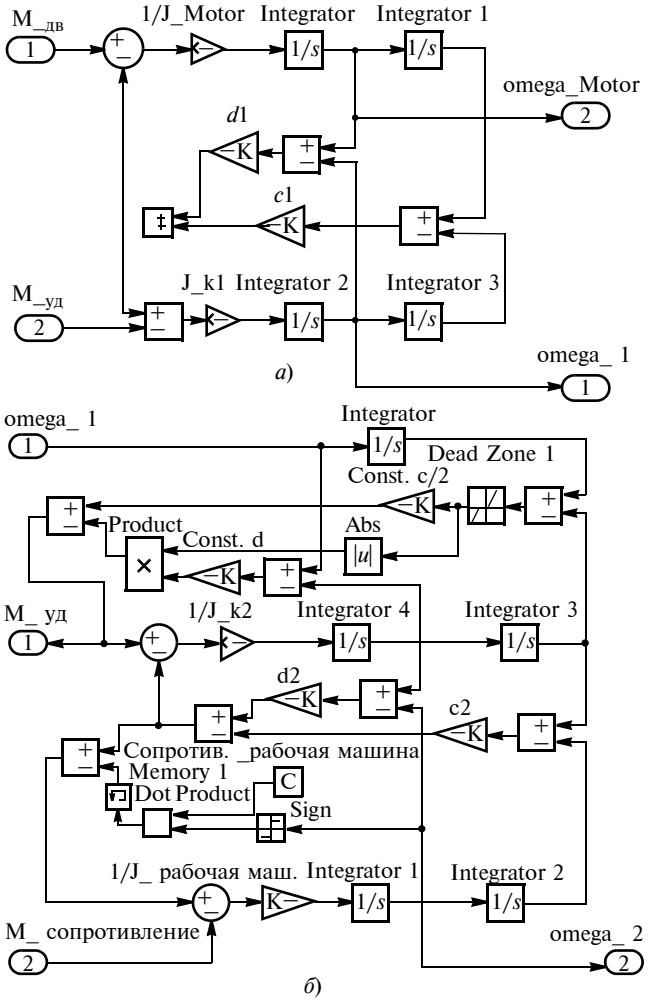


Рис. 7. Элемент модели для симуляции приводной системы с кулачковой муфтой:
а — блок J_1 (движущая машина J_1 + полумуфта J_{kl}); *б* —ядро блока "муфта + рабочая машина" (J_{k2}, J_2)

сти между ударным моментом и параметрами системы (зазором δ_k, коэффициентом ψ).

Результаты симуляций

Для исследования влияния различных параметров на динамические свойства приводной системы, оснащенной муфтами с зазорами, были шагообразно варьированы параметры: J_2/J_1; ψ; M_W, $f_в$. Данные, полученные путем симуляции процесса для каждой вариации параметров, были прогенерированны. Определено влияние этих параметров методом сопоставления.

Зависимость изменения ударного момента M_k от зазора δ_k представлена на рис. 8 (см. обложку). Максимальный ударный момент, возникающий при первом ударе, возрастает с увеличением зазора. В состоянии движения системы максимальный ударный момент для полного симулированного процесса и максимальный крутящий момент при первом ударе не являются идентичными.

Для описания крутящего момента, возникающего после одного удара, по результатам симуляции выделена конфигурация, представленная на рис. 9 (см. обложку). Максимальный момент на муфте возникает приблизительно через 0,3 с после первого удара.

Отношение инерционных масс ведущей и ведомой сторон приводной системы, как правило, постоянно. Поэтому возмущающие колебания связаны с характеристиками движущего элемента машины. С этой точки зрения влияние параметров δ_k и ψ на максимальный момент представляет практический интерес. Если рассматривать максимальный ударный момент на муфту через коэффициент k [формула (2)], можно получить зависимость между параметрами δ_k, ψ и k для различных отношений инерционных моментов J_2/J_1 (рис. 10, см. обложку). Поверхность *1* является результатом симуляции при $J_2/J_1 = 20$, поверхность *2* — при $J_2/J_1 = 2$. Очевидно, что в системах с одним зазором значение k повышается с увеличением зазора δ_k и отношения J_2/J_1. С увеличением демпфирующей способности (коэффициента ψ) значение k уменьшается.

Были выполнены симуляции для исследования влияния периодических возмущений, вызванных рабочей частью машины, на коэффициент k. Результаты показали, что их влияние не столь значительно, чем зазора δ_k. Если частота возмущений находится в области резонансных частот, то для системы опасными являются в основном резонансные вибрации. В период времени от первого удара до первого локального максимума (см. рис. 9) возмущение мало влияет (или почти не влияет) на локальный максимум.

Идентификация последующих возможных влияющих параметров осуществлена путем варьирования симулируемых моделей. Наряду с вышеуказанными параметрами было изучено также влияние числа предполагаемых зазоров в системе на коэффициент k. Для обоснования этого предположения была разработана модель для симуляции системы с большим числом зазоров.

На рис. 11 (см. обложку) представлены результаты симуляций системы с различным числом зазоров, которые подтвердили влияние этого числа на коэффициент k. Кроме этого большое влияние на данный коэффициент имеет отношение инерционных моментов между зазорами.

Таким образом, детально проанализированы факторы, влияющие на максимальный ударный момент в муфте с зазором. Модель приводной системы позволила определить максимальный ударный момент и частость ударов на кулачковую муфту привода.

Установлено:

величина первого ударного момента зависит от разницы частот вращения полумуфт;

в определенных случаях муфта с зазором может изолировать систему от значительных колебаний;

метод симулирования позволяет достаточно точно определить влияние таких параметров, как δ_k, ψ, J_2/J_1, $f_в$, M_W и числа зазоров;

ударный момент, рассчитанный для первой ударной фазы, не является максимальным моментом. Предложенная модель может применяться также для симулирования редукторов и других узлов приводных систем с зазорами.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Ряховский О. А., Иванов С. С**. Муфты: Справочник. Л.: Политехника, 1991. 384 с.
2. **Konstruktionselemente** des Maschinenbaus / A. Albers, L. Deters, J. Feldhusen und an. // Grundlagen von Maschinenelementen für An-triebsaufgaben. Berlin, Heidelberg: Springer, 2008. IX. S. 718.
3. **Khalilov I. A.** Mathematical model development of the mechanical couplings for estimation the influence of the clearance on the dynamic properties of the transmission // 14-th International Machine Theory Symposium. METU Turkey: 2009. S. 421—426.
4. **Schalitz A.** Kupplungs-Atlas, Bauarten und Auslegung von Kupplungen und Bremsen. Geaenderte und erweiterte Auflage. Ludwigs-burg: A. G. T. Verlag Georg Thum, 1975. S. 272.
5. **Grote K. H., Feldhusen J.** Dubbel — Taschenbuch für den Maschinenbau. Berlin, Heidelberg, New York: Springer, 2007. S. 1811.
6. **Khalilov I.** The probable evaluation of the extra loading of the couplings under the influence of the shafts misalignment // 7-th International Machine Design and Production Conference METU. Turkey, Ankara: 1996. S. 155—164.
7. **Dresig H., Holzweiβig F.** Maschinendynamik. Neu bearbeitete Auflage Unter Mitarbeit von L. Rockhausen. Berlin, Heidelberg: Springer, 2009. S. 533.

УДК 621.01-192

В. С. УТКИН, д-р техн. наук (ВоГТУ, г. Вологда), тел.: (8172) 518-396

Расчет надежности вала индивидуальной ременной передачи при ограниченной статистической информации о базовых параметрах

Представлена новая методика расчета вала индивидуальной ременной передачи, построенная на основе теории возможностей, применительно к ограниченной (неполной) статистической информации о базисных параметрах математических моделей предельных состояний по критериям сопротивления вала усталости, статической прочности и жесткости.

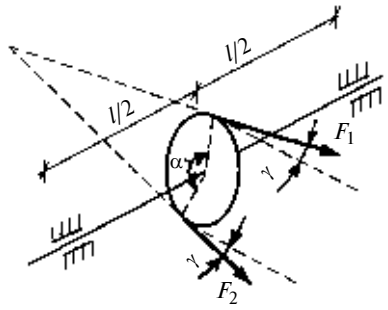
Ключевые слова: индивидуальная ременная передача, вал, методика расчета подвижности, теория возможностей.

A new calculation technique of the shaft of individual belt drive is presented. The technique is based on the possibilities theory as applied to limited (non-full) statistical information regarding basic parameters of the mathematical models of the limiting states with respect to the shaft's fatigue resistance, static strength and hardness criteria.

Keywords: individual belt drive, shaft, mobility calculation technique, possibilities theory.

Для расчета надежности вала, как и любой детали машины, необходимо иметь математическую модель предельного состояния. Надежность вала определяется по критериям: статической прочности с допущением краевой пластической деформации вала; сопротивления усталости стали в опасной зоне вала; жесткости вала. При ограниченной статистической информации о базовых параметрах расчет надежности ведут возможностными методами, суть которых изложена в работах [1—4 и др.], поэтому, не останавливаясь на теоретической части, рассмотрим методику расчета надежности вала индивидуальной ременной передачи по указанным критериям.

Для формирования математической модели по тому или иному критерию необходимы расчетная схема вала и его геометрические параметры. Для определенности и сокращения расчетной части будем считать, что шкив ременной передачи расположен в середине расчетного пролета вала (рисунок).



Вал испытывает изгиб и кручение. Надежность вала определяется по статической прочности, усталостному разрушению и жесткости. Наиболее часто вал приходит в состояние отказа по усталостной прочности, вызванной циклическим изменением нормального напряжения от изгиба. Рассмотрим методику расчета надежности по критерию сопротивления усталости металла в опасной зоне вала. Для формирования математической модели предельного состояния вала используется энергетическая теория прочности, по которой

$$\sigma_{\text{экв}} = \sqrt{\sigma_{\text{и}}^2 + 3\tau_{\text{к}}^2} \leqslant \sigma_{-1\text{д}}, \quad (1)$$

где $\sigma_{\text{и}} = M_{\text{и}}/W_{\text{и}}$, $\tau_{\text{к}} = M_{\text{к}}/W_{\text{к}}$, $\sigma_{-1\text{д}} = \sigma_{-1}/k_\sigma$ (здесь $M_{\text{и}}$, $M_{\text{к}}$ — изгибающий и крутящий моменты на валу; $W_{\text{и}}$, $W_{\text{к}}$ — моменты сопротивления поперечного сечения вала изгибу и кручению; σ_{-1} — предел выносливости при симметричном цикле; k_σ — коэффициент концентрации напряжения).

Если передача работает от электродвигателя (наиболее частый вариант), то $M_{\text{к}} = 9554N/n$, где N — мощность, кВт; n — частота вращения вала, мин$^{-1}$.

На стадии эксплуатации мощность N можно измерить ваттметром на клеммах электродвигателя в течение некоторого времени работы механической системы и получить множество $\{N_i\}$, $i = 1, 2, ..., m$, где m —число измерений. На валу мощность будет меньше вследствие потерь в передачах. Это увеличивает запас надежности вала. Из-за неточности измерений, а иногда и из-за ограниченного числа измерений будем считать $\tilde{N}$ нечеткой переменной и характеризовать ее функцией распределения возможностей (ФРВоз) вида [1—3 и др.]:

$$\pi_X(x) = \exp\{-[(x - a_x)/b_x]^2\}, \quad (2)$$

где $a_x = 0{,}5(X_{\max} + X_{\min})$, $b_x = 0{,}5(X_{\max} - X_{\min})/\sqrt{-\ln\alpha}$ (здесь $\alpha \in [0, 1]$ — уровень риска, его значением задаются [5]).

Частоту n вращения вала определяют тахометром или другим средством измерения и получают множество $\{n_i\}$, $i = 1, 2, ..., m$. Эта величина также является нечеткой переменной. Тогда и $\tilde{\tau}_{\text{к}} = 9554\tilde{N}/(\tilde{n}W_{\text{к}})$ будет нечеткой величиной. Момент сопротивления $W_{\text{к}}$ поперечного сечения вала считаем детерминированной величиной. Изгибающий момент $M_{\text{и}}$ зависит от нагрузки (усилий на ветвях ремней и угла α охвата шкива) и расположения шкива или шкивов. Ранее было указано, что для конкретности решения задачи будем рассматривать один шкив, расположенный в середине пролета, с шарнирным опиранием вала по концам этого пролета. Рассмотрим расчет вала диаметром d_1 с ведущим (малым)

шкивом диаметром D_1 и частотой вращения n_1.

В рабочем состоянии вал изгибается в двух плоскостях: в одной плоскости — от усилий в ветвях ремня $F_{гор} = (F_1 + F_2)\cos\gamma$ (см. рисунок); в другой — от $F_{верт} = (F_1 - F_2)\sin\gamma$, где F_1, F_2 — усилия в ведущей и ведомой ветвях ремня, $\gamma = 90° - \alpha/2$. Таким образом, $M_и = \sqrt{M_{гор}^2 - M_{верт}^2}$. Для принятой к расчету схемы вала $M_{гор} = F_{гор}l/4 = (F_1 + F_2)l\cos\gamma/4$; $M_{верт} = F_{верт}l/4 = (F_1 - F_2)l\sin\gamma/4$.

Известно [6], что $F_1 - F_2 = F_t = 2M_{кр}/D_1 = 2 \cdot 9554N/(n_1D_1)$, $F_1 + F_2 = 2F_0$, где F_0 — натяжение ремней в нерабочем состоянии, которое измеряется методами, описанными в работе [2], F_0 — нечеткая переменная. Отсюда:

$$M_и = \sqrt{(F_0 l\cos\gamma/2)^2 + [9554Nl\sin\gamma/(2n_1D_1)]^2};$$

$$\sigma_и = \frac{1}{W_и}\sqrt{(F_0 l\cos\gamma/2)^2 + [9554Nl\sin\gamma/(2n_1D_1)]^2}.$$

Момент сопротивления $W_и$, а также l, D, γ считаем детерминированными величинами.

Значение предела выносливости σ_{-1} можно найти через твердость $H_ц$ стали вала, определяемую методом царапания [2, 7]. По эмпирической формуле находим предел прочности стали $\sigma_в = 0{,}26H_ц - 71$, МПа, а затем для машиностроительных сталей принимаем [8] $\sigma_{-1} = 0{,}4\sigma_в = 0{,}4(0{,}26H_ц - 71)$. $H_ц = 4F/b^2$, где $F = 80$ Н — сила нажатия на алмазный индуктор с углом в вершине 136°; b — ширина царапины (нечеткая переменная). Следовательно $H_ц$ и $\tilde{\sigma}_{-1}$, тоже нечеткие переменные, а $\tilde{\sigma}_{-1д} = \tilde{\sigma}_{-1}/k_\sigma$ (значение коэффициента k_σ концентрации напряжения можно найти в работе [6, табл. 2, 3]).

С учетом изменчивости некоторых параметров условие (1) можно представить в виде:

$$\frac{1}{W_и^2}\left[\left(\frac{\tilde{F}_0 l\cos\gamma}{2}\right)^2 + \left(\frac{9554\tilde{N}l}{2\tilde{n}_1D_1}\sin\gamma\right)^2\right] + 3\left(\frac{9554\tilde{N}}{\tilde{n}_1W_к}\right)^2 \leqslant \left(\frac{\tilde{\sigma}_{-1}}{k_\sigma}\right)^2.$$

Так как для вала с круглым поперечным сечением (без учета шпоночных, шлицевых канавок и других ослабляющих сечение элементов) $W_и \approx 0{,}2d^3$, $W_к \approx 0{,}2d^3$, то получим:

$$\left[\left(\frac{\tilde{F}_0 l\cos\gamma}{2}\right)^2 + \left(\frac{9554\tilde{N}l\sin\gamma}{2\tilde{n}_1D_1}\right)^2 + 3\left(\frac{9554\tilde{N}}{\tilde{n}_1 4}\right)^2\right]\Big/\tilde{\sigma}_{-1}^2 \leqslant \left(\frac{0{,}1d^3}{k_\sigma}\right)^2.$$

Введем нечеткую функцию от нечетких аргументов:

$$Y(y) = \left[\left(\frac{\tilde{F}_0 l\cos\gamma}{2}\right)^2 + \left(\frac{9554\tilde{N}l}{2\tilde{n}_1D_1}\sin\gamma\right)^2 + 3\left(\frac{9554\tilde{N}}{4\tilde{n}_1}\right)^2\right] : \tilde{\sigma}_{-1}^2 \leqslant \left(\frac{0{,}1d^3}{k_\sigma}\right)^2. \quad (3)$$

По принципу обобщения Л. Заде [9] при условии, что все нечеткие переменные характеризуются ФРВоз вида (2), получим:

$$y = \left[\left(\frac{(a_{F_0} - b_{F_0}\beta)l\cos\gamma}{2}\right)^2 + \left(\frac{9554(a_N - b_N\beta)l}{2(a_n + b_n\beta)}\sin\gamma\right)^2 + 3\left(\frac{9554(a_N - b_N\beta)}{4(a_n + b_n\beta)}\right)^2\right] : (a_{\sigma_{-1}} + b_{\sigma_{-1}}\beta)^2, \quad (4)$$

где $\beta = \sqrt{-\ln\alpha_*}$ [здесь $\alpha_* = \pi_Y(y)$]; a_{F_0}, a_N, a_n, $a_{\sigma_{-1}}$, b_{F_0}, b_N, b_n, $b_{\sigma_{-1}}$ — средние значения нечетких переменных.

Для примера приведем формулы для определения a_{F_0} и b_{F_0}:

$a_{F_0} = 0{,}5(F_{0max} + F_{0min})$, F_{0max} и F_{0min} находят из множества результатов измерений $\{F_{0i}\}$, $i = 1, 2, ..., n$, где n — число измерений F_0;

$b_{F_0} = 0{,}5(F_{0max} - F_{0min})/\sqrt{-\ln\alpha}$, $\alpha \in [0, 1]$ (значением уровня α риска задаются одинаковым для всех ФРВоз нечетких переменных).

Аналогично находят другие средние нечетких переменных.

В уравнении (4) значением y задаются из уравнения (3). В рассматриваемой задаче $y = (0{,}1d^3/k_\sigma)^2$. При этом значении из уравнения (4) находим значение β. Предварительно находим среднее значение a_y при $\alpha_* = 1$ или $\beta = 0$:

$$a_y = \left[\left(\frac{a_{F_0} l\cos\gamma}{2}\right)^2 + \left(\frac{9554a_N l\sin\gamma}{2a_n}\right)^2 + 3\left(\frac{9554a_N}{2a_n}\right)^2\right]\Big/a_{\sigma_{-1}}^2.$$

При $a_y \leqslant (0{,}1d_1^3/k_\sigma)^2$ возможность безотказной работы вала по критерию сопротивления усталости $R = 1$. Возможность Q отказа находим из уравнения (4) путем его решения при $y = (0{,}1d^3/k_\sigma)^2$ относительно $\beta = \sqrt{-\ln\alpha_*}$, $\alpha_* = \pi_Y(y)$. Из всех корней берем минимальное по абсолютной величине значение β. Так как $\beta = \sqrt{-\ln\alpha_*}$ и $\alpha_* = e^{-\beta^2}$, то $Q = \pi_Y(y) = e^{-\beta^2}$. Необходимость безотказной работы характеризуется интервалом $[R, N]$, где $N = 1 - Q$. При $a_y \geqslant (0{,}1d_1^3/k_\sigma)^2$ возможность отказа $Q = 1$, что соответствует состоянию вала скорее отказать, чем не отказать, а такое состояние вала в условиях эксплуатации недопустимо.

Аналогично определяем надежность второго вала ременной передачи.

Пример. Допустим, что для клиноременной передачи известны значения: $a_N = 4$ кВт, $b_N =$

$= 0{,}5$ кВт, $a_{n1} = 200$ мин$^{-1}$, $b_{n1} = 50$ мин$^{-1}$, $d_1 = 20$ мм, $D_1 = 150$ мм, $\sigma_0 = 1{,}4$ МПа.

Площадь поперечного сечения ремня типа Б составляет $A = 1{,}38$ см^2; $a_{F_0} = 200$ Н; $b_{F_0} = 10$ Н; $a_{\sigma_{-1}} = 300$ МПа; $b_{\sigma_{-1}} = 20$ МПа; $k_\sigma = 1{,}62$; $l = 500$ мм; $\gamma = 10°$.

Определяем:

$$a_y = \left[\left(\frac{200 \cdot 0{,}5 \cdot 0{,}98}{2}\right)^2 + \left(\frac{9554 \cdot 4 \cdot 0{,}17 \cdot 0{,}5}{2 \cdot 200}\right)^2 + 3\left(\frac{9554 \cdot 4}{4 \cdot 200}\right)^2\right] / (300 \cdot 10^6)^2 = 10{,}5 \cdot 10^{-14};$$

$$(0{,}1 d_1^3 / k_\sigma)^2 = \left(\frac{0{,}1 \cdot 30^3 \cdot 10^{-9}}{1{,}62}\right)^2 = 24{,}6 \cdot 10^{-14}.$$

Так как $a_y = 10{,}5 \cdot 10^{-14} < 24{,}6 \cdot 10^{-14}$, то $R = 1$.

Значение Q найдем из уравнения (4).

Аналогично проводится расчет вала на надежность по критерию статической прочности, только в правой части формулы (1) вместо $\sigma_{-1д}$ используется $\sigma_т$, т. е. расчет ведется из допущения краевой пластической деформации. Согласно работе [6] $\sigma_т = (0{,}5 \div 0{,}7)\sigma_в$. Предел прочности $\sigma_в = 0{,}26 H_ц - 71$, МПа.

При расчете вала по критерию жесткости математическая модель предельного состояния имеет вид $\tilde{f} \leqslant f_{пр}$, где $f_{пр}$ — предельный прогиб, устанавливаемый нормами, является детерминированной величиной. При известной расчетной схеме вала методами сопротивления материалов определяют прогиб вала под действием нагрузки $F = (F_1 + F_2)\cos\gamma$.

Надежность вала одновременно по всем трем критериям определяется и интервалом $[R_{min}, N_{min}]$, $N_{min} = 1 - Q_{max}$, где R_{min} и Q_{max} выбираются из всех трех расчетов вала на надежность.

Выводы

1. Предложена новая методика расчета надежности валов индивидуальных ременных передач при ограниченной статистической информации о базисных параметрах математических моделей предельных состояний вала по критериям сопротивления усталости, статической прочности и жесткости.

2. Приведен алгоритм расчета надежности вала возможностным методом на примере вала ременной передачи.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Уткин В. С., Уткин Л. В.** Определение надежности строительных конструкций: Учеб. пособ. 2-е изд., перераб. Вологда: ВоГТУ, 2000. 176 с.
2. **Уткин В. С., Уткин Л. В.** Надежность машин и оборудования: Учеб. пособие. Вологда: ВоГТУ, 2007. 159 с.
3. **Уткин В. С.** Определение надежности индивидуальных механических систем при ограниченной информации // Вестник машиностроения. 2006. № 5. С. 37—39.
4. **Уткин В. С.** Определение надежности зуба прямозубой зубчатой передачи по условию контактной усталости // Вестник машиностроения. 2007. № 3. С. 25—28.
5. **Уткин В. С.** Значение уровня риска в теории возможностей // Строительные материалы. 2004. № 8. С. 35.
6. **Иосилевич Г. Б.** Детали машин. М.: Машиностроение, 1988. 368 с.
7. **Фридман А. Б.** Механические свойства металлов. 3-е изд., перераб. и доп. Ч. 2. М.: Машиностроение, 1974. 368 с.
8. **Серенсен С. В., Когаев В. П., Шнейдерович Р. М.** Несущая способность и расчет деталей машин на прочность: Руководство и справочное пособие / Под ред. С. В. Серенсена. М.: Машиностроение, 1975. 488 с.
9. **Дюбуа Д., Прад А.** Теория возможностей. Приложения к представлению знаний в информатике: Пер. с фр. М.: Радио и связь, 1990. 288 с.

УДК 621:678

С. Н. ШЕВЦОВ, д-р техн. наук, И. Б. САЙКО, А. А. КЛИМЕНКО
(Южный научный центр РАН, г. Ростов-на-Дону),
С. А. БЕРБЕРОВ (ДГТУ, г. Ростов-на-Дону), кандидаты технических наук, e-mail: aeroengdstu@list.ru

Шкив ременной передачи

Предложена конструкция металлополимерного шкива, обеспечивающая увеличение передаваемого усилия и исключающая проскальзывание ремня. Приведена методика расчета его конструкции.

Ключевые слова: ременная передача, шкив, проскальзывание, передаваемое усилие, долговечность.

Design of metal-polymeric sheave wheel is proposed. The design provides enlargement of the transmitted effort and excludes the belt slip. Calculation technique of the sheave design is presented.

Keywords: belt-drive, sheave wheel, slip, transmitted effort, durability.

К недостаткам ременных передач можно отнести: непостоянство передаточного числа из-за скольжения ремня на шкивах; большое давление на ремни и опоры при натяжении ремней для уменьшения проскальзывания; небольшую долговечность ремней и всех элементов привода вследствие большого натяжения первых. Эти недостатки можно устранить, используя шкивы с регулярным микрорельефом на рабочей поверхности, параметры которого соизмеримы с упругой деформацией ремня при натяжении. Микрорельеф обеспечивает надежное сцепление ремня с ра-

бочей поверхностью шкива. В зоне контакта часть ремня упруго деформируется и заполняет впадины регулярного макрорельефа, а при выходе ремня из зоны контакта со шкивом его рабочая поверхность восстанавливается. Возникающее при этом квазизубчатое зацепление удерживает ремень от схода со шкива и проскальзывания, вследствие чего, при том же натяжении ремня передаваемая нагрузка увеличивается в 2÷2,5 раза. Это дает возможность снизить нагрузку на валы и опоры. Таким образом, макрорельеф позволяет повысить долговечность и надежность привода. Кроме того, при набегании ремня на шкив не образуется воздушная подушка, которая снижает тяговую способность ремней до 50 %.

Кроме стандартных требований по технологичности конструкции шкив ременной передачи не должен испытывать значительные внутренние напряжения, обусловленные технологией изготовления (литье или сварка), он должен быть сбалансированным и надежно воспринимать окружные и центробежные нагрузки. При жестких требованиях к массе изделия используют шкивы из легких сплавов или пластмасс.

Для массового производства целесообразно применять пластмассовые литые шкивы, не требующие механической обработки. Кроме того, их момент инерции меньше, чем металлических шкивов. Однако из-за низкой теплопроводности полимеров при эксплуатации температура ремня при прочих одинаковых условиях выше температуры ремня, работающего на металлическом шкиве, что уменьшает его долговечность. Коэффициент трения для пары ремень—пластмасса меньше, чем при взаимодействии ремня и металла, что снижает передаваемый момент.

Для того чтобы исключить недостатки и сохранить достоинства металлических и пластмассовых шкивов, был разработан металлополимерный шкив [2] (рис. 1).

На рис. 2 показан способ получения неразъемного соединения "металл—полимер", при осуществлении которого на внутренней поверхности металлического венца *1* предварительно выполняется ряд пазов приближенно трапецеидальной формы, с сужением к центру. Венец *1* (см. рис. 1) и ступицу *2* устанавливают в матрицу пресс-формы и центрируют относительно друг друга: венец — по наружной поверхности, ступицу — по отверстию. Термореактивным материалом заполняют пространство между венцом *1*, ступицей *2* и формирующими поверхностями матрицы и пуансона пресс-формы. Затвердевший полимер формирует диск *3*. При остывании полимера происходит его усадка. Вследствие усадки и разности температурных коэффициентов расширения полимера и металла формируется натяг (см. рис. 2, *б*). Величина натяга зависит от свойств полимера и угла между боковыми поверхностями пазов венца.

При остывании полимера возникают контактные напряжения, удерживающие полимерный диск внутри венца. Усадка полимера внутри паза происходит как в радиальном, так и в окружном направлении. При небольшом сужении паза в результате усадки контакт полимера с боковыми сторонами паза может быть нарушен. При большом угле наклона возникают растягивающие напряжения, что может привести к отрыву части полимера, находящегося внутри паза, от тела диска. Поэтому необходимо точное определение угла наклона боковой стороны паза.

Для расчетов реальное (рис. 3, *а*) расположение полимера в пазу заменим упрощенным (рис. 3, *б*), т. е. без учета прилипания полимера к боковым поверхностям паза. Предложенный метод расчета фиксирующих пазов, не учитывающий адгезионные силы, основывается на неподвижном контакте полимерного диска и

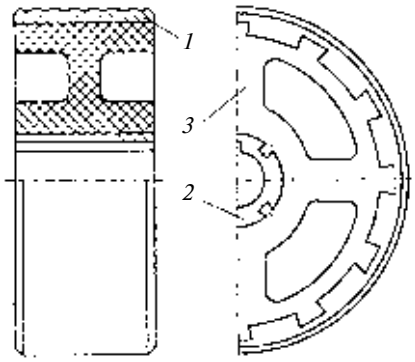


Рис. 1. Металлополимерный шкив с регулярным рельефом рабочей поверхности

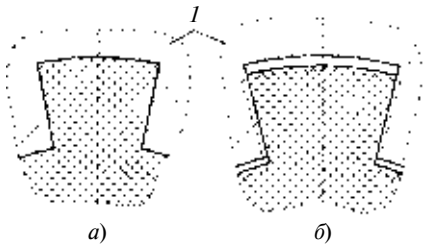


Рис. 2. Получение неразъемного соединения "металл—полимер":
а — заливка полимера; *б* — усадка полимера

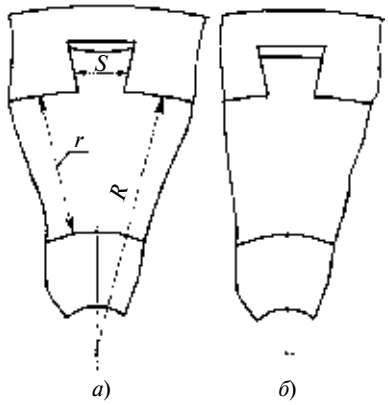


Рис. 3. Реальная (*а*) и условная (*б*) схемы усадки полимера в фиксирующем пазу

стального обода только за счет нормальных напряжений.

На рис. 4 приведена схема для расчета усадки полимера в фиксирующем пазу. Отрезок *DC* принадлежит дну паза, точки *A* и *B* — крайние точки полимера в пазу. При заливке полимер заполняет весь паз, т. е. точка *A* совпадает с точкой *D*, а точка *B* с точкой *C*. При остывании полимера точка *A*

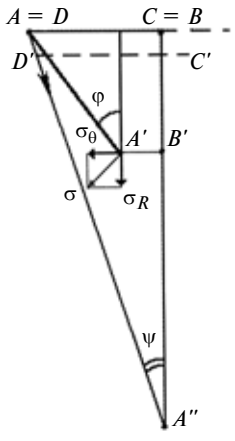


Рис. 4. Расчетная схема усадки полимера в пазу

должна сместиться в точку A''. Однако из-за сужения боковых сторон паза полимер из точки A сместится в точку A'. Следовательно, застывший материал будет деформирован. В радиальном направлении деформация составит $A''B' = \varepsilon_R r = \sigma_R r/E$, в окружном — $A'B' = \varepsilon_S S/2 = \sigma_S S/(2E)$, где ε_R, ε_S — относительная деформация соответственно в радиальном и окружном направлениях; σ_R, σ_S — напряжения в радиальном и окружном направлениях; S — средняя ширина паза; r — ширина диска; E — модуль упругости полимера в застывшем состоянии. При охлаждении диаметр венца уменьшится, дно паза (отрезок DC) займет новое положение (отрезок $D'C'$). В радиальном направлении дно паза сместится на величину $CC' = k_T \Delta T R$, где k_T — коэффициент температурного расширения материала венца; ΔT — разность температур, возникающая вследствие охлаждения изделия после заливки полимером; R — наружный радиус диска.

Условие равновесия застывшего полимера, находящегося внутри паза, требует, чтобы равнодействующая σ векторов контактных напряжений (σ_θ и σ_R) была нормалью к боковой поверхности паза, находящейся под углом φ к оси паза, следовательно, $\sigma_R/\sigma_S = \mathrm{tg}\varphi$.

В результате при остывании полимера образуется радиальный зазор:

$$B'C' = A''C' - A''B' = A''C' - \frac{\sigma_R r}{E} = A''C' - \frac{\sigma_S r}{E}\mathrm{tg}\varphi.$$

Так как $A''C = k_y r$ (k_y — коэффициент усадки полимерного материала), то введя обозначение $\alpha = B'C'/A''C'$, получим:

$$\mathrm{tg}\varphi = \frac{E}{\rho\sigma_S}(1-\alpha)(k_y\rho - k_T\Delta T), \quad (1)$$

где $\rho \cong r/R$.

Величина α определяет отношение зазора к глубине усадки полимера. Остывший полимер внутри пазов испытывает сжимающие окружные и растягивающие радиальные напряжения. При больших значениях коэффициента усадки, который может составлять до 2 %, радиальные растягивающие напряжения могут превысить предел прочности $\sigma_р$ на растяжение. Поэтому введем ограничения:

$$\sigma_R = \frac{E}{\rho}(1-\alpha)(k_y\rho - k_T\Delta T) < \sigma_р \Rightarrow$$

$$\Rightarrow \alpha > 1 - \frac{\sigma_р}{E}\frac{\rho}{k_y\rho - k_T\Delta T}. \quad (2)$$

Выражения (1) и (2) позволяют определить оптимальный угол наклона боковых поверхностей паза.

В качестве примера рассмотрим шкив с параметрами: наружный диаметр венца $D_в = 200$ мм; внутренний диаметр $d_в = 180$ мм; ширина $h = 30$ мм; наружный диаметр стальной ступицы $D_с = 60$ мм; номинальный передаваемый крутящий момент 100 Н·м; диск шкива из термореактопласта на основе фенолформальдегидной смолы с наполнителем полимеризуется при температуре 180 °С в пресс-форме. Механические показатели отвержденного изотропного полимера: $E = 10 \cdot 10^9$ Па; $\sigma_р = 45$ МПа; $k_y = 0{,}008$; пределы прочности: на сжатие $\sigma_с = 150$ МПа, на срез $\sigma_{ср} = 80$ МПа. С учетом разности температур $\Delta T = 160$ °С из выражения (2) получим: $\alpha > 0{,}14$. Это минимальное значение, при котором еще возможно сцепление полимера с пазом в стальном венце. При расчете α необходимо выбирать максимально возможное значение для создания больших окружных напряжений сжатия σ_S. Однако при этом растягивающие радиальные напряжения σ_R должны быть с определенным запасом, т. е. меньше предела прочности $\sigma_р$ на растяжение. Принимаем $\alpha = 0{,}85$, что соответствует зазору $B'C' = \alpha \cdot A''C = 0{,}85 k_y r = 0{,}51$ мм, и окружному напряжению $\sigma_S = 60$ МПа. Из выражения (1) получим $\varphi = 6{,}8°$, что соответствует растягивающему радиальному напряжению $\sigma_R \approx 8$ МПа. Полученные данные значительно меньше предела прочности на растяжение.

Ширину и число пазов определяют, исходя из передаваемого шкивом момента M. Силу, передаваемую с венца на диск, находим по формуле $F = M/d_в$, напряжения у основания полимерных выступов — по формуле

$$\sigma_m = \frac{2M}{d_в h l}, \quad (3)$$

где l — суммарная длина оснований всех выступов.

Из формулы (3) с пятикратным запасом прочности получим $l = 25$ мм.

С учетом технологических требований по условиям заполнения паза полимером и балансировки шкива принимаем 12 пазов шириной $S = 8$ мм и глубиной 5 мм.

Проверяем выполнение условия $\varphi > \psi$: $\psi = \mathrm{arctg}\left(\frac{S}{d_в - D_с}\right) = 3{,}7°$, т. е. $\psi < \varphi$.

На основе предложенного метода был изготовлен и испытан металлополимерный шкив. В качестве полимера использовали волокнит. Точность центрирования металлического венца относительно отверстия ступицы составила 0,06 мм, максимальный крутящий момент — $M_{кр} = 300$ Н·м.

УДК 621.81

А. М. НАДЖАФОВ, канд. техн. наук, (АзТУ, г. Баку), e-mail: ali.najafov@rohe.az

Теоретическая оценка влияния подшипников скольжения на КПД пакетного редуктора

Приведены результаты исследований по влиянию подшипников скольжения многоступенчатых пакетных редукторов на их КПД. Показано, что КПД пакетных редукторов с нечетным числом ступеней на 4,5 % выше КПД редукторов классического исполнения.

Ключевые слова: редуктор, коэффициент полезного действия, подшипник скольжения, эффективный коэффициент движения.

Investigation results of the friction bearings influence upon the efficiency factor of multistep packet reducers are presented. It was shown that the efficiency factor of packet reducers with uneven steps number is 4,5 % higher than that of reducer of classical performance.

Keywords: reducer, efficiency factor, slide bearing, effective motion factor.

На кафедре "Детали машин и подъемно-транспортные машины" Азербайджанского технического университета разработан, изготовлен в лабораторных условиях и испытан многоступенчатый редуктор новой конструкции — пакетный редуктор с высокими показателями надежности и КПД [1—3]. Он состоит из цилиндрических зубчатых колес, установленных на двух валах. Для обеспечения одновременного вращения валов и блоков шестерен в целях повышения точности монтажа и компактности в качестве опор блок шестерен используются подшипники скольжения, изготовляемые по DIN ISO 4379—1 (Германия) [4]. Данные подшипники скольжения обеспечивают надежное размещение и вращение блоков шестерен на вращающихся ведущем и ведомом валах.

Для устранения негативного влияния при вращении валов и двухвенцовых блоков в противоположных направлениях на КПД редуктора устанавливают пакетные редукторы с нечетным числом ступеней. В этом случае при различных частотах вращения валов и двухвенцовых блоков шестерен направления вращения совпадают, т. е. блоки шестерен вращаются вокруг геометрической оси вращающихся ведущего и ведомого валов в режиме жидкостного или полужидкостного трения в том же направлении.

По сравнению с редукторами классического исполнения, в которых блоки шестерен устанавливаются неподвижно на вращающихся валах и под действием силы тяжести и вследствие усилий в зацеплениях возникают силы сопротивления вращению, в предлагаемом редукторе силы вязкого сдвига, возникающие в зазорах подшипников скольжения, из-за взаимного смещения слоев масла и частичного контакта выступов шероховатых поверхностей положительно влияют на движение валов, а следовательно, и на КПД редуктора.

Такое влияние назовем "эффективным коэффициентом движения", которое определяется отношением мощности, затрачиваемой на силу вязкого сдвига и усилие преодоления сил контакта выступов шероховатых поверхностей, к мощности на выходе ведомого вала многоступенчатого пакетного редуктора с нечетным числом ступеней:

$$\psi_\eta = \frac{P_f}{P_2} = \frac{T_f}{T_2} = \frac{0{,}5 f_o F_r d_2}{0{,}2[\tau] d_2^3} = \frac{f_o F_r}{0{,}4[\tau] d_2^2}, \qquad (1)$$

где P_f, T_f — соответственно мощность и вращающий момент от силы вязкого сдвига; P_2, T_2 — соответственно мощность и вращающий момент на выходном валу редуктора без учета эффективного коэффициента движения; $T_f/T_2 = \nu$; F_t —окружная сила зацепления; d_2 — диаметр ведомого вала редуктора; f_o — эффективный коэффициент сцепления в режиме жидкостного или полужидкостного трения.

(Окончание статьи. Начало см. на стр. 16)

Таким образом, для увеличения передаваемого момента, снижения нагрузки на валы и опоры, повышения долговечности ремней предложена конструкция металлополимерного шкива с регулярным макрорельефом рабочей поверхности для предотвращения проскальзывания ремня.

Предложен метод расчета металлополимерного шкива, разработана и реализована технология изготовления шкива новой конструкции. Испытания подтвердили повышение тяговой способности передачи, увеличение в 2—2,5 раза передаваемого усилия, снижение давлении на опоры и существенное уменьшение проскальзывания ремня.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Пат. 72288 СССР:** Ременная передача.
2. **А. с. 1433743 Рос. Федерации:** Способ соединения деталей.

Радиальную силу находим из расчета выходного вала на кручение [3]:

$$F_r = F_t \mathrm{tg}\alpha = \frac{2T_2}{d_{w_2}} \mathrm{tg}\alpha = \frac{0{,}4[\tau]d_2^3}{i_n(d_2/\psi_{d_2})} =$$

$$= \frac{0{,}4\psi_{d_2}}{i_n}[\tau]\, d_2^2 \,\mathrm{tg}\alpha, \qquad (2)$$

где F_r — радиальная сила зацепления; d_{w1}, d_{w2} — соответственно диаметры начальных окружностей шестерни и зубчатого колеса; $\alpha = 20°$ — угол профиля исходного контура зубчатых зацеплений; $i_n = u_\Sigma/n$ — передаточное отношение ступени многоступенчатого редуктора (u_Σ — общее передаточное отношение редуктора, n — число ступеней редуктора); $\psi_{d_2} = d_2/d_{w_1} < 1$ — безразмерный параметр, характеризующий отношение диаметра ведомого вала к диаметру начальной окружности ведущей шестерни.

Подставив формулу (2) в выражение (1) получим:

$$\psi_\eta = \frac{\psi_{d_2}}{i_n} f_o \mathrm{tg}\alpha. \qquad (3)$$

Аналогично для эффективного коэффициента движения для ведущего вала получим: $\psi_\eta = \psi_{d_1} f_o \mathrm{tg}\alpha$, где $\psi_{d_1} = d_1/d_{w_1} < 1$.

Из расчета на кручение установим связь между диаметрами ведущего (d_1) и ведомого (d_2) валов для идеального случая, т. е. при суммарном КПД редуктора $\eta_\Sigma = 1$. При этом диаметр ведомого вала увеличится:

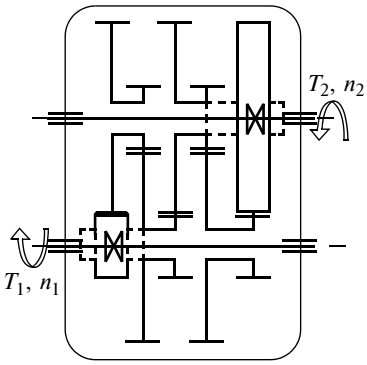
$$d_2 = d_1 \sqrt[3]{u_\Sigma/\psi_\tau} = \psi_u d_1.$$

Здесь $\psi_\tau = [\tau]^*/[\tau_1]$ — безразмерный параметр, характеризирующий отношение допускаемых напряжений кручения материалов ведущего и ведомого валов редуктора, $[\tau_2] = [\tau]^*$; $[\tau_1]$, $[\tau_2]$, $[\tau]^*$ — допускаемые напряжения кручения материалов соответственно ведущего и ведомого валов и выбранного базового значения напряжения кручения; $\psi_u = \sqrt[3]{u_\Sigma/\psi_\tau}$ — безразмерный параметр, учитывающий влияние общего передаточного отношения и механических характеристик материалов ведущего и ведомого валов.

Следовательно:

$$\psi_{d_2} = \frac{d_2}{d_{w_1}} = \frac{\psi_u d_1}{d_{w_1}} = \psi_u \psi_{d_1}. \qquad (4)$$

Подставив выражение (4) в формулу (3), получим: $\psi_\eta = \dfrac{\psi_u \psi_{d_1}}{i_n} f_o \mathrm{tg}\alpha$.



Кинематическая схема пятиступенчатого пакетного редуктора

В многоступенчатых пакетных редукторах число сдвоенных блоков шестерен, установленных на подшипниках скольжения, на единицу меньше числа ступеней редуктора (рисунок).

Суммарный эффективный коэффициент движения определим как

$$\psi_{\eta_\Sigma} = \sum_{i=1}^{n-1} \psi_{\eta i}. \qquad (5)$$

Для пятиступенчатого пакетного редуктора с учетом $v_1 = v_3$ и $v_2 = v_4$ получим:

$$\psi_{\eta_\Sigma} = \psi_{\eta 1} + \psi_{\eta 2} + \psi_{\eta 3} + \psi_{\eta 4} =$$

$$= 2\psi_{d_1} f_o \mathrm{tg}\alpha\left(1 + \frac{\psi_u}{i_n}\right). \qquad (6)$$

Мощность на выходном валу пакетного редуктора с учетом положительного влияния силы вязкого сдвига масла в подшипниках скольжения под двухвенцовыми блоками шестерен пакетных редукторов с нечетным числом ступеней имеет вид: $P_2^* = P_2 + \psi_{\eta_\Sigma} P_2 = P_2(1 + \psi_{\eta_\Sigma})$. С учетом потерь на трение в зацеплениях и в подшипниках качения опор валов (без учета прочих потерь) можно записать:

$$\eta_\Sigma^* = \frac{P_2^*}{P_1} = \frac{P_2(1 + \psi_{\eta_\Sigma})}{P_1} \Rightarrow$$

$$\Rightarrow \frac{\eta_\Sigma^*}{1 + \psi_{\eta_\Sigma}} = \frac{P_2}{P_1} = \eta_{\text{зп}}^n \eta_{\text{пк}}^2,$$

где $\eta_{\text{зп}}$, $\eta_{\text{пк}}$ — потери соответственно в зубчатых зацеплениях и парах подшипников качения. Тогда

$$\eta_\Sigma^* = \eta_{\text{зп}}^n \eta_{\text{пк}}^2 (1 + \psi_{\eta_\Sigma}). \qquad (7)$$

Используя выражения (5) и (7), можно выполнить сравнительную оценку КПД многоступенчатых пакетных редукторов, а следовательно, оценить количество энергии, которое потеряно в механическом приводе с пакетным редуктором, в частности в механическом приводе штампового насоса.

i_n	u_Σ	$\eta_{к.р}$	$\psi_и$													
			1,25		1,2		1,10		1,00		0,90		0,80		0,75	
			$\eta_{п.р}$	$\Delta\eta$, %	$\eta_{п.р}$	$\Delta\eta$, %	$\eta_{п.р}$	$\Delta\eta$, %	$\eta_{п.р}$	$\Delta\eta$, %	$\eta_{п.р}$	$\Delta\eta$, %	$\eta_{п.р}$	$\Delta\eta$, %	$\eta_{п.р}$	$\Delta\eta$, %
2,00	32,0	0,8510	0,8875	4,2854	0,8875	4,2869	0,8875	4,2901	0,8876	4,2938	0,8876	4,2980	0,8876	4,3029	0,8877	4,3057
2,45	88,27	0,8510	0,8876	4,3012	0,8876	4,3029	0,8877	4,3066	0,8877	4,3109	0,8878	4,3157	0,8878	4,3213	0,8878	4,3244
3,00	243,0	0,8510	0,8878	4,3193	0,8878	4,3213	0,8878	4,3255	0,8879	4,3303	0,8879	4,3358	0,8880	4,3422	0,8880	4,3458
4,00	1024,0	0,8510	0,8880	4,3495	0,8881	4,3519	0,8881	4,3571	0,8882	4,3629	0,8882	4,3696	0,8883	4,3773	0,8883	4,3817
4,50	1845,28	0,8510	0,8882	4,3637	0,8882	4,3663	0,8882	4,3719	0,8883	4,3782	0,8883	4,3854	0,8884	4,3938	0,8885	4,3985
5,00	3125,0	0,8510	0,8883	4,3773	0,8883	4,3801	0,8884	4,3861	0,8884	4,3929	0,8885	4,4006	0,8886	4,4096	0,8886	4,4147
6,00	7776,0	0,8510	0,8885	4,4033	0,8885	4,4065	0,8886	4,4132	0,8886	4,4209	0,8887	4,4296	0,8888	4,4398	0,8889	4,4455
7,00	16 807,0	0,8510	0,8887	4,4279	0,8887	4,4314	0,8888	4,4389	0,8889	4,4474	0,8890	4,4571	0,8890	4,4683	0,8891	4,4747

Для оценки эффективного коэффициента движения и достоверности полученных зависимостей были симулированы и проведены экспериментальные испытания узлов валов с двухвенцовыми зубчатыми блоками, установленными на подшипниках скольжения, на усовершенствованной экспериментальной установке ДМ 28М с использованием различных смазочных материалов: Lubex 20 W/50, Super Akta 20W/50, Motoroil HD 40, М-40, МС-20. При этом диапазон нагрузок составил 500÷5000 Н; частоты вращения: основного вала — 760; 1350 и 2400 мин$^{-1}$; вспомогательного вала — 180, 240 и 340 мин$^{-1}$.

Цели исследований — определение зависимости коэффициента трения от нагрузки, действующей на подшипник, и угловой скорости вала в условиях жидкостного трения; проверка опытным путем перехода от жидкостного трения к полужидкостному при возрастании нагрузки.

Результаты расчета КПД пятиступенчатого пакетного редуктора при $\psi_{d_1} = 0{,}652$; $f_o = 0{,}0015$; $\eta_{зп} = 0{,}98$; $\eta_{пк} = 0{,}99$; $[\tau_1] = [\tau_2]$ с учетом формулы (6) для пятиступенчатого редуктора приведены в таблице. КПД классического редуктора $\eta^*_{к.р n} = \eta^n_{зп}\,\eta^{n+1}_{пк}$. Относительное изменение КПД пакетного редуктора в сравнении с классическим редуктором определяем по формуле $\Delta\eta = \dfrac{\eta^*_{п.р n} - \eta^*_{к.р n}}{\eta^*_{к.р n}}100$, где $\eta_{к.р}$ — КПД редуктора классического исполнения; n — число ступеней редуктора; $\eta_{п.р}$ — КПД пакетного редуктора.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Создание** и оценка технического уровня пакетного редуктора / А. И. Абдуллаев, Г. Ш. Давидов, А. М. Наджафов и др. // Междунар. конгресс "Механика и трибология транспортных систем — 2003". Ростов н/Д: 2003. С. 14—17.
2. **Абдуллаев А. И., Наджафов А. М.** Качественная оценка технического уровня пакетного редуктора // Вестник машиностроения. М.: 2008. № 12. С. 6—9.
3. **Наджафов А. М., Абдуллаев А. И.** Оптимизация конструкции пакетного редуктора механического привода штанговых насосов // Вестник машиностроения. М.: 2009. № 1. С. 9—11.
4. **Decker K. H.** Maschinenelemente. Carl Hanser Verlag Miinchen, Wien: 2000. 706 p.
5. **Решетов Д. Н.** Детали машин. М.: Машиностроение, 1989. 496 с.

ВНИМАНИЮ АВТОРОВ!

Правила подготовки рукописи смотрите на обложке.

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

УДК 621.891.22

В. П. БИРЮКОВ, канд. техн. наук (ИМАШ им. А. А. Благонравова РАН), e-mail: laser-52@yandex.ru

Определение трибологических характеристик пар трения скольжения, упрочненных лазерным лучом

Представлены результаты экспериментальных исследований пар трения скольжения, упрочненных лазерным лучом, на машине возвратно-поступательного движения и трибометре по схеме шар-плоскость. Получены расчетно-экспериментальные зависимости коэффициента трения и интенсивности изнашивания пары.

Ключевые слова: лазерное упрочнение, коэффициент трения, интенсивность изнашивания.

Experimental investigation results of the sliding couples, strengthened by a laser beam, on the alternate motion machine and tribometer according to the "sphere-plane" scheme are presented. Expressions for the friction factor and couple wear intensity are obtained by the design-experiment method.

Keywords: laser hardening, friction factor, wear intensity.

Твердость поверхностных слоев по-разному влияет на коэффициент трения скольжения и неоднозначно описывается различными исследователями. В одних случаях повышение твердости ведет к увеличению коэффициента трения скольжения, в других — к уменьшению. Так, в работах [1, 2] наблюдали падение коэффициента трения при увеличении твердости поверхности. При скольжении индентора из стали ШХ15 твердостью 60 *HRC* без смазочного материала между двумя плоскими образцами из медных сплавов, твердость которых менялась в диапазоне $20 \div 80$ *HB*, наблюдалось снижение коэффициента трения. В работе [2] чугунный ползун в условиях трения при граничной смазке совершал возвратно-поступательные движения по основанию из чугуна той же марки. Твердость чугуна менялась в диапазоне $143 \div 201$ *HB*. Нагрузки и скорости в обоих экспериментах были незначительны и составляли соответственно 2,4 МПа, $0{,}001 \div 0{,}2$ м/с [1] и 0,061 МПа, 0,1 м/с [2].

В работах [3, 4] коэффициент трения с увеличением твердости возрастал. В работе [3] трению подвергали образцы из стали 45 твердостью $22 \div 54$ *HRC*, диски из стали 45 твердостью 54 *HRC* и чугуна СЧ18. Эксперимент проводили при возвратно-поступательном движении со скоростью скольжения 0,1 м/с при нагрузке $1 \div 107{,}5$ МПа. В работе [4] и ползун со сферической поверхностью радиусом 48 мм, и ролик диаметром 40 мм были изготовлены из стали ШХ15 твердостью 38, 48, 54 и 62 *HRC*. В качестве смазочных материалов использовали минеральные нелегированные масла: турбинное Т22 и моторное МС-20С. При изменении скорости скольжения в пределах $0{,}2 \div 1$ м/с при нагрузке 105 Н и вязкости смазочного материала $\nu = 22$ мм^2/с увеличение твердости образцов приводит к увеличению коэффициента трения. При скорости скольжения 1 м/с нагрузку увеличивали ступенчато: 25; 53; 105 Н. Наблюдали повышение коэффициента трения от $0{,}02 \div 0{,}03$ до $0{,}055 \div 0{,}065$.

В наших экспериментах испытания проводили на машине трения [5] возвратно-поступательного движения и трибометре [6]. На рис. 1 представлена, схема машины трения. На основании *1* установлен привод *2*, сообщающий движение ползуну *3*, на котором установлен контробразец *4* в оправке *5*, находящейся в масляной ванне *6*. Образец *7* в оправке *8* закреплен на съемной плите *9*, нагрузка на которую через динамометр *10* задается прижимным винтом *11*. Для устранения перекосов между динамометром *10* и плитой *9*, а также между динамометром и прижимным винтом *11* установлены стальные шарики *12*. Возвратно-поступательное движение ползуну *3* сообщается от электродвигателя *2*. Ход ползуна огра-

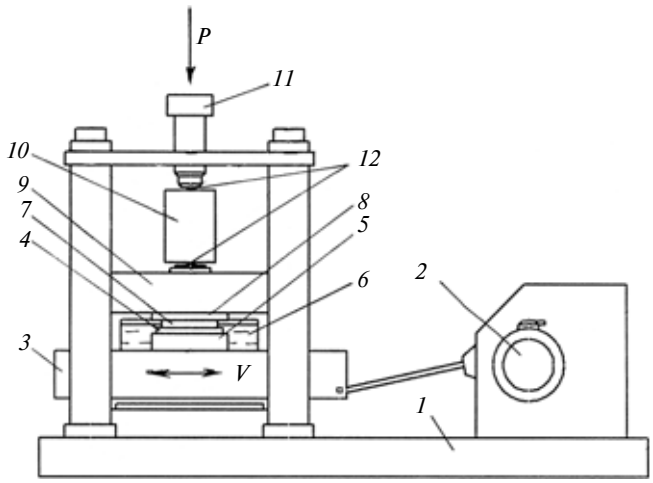


Рис. 1. Схема машины трения для испытаний на износ при возвратно-поступательном движении

ничен эксцентриситетом вала и составляет 5 мм. Образцы размерами 15 × 20 × 80 мм для испытаний изготовляли из стали 40Х. После закалки и высокого отпуска их шлифовали до шероховатости $Ra = 0{,}32$ мкм. Контробразцы размерами 15 × 20 × × 80 мм из чугуна СЧ20 термически не упрочняли. Для улучшения условий смазывания на поверхности контробразцов наносили канавки размерами 0,5 × 0,4 мм с шагом 5 мм. В качестве смазочного материала использовалось индустриальное масло И-Г-А-68 (И-40А). Лазерную закалку образцов из стали 40Х проводили при мощности излучения 1,5 кВт с частотой колебаний луча 225 Гц относительно центра упрочненной дорожки. Закаленные зоны составляли 25, 50, 75, 100 % площади. Ширина закаленных дорожек изменялась в пределах $5 \div 15$ мм. Силу трения в сопряженной паре определяли с помощью тензорезисторов, наклеенных на планку машины трения, воспринимающую нагрузку от ползуна. Сигналы с тензорезисторов через стандартную аппаратуру передавались на самописец. Испытания проводили при нагрузке $1 \div 8$ МПа. Процесс приработки образцов составлял $6 \div 7$ ч. Наименьшее среднее значение коэффициента трения 0,025 за двойной ход ползуна получено при лазерной закалке 100 % площади образца с шириной дорожек 5 мм.

В процессе испытаний неупрочненные лазерным лучом зоны или зоны отпуска изнашиваются быстрее и образуют в зависимости от нагрузки углубления $0{,}1 \div 10$ нм, заполняемые смазочным материалом. В результате испытаний установлено, что коэффициент трения уменьшается с увеличением площади закаленных зон.

Испытания без смазочного материала проводили на трибометре по схеме "шар из стали ШХ15 твердостью 60 *HRC* — плоский образец (рис. 2) с лазерной закалкой 50 % площади". Образец устанавливали на вращающийся предметный столик. К нему прижимали неподвижный индентор (шар), жестко соединенный с силоизмерительной балкой. Стальной шарик диаметром 8 мм устанавливали относительно оси вращения плоского образца таким образом, что первую половину оборота он скользил по закаленной лазерным лучом зоне твердостью $57 \div 60$ *HRC*, а вторую половину оборота — по улучшенной поверхности твердостью $250 \div 270$ *HB*. Коэффициент трения составлял 0,073 на закаленной поверхности и 0,156 на улучшенной.

Следовательно, можно сделать вывод, что на величину коэффициента трения оказывают влияние: твердость поверхностного слоя, скорость скольжения, нагрузка, условия испытания, конструктивные размеры и другие факторы. Так, в работах Ю. Н. Дроздова основное внимание уделяется трению высших кинематических пар при контакте по линии или в точке. При этом высокие контактные давления по Герцу даже при небольших испытательных нагрузках на образец могут приводить к заеданию одноименных материалов. Увеличение коэффициента трения при повышении твердости образцов при испытании высших кинематических пар связано с высокими напряжениями на сдвиг закаленных слоев. При испытании пар "плоскость — плоскость" в работах [2, 5] и испытании "шар — плоскость" на трибометре коэффициент трения уменьшается при увеличении твердости поверхностного слоя, что, возможно, связано с уменьшением глубины внедрения единичных неровностей в поверхность образца.

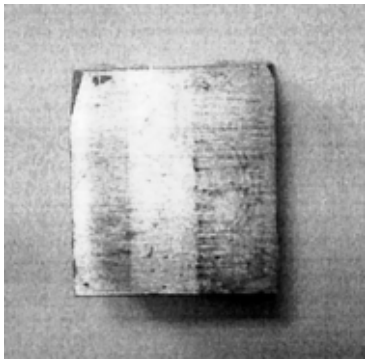


Рис. 2. Образен улучшенной стали 40Х с 50 %-й площадью лазерной закалки

Главной причиной потери точности металлорежущих станков является изнашивание рабочих поверхностей направляющих скольжения. Для уменьшения интенсивности изнашивания применяют разные методы упрочнения, в том числе и лазерное упрочнение [7]. Сложность физико-химических процессов, протекающих в зоне контакта трущихся поверхностей, затрудняет построение расчетных моделей для прогнозирования ресурса работы узлов трения. В данной работе представлена структура расчетного уравнения для определения интенсивности изнашивания направляющих скольжения на основе физических инвариантов, полученных в работах [8, 9].

Кинематикой движения предопределяется переменность скорости скольжения суппортных групп и нагрузки в зависимости от вида обработки. Наиболее опасными с точки зрения изнашивания являются переходные процессы в моменты остановки и начала движения. В этих случаях преобладает режим трения при граничной смазке, который характеризуется максимальным износом. При равномерном движении на малых подачах наблюдается режим смешанной смазки, на больших подачах возможно преобладание гидродинамического режима смазки.

Основными видами изнашивания направляющих скольжения являются: абразивное изнашивание, схватывание, изнашивание в условиях чистой смазки и отсутствия схватывания [10]. Интенсивность абразивного изнашивания практически не зависит от скорости скольжения в пределах, соответствующих распространенным в большинстве станков скоростям подачи до 0,8 м/мин. При работе с чистой смазкой с увеличением скорости сколь-

жения интенсивность изнашивания направляющих снижается. В конструкции современных металлорежущих станков предусмотрена защита направляющих от попадания абразивных частиц на направляющие скольжения.

Используя структуру уравнения Ю. М. Дроздова для расчета коэффициента трения скольжения, представленную в работе [8], мы нашли уравнение для определения коэффициента трения скольжения в направляющих станков:

$$f = 0{,}02\ln\frac{NRa}{\nu HB_{\text{пр}} \cdot 10^{-3} l_{\text{пр}} v_s} + 0{,}05, \qquad (1)$$

где N — нагрузка, Н; Ra — среднее арифметическое отклонение шероховатостей, м; ν — кинематическая вязкость, м/с^2; $HB_{\text{пр}} = HB_0 a + HB_1 (1 - a)$ — приведенная твердость по Бринеллю, МПа; $l_{\text{пр}}$ — характерный линейный размер в направлении движения, м; v_x — средняя скорость скольжения, м/с; HB_0 и HB_1 — твердость по Бринеллю материала основы и упрочненного поверхностного слоя, МПа: a — доля от общей поверхности трения материала основы.

Общий вид зависимости для определения средней интенсивности изнашивания деталей при возвратно-поступательном движении по Ю. Н. Дроздову представляется формулой

$$I_h = k\Phi_1^a\,\Phi_2^b\,\Phi_3^c\,\Phi_4^d\,\Phi_5^e\,. \qquad (2)$$

В зависимость (2) входят безразмерные критерии, характеризующие различные свойства.

Критерий $\Phi_1^a = h_{\text{см}}/\sqrt{Ra_1^2 + Ra_2^2}$ определяет толщину смазочного слоя. Здесь $h_{\text{см}}$ — толщина смазочного слоя различной природы (0,1 мкм); Ra_1 и Ra_2 — средние арифметические отклонения шероховатостей контактирующих поверхностей. Вместо параметров шероховатостей может быть использован характерный размер абразивной частицы. Толщина смазочного слоя рассчитывается как сумма размеров граничного и контактно-гидродинамического смазочных слоев. Толщина граничного смазочного слоя не поддается расчетному определению и зависит от поверхностных сил (условно принимают 0,1 мкм). Комплексы $\Phi_2^b = P/HB$ или $\Phi_2^b = fP/HB$ характеризуют напряженное состояние в контакте. Здесь P — нормальное напряжение сжатия; HB — твердость поверхности; f — коэффициент трения скольжения. Комплекс $\Phi_3^c = Rmax/rb^{1/\nu}$ характеризует микрогеометрию, маслоемкость и маслоудерживающую способность контакта. Здесь $Rmax$ — наибольшая высота микронеровностей профиля; b и ν — параметры опорной кривой; r — приведенный радиус неровностей. Симплекс $\Phi_4^d = t_{\text{р}}/t_{\text{в}}$ учитывает временные характеристики контакта. Здесь $t_{\text{р}}$ и $t_{\text{в}}$ — время разрушения и восстановления защитных пленок различной природы. Физико-химические процессы, протекающие на трущихся поверхностях, характеризуются комплексом $\Phi_5^e = RT/E$, полученным из уравнения Аррениуса—Журкова. Здесь R — универсальная газовая постоянная; T — абсолютная температура поверхности в зоне изнашивания; $E = Q$ — теплота адсорбции. В случае химической модификации поверхности трения $E = E_{\text{а}}$, где $E_{\text{а}}$ — энергия активации распада межатомных связей химически модифицированных слоев.

С учетом проведенных исследований уравнение (2) примет вид:

$$I_h = k\left[\frac{(h_{\text{гр}} + 1{,}7h_k[\eta\, C_{\text{и}}/(P_z h_k)^{0{,}7}(p_z\beta)^{0{,}6}])}{\sqrt{Ra_1^2 + Ra_2^2}}\right]^{-1{,}2} \times$$
$$\times \left(\frac{P}{HB_{\text{пр}}}\right)^{0{,}87}\left(\frac{Rmax}{rb^{1/\nu}}\right)^{0{,}92}\left(\frac{t_{\text{р}}}{t_{\text{в}}}\right)^{0{,}7}\left(\frac{RT}{E}\right)^{-1{,}05} \qquad (3)$$

где $h_{\text{гр}} = 0{,}1$ — толщина граничного слоя смазки; h_k — линейный размер образца (суппорта) в направлении движения; $C_{\text{и}}$ — скорость скольжения в месте максимального износа; P_z — нормальное напряжение сжатия; β — пьезокоэффициент.

По уравнениям (1) и (3) рассчитаны средние значения коэффициентов трения и интенсивности изнашивания при возвратно-поступательном движении пар трения "сталь—чугун" и сопоставлены с экспериментальными данными, полученными при лабораторных испытаниях и эксплуатации. Сопоставление расчетных и экспериментальных значений показало их расхождение в пределах 20 %, что вполне допустимо с учетом влияния столь различных факторов на интенсивность изнашивания и коэффициент трения.

Например, в продольно-строгальных станках за один двойной ход ползун проходит до 10 м. В этом случае средняя расчетная величина линейного износа упрочненного слоя для направляющих с 50 %-й закаленной площадью составит 0,72 нм, для неупрочненных зон — 2,16 нм. При дальнейшей эксплуатации созданный при приработке нанорельеф будет сохраняться в пределах допустимого износа упрочненного лазерным лучом слоя.

Выводы

На основании экспериментальных данных установлено, что с повышением площади лазерного упрочнения образцов из стали 40Х коэффициент трения и интенсивность изнашивания уменьшаются при трении скольжения плоских образцов.

Найдены уравнения для расчета коэффициента трения и интенсивности изнашивания с учетом

УДК 621.822

А. Ю. КОРНЕЕВ, канд. техн. наук, Л. А. САВИН, д-р техн. наук, М. М. ЯРОСЛАВЦЕВ (ОрелГТУ),
e-mail: korneev_andrey@mail.ru

Расчет статических характеристик конических многоклиновых гидродинамических опор жидкостного трения

Предложены расчетные соотношения для определения статических характеристик конических многоклиновых гидродинамических опор жидкостного трения в условиях переменных теплофизических свойств и двухфазного состояния смазочного материала: несущей способности, расхода смазочного материала, потерь мощности на трение и прокачку.

Ключевые слова: гидродинамические опоры, конический многоклиновый подшипник, статические характеристики, несущая способность.

Calculated relations are proposed for determining of static characteristics of conical multiple-wedge hydrodynamic liquid friction bearers in the conditions of variable heat-transfer properties and two-phase lubricant state, bearing capacity, lubricant consumption, and also power loss on friction and pumping.

Keywords: hydrodynamic bearers, conical multiple-wedge bearing, static characteristics, bearing capacity.

Использование в качестве опор роторов высокоскоростных турбомашин конических подшипников жидкостного трения обусловлено преимуществами последних, подробно описанными в работах [1—6 и др.]. Однако одним из недостатков классических гидродинамических опор является ограниченная виброустойчивость. При замене гладкой поверхности многоклиновой существенно изменяются характеристики опоры: снижается несущая способность, но при этом возрастает устойчивость движения вала благодаря возникновению дополнительных гидродинамических клиньев в ненагруженной зоне. При правильно подобранных давлении подачи смазочного материала и геометрических характеристиках многоклиновые подшипники способны почти полностью подавлять вихревые явления и биение роторов высокоскоростных турбомашин.

Исследованиям в данной области посвящен ряд работ. Так, например, в работах [7, 8] анализируется новый тип конических опор — самоустанавливающиеся многоклиновые гидродинамические подшипники (МГДП) для высокоточных валов шлифовальных и металлорежущих станков. Осевая предварительная нагрузка и глубина клина являются основными контролируемыми параметрами, влияющими на рабочий зазор и жесткость смазочного слоя подшипника. Опора отличается высокой осевой жесткостью в обоих направлениях благодаря созданию гидродинамических клиньев при предварительном нагружении. Приведенный в работе [8] анализ справедлив для определенного числа клиньев, конструктивные схемы могут быть получены для трехшестиклиновых подшипников. В статье [9] анализируется работа и предлагаются основные принципы конструирования конического МГДП, смазываемого сжимаемой жидкостью и используемого в высокоскоростных турбомашинах. Показано, что подшипник имеет высокую несущую способность в радиальном и осевом направлениях. При высоких скоростях радиальная несущая способность подшипника этого типа в 3 раза превышает аналогичный показатель подшипника с осевыми канавками. Подшипник очень устойчив, и при больших частотах вращения коэффициент трения составляет около 1/3 от аналогичного коэффициента для подшипника с осевыми канавками [9].

(Окончание статьи. Начало см. на стр. 22)

площади упрочнения и других факторов, позволяющие прогнозировать ресурс пар трения после лазерной закалки.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Михин Н. М., Ляпин К. С.** Зависимость коэффициента трения от твердости и ее экспериментальная проверка // Изв. вузов. Физика. 1970. № 3. С. 50—56.

2. **Нестеренко Б. А.** Теоретические и экспериментальные исследования параметров граничного трения: Автореф. дис. ... канд. техн. наук. Харьков: ХИСИ, 1973.

3. **Лазаренко Н. Ф., Прейс Г. А.** Износостойкость металлов. М.: Машгиз, 1954. 195 с.

4. **Дроздов Ю. Н., Арчегов В. Г., Смирнов В. И.** Противозадирная стойкость трущихся тел. М.: Наука, 1984. 139 с.

5. **Бирюков В. П.** Промышленное применение CO_2-лазеров для наплавки, упрочнения деталей и точного раскроя листового материала // Тяжелое машиностроение. 2006. № 4. С. 25—28.

6. **Крагельский И. В., Добычин Н. М., Комбалов В. С.** Основы расчетов на трение и износ. М.: Машиностроение. 1977. 526 с.

7. **Бирюков В. П., Матыцин А. П.** Упрочнение деталей станков сканирующим лазерным лучом // Применение лазеров в народном хозяйстве. Тез. докл. 4—6 декабря 1989 г. Шатура: НИЦТЛАН, 1989. С. 82.

8. **Когаев В. П., Дроздов Ю. Н.** Прочность и износостойкость деталей машин. М.: Высш. шк. 1991. 319 с.

9. **Трение,** изнашивание и смазка: Справочник в 2 кн. / Под ред. И. В. Крагельского, В. В. Алисина: Кн. 2. Ю. Н. Дроздов. М.: Машиностроение, 1979. С. 113—146.

10. **Детали** и механизмы станков / Под ред. Д. Н. Решетова. Т. 1. М.: Машиностроение, 1972. 664 с.

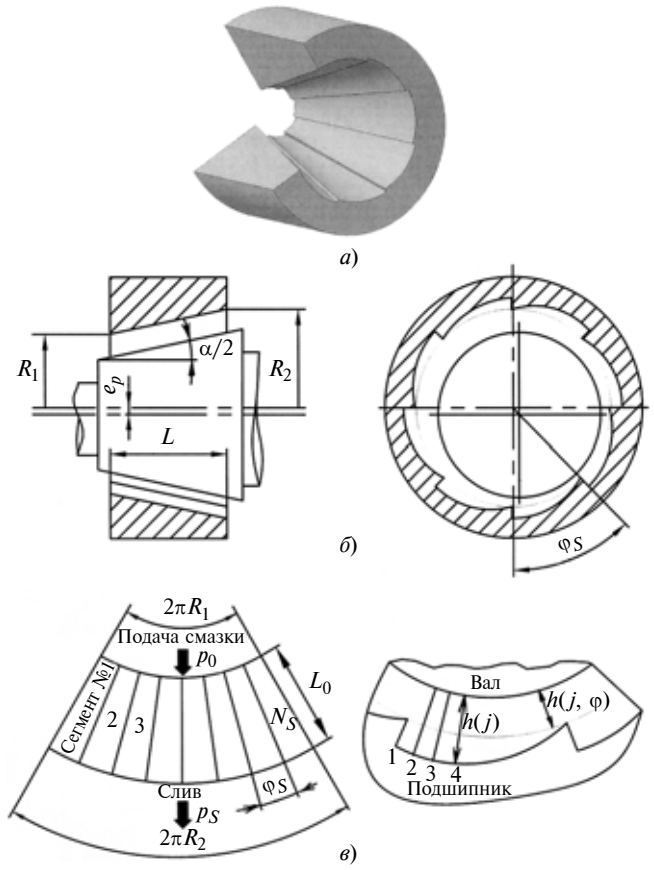


Рис. 1. Конический МГДП:
а — 3D-модель; *б* — расчетная схема; *в* — развертка опорной поверхности

Работоспособность и эффективность опор жидкостного трения оцениваются на основе анализа их статических характеристик, к которым относятся: несущая способность (грузоподъемность), потери мощности на трение и прокачку смазочного материала и его массовый расход [2, 6]. В настоящее время исследования в области расчета и проектирования конических опор жидкостного трения основаны на ряде допущений: поток смазочного материала полагается ламинарным и изотермическим, свойства смазочного материала (плотность, вязкость и др.) считаются постоянными и т. п. Вместе с тем в ряде случаев при проектировании опорных узлов высокоскоростных турбомашин возникает необходимость учета упомянутых факторов. Кроме того, в процессе течения смазочного материала в гидравлических каналах опор возможно двухфазное парожидкостное состояние смазочного материала [5].

Конический многоклиновый гидродинамический подшипник (КМГДП) (рис. 1), развертка опорной поверхности которого представляет собой трапецеидальную область, разделенную в окружном направлении на равные участки (клинья или сегменты), позволяет помимо повышения виброустойчивости воспринимать и значительные осевые нагрузки, возникающие в современных высокоскоростных турбомашинах [2].

Существенное влияние на распределение давления в смазочном слое оказывает его толщина h, входящая в уравнение Рейнольдса и являющаяся функцией положения центра цапфы и угловой координаты. В связи с этим представляется необходимым подробнее остановиться на определении толщины смазочного слоя как функции радиального зазора [2]. Радиальный зазор между опорными поверхностями ротора и подшипника представляется в виде двух составляющих:

$$h = h(r, \varphi) + h_S, \qquad (1)$$

где $h(r, \varphi)$ — функция зазора между валом и конической поверхностью, вписанной по выступам клиньев, определяется по формуле [2, 3] $h(r, \varphi) = h_0 - (X\sin\beta + Y\cos\beta)\cos(\alpha/2) + Z\sin(\alpha/2) - (r - r_1)\mathrm{tg}\gamma$; h_S — функция зазора вдоль поверхности сегмента, определяемая его геометрией в окружном направлении.

Обезразмеренная функция зазора $\bar{h}_S$ для клиньев может быть линейной, но в общем случае представляет собой зависимость вида:

$$\bar{h}_S = \frac{2}{1 + \cos(n\varphi_S - \varphi)} - 1 \text{ при } \varphi \geqslant (n - 1)\varphi_S,$$

где n — номер сегмента ($n = 1, \ldots, N_S$); φ_S — угол развертки одного сегмента, определяемый соотношением: $\varphi_S = 2\pi\sin(\alpha/2)/N_S$. Переход к размерной форме осуществляется умножением функции $\bar{h}_S$ на величину среднего зазора h_0:

$$h_S = \left(\frac{2}{1 + \cos(n\varphi_S - \varphi)}\right) h_0 = \frac{1 - \cos(n\varphi_S - \varphi)}{1 + \cos(n\varphi_S - \varphi)} h_0. \qquad (2)$$

После подстановки формулы для определения $h(r, \varphi)$ и формулы (2) в выражение (1) и преобразований функцию полного зазора КМГДП можно записать в виде:

$$h = \frac{2h_0}{1 + \cos(n\varphi_S - \varphi)} - [X\sin\beta + Y\cos\beta]\cos(\alpha/2) + Z\sin(\alpha/2) - (r - r_1)\mathrm{tg}\gamma. \qquad (3)$$

Выражение (3) подставляем в математическую модель расчета полей давлений в смазочном слое, которая базируется на совместном решении уравнения Рейнольдса, обобщенного на случай двумерного турбулентного течения вязкой сжимаемой среды, и уравнения баланса энергий с учетом необходимых граничных условий [2, 3]. Зависимости теплофизических свойств (вязкость, плотность, теплоемкость и др.) в виде функций давления и температуры также содержатся в разработанной модели. Рассмотрение двухфазного течения основано

на гомогенной модели течения [2, 5], в соответствии с которой осредненные значения параметров двухфазного газожидкостного потока определяются по массовому газосодержанию и физическим свойствам каждой из фаз на линии насыщения. Подробное описание разработанных теоретических положений представлено в работах [2, 3].

Сложность построенной математической модели, обусловленная разнообразием гидродинамических и теплофизических явлений, происходящих в смазочном слое конического подшипника, не позволяет получить аналитическое решение для функции распределения давлений в смазочном слое. В качестве численного метода при расчете поля давлений применяется метод конечных разностей. В работе [4] приведены подробный алгоритм и расчетные соотношения для определения давлений в смазочном слое конической опоры.

Интегрирование найденного поля давлений позволяет определить основные статические характеристики конических многоклиновых опор жидкостного трения [2, 6]:

1) несущую способность конического МГДП:

$$\left.\begin{aligned} &\text{полную } W = \sqrt{R_X^2 + R_Y^2 + R_Z^2};\\ &\text{радиальную } W_R = \sqrt{R_X^2 + R_Y^2};\\ &\text{осевую } W_A = R_Z, \end{aligned}\right\} \quad (4)$$

где проекции гидродинамических сил, действующих на цапфу, на соответствующие оси координат равны:

$$\left.\begin{aligned} R_X &= \int_{r_1}^{r_2}\int_0^{\varphi_к} p\sin\beta\cos(\alpha/2) r\,d\varphi dr;\\ R_Y &= \int_{r_1}^{r_2}\int_0^{\varphi_к} p\cos\beta\cos(\alpha/2) r\,d\varphi dr;\\ R_Z &= \int_{r_1}^{r_2}\int_0^{\varphi_к} p\sin(\alpha/2) r\,d\varphi dr, \end{aligned}\right\} \quad (5)$$

где $\varphi_к$ — угол развертки опорной поверхности конического подшипника;

2) массовый Q_m и объемный Q_V расходы в направлении:

осевом

$$Q_V^r = \int_0^{\varphi_к}\left(-\frac{h^3}{12\mu K_r}\frac{\partial p}{\partial r} + \frac{v_r h}{2}\right) r\,d\varphi;\ Q_m^r = Q_V^r \rho_0, \quad (6)$$

окружном

$$Q_V^\varphi = \int_{r_1}^{r_2}\left(-\frac{h^3}{12\mu K_\varphi}\frac{\partial p}{r\partial\varphi} + \frac{v_\varphi h}{2}\right) dr;\ Q_m^\varphi = Q_V^\varphi \rho_0; \quad (7)$$

3) потери мощности на трение:

$$N_{тр} = M_{тр}\omega_0, \quad (8)$$

где $M_{тр} = \int_{r_1}^{r_2}\int_0^{\varphi_к} R^*\tau r\,d\varphi dr$, здесь $R^* = r\sin(\alpha/2)$, $\tau = \left[\frac{h}{2}\frac{\partial p}{r\partial\varphi} + \frac{\mu K_\varphi v_\varphi}{h}\right]$;

4) потери мощности на прокачку смазочного материала:

$$N_{пр} = Q_V p_0. \quad (9)$$

В соотношениях (4)—(9) приняты следующие обозначения: p — давление; ρ — плотность; μ — вязкость; R^* — текущий радиус подшипника; α — угол конусности; β — угловая координата в окружном направлении; r, φ, y — осевая, окружная и радиальная координаты по опорной поверхности подшипника; K_r, K_φ — коэффициенты турбулентности; v_r, v_φ — скорости точки на поверхности цапфы; h — функция полного зазора; ω_0 — угловая скорость ротора; $M_{тр}$ — момент сопротивления вращению цапфы; τ — касательные напряжения; индекс 0 — вход в подшипник.

С учетом необходимости проведения численного расчета методом конечных разностей выражения (4)—(9) должны быть представлены в разностном виде. Подробное изложение алгоритма расчета численным методом приведено в работах [2, 4, 6].

Для сравнительного анализа конических многоклиновых опор с различными геометрическими и рабочими параметрами можно ввести безразмерные коэффициенты, характеризующие статические характеристики: для несущей способности — K_W, для расхода — K_Q, для потерь мощности на трение — $K_{N_{тр}}$ и прокачку — $K_{N_{пр}}$. Безразмерные коэффициенты определяются по формулам:

1) коэффициенты полной, радиальной и осевой несущей способности:

$$K_W = W/(p_0 r_0^2);\ K_{W_R} = W_R/(p_0 r_0^2);$$
$$K_{W_A} = W_A/(p_0 r_0^2); \quad (10)$$

2) коэффициент расхода в направлении:

осевом

$$K_{Q_V^r} = \frac{6\omega_0 r_0^2 \mu_0}{p_0 h_0^2}\int_0^{\varphi_к}\bar{v}_r \bar{h}\,\bar{r}\,d\varphi - \int_0^{\varphi_к}\frac{\bar{h}^3}{\bar{\mu} K_r}\frac{\partial\bar{p}}{\partial\bar{r}}\bar{r}\,d\varphi, \quad (11)$$

тогда $Q_m^r = \frac{p_0\rho_0 h_0^3}{12\mu_0} K_{Q_V^r}$;

окружном

$$K_{Q_V^\varphi} = \frac{6\omega_0 r_0^2 \mu_0}{p_0 h_0^2} \int_\lambda^1 \bar{v}_\varphi \, \bar{h} \, \mathrm{d}\bar{r} - \int_\lambda^1 \frac{\bar{h}^3}{\bar{\mu} K_\varphi} \frac{\partial \bar{p}}{\bar{r} \partial \varphi} \, \mathrm{d}\bar{r}, \qquad (12)$$

тогда $Q_m^\varphi = \dfrac{p_0 \rho_0 h_0^3}{12\mu_0} K_{Q_V^\varphi}$;

3) коэффициент потерь мощности на трение:

$$K_{N_{\text{тр}}} = \frac{p_0 h_0^2}{2\omega_0 r_0^2 \mu_0} \int_\lambda^1 \int_0^{\varphi_\text{к}} \bar{r} \, \bar{h} \frac{\partial \bar{p}}{\bar{r} \partial \varphi} \, \bar{r} \, \mathrm{d}\varphi \, \mathrm{d}\bar{r} + \int_\lambda^1 \int_0^{\varphi_\text{к}} \bar{r} \frac{\bar{\mu} K_\varphi \bar{v}_\varphi}{\bar{h}} \, \bar{r} \, \mathrm{d}\varphi \, \mathrm{d}\bar{r}, \qquad (13)$$

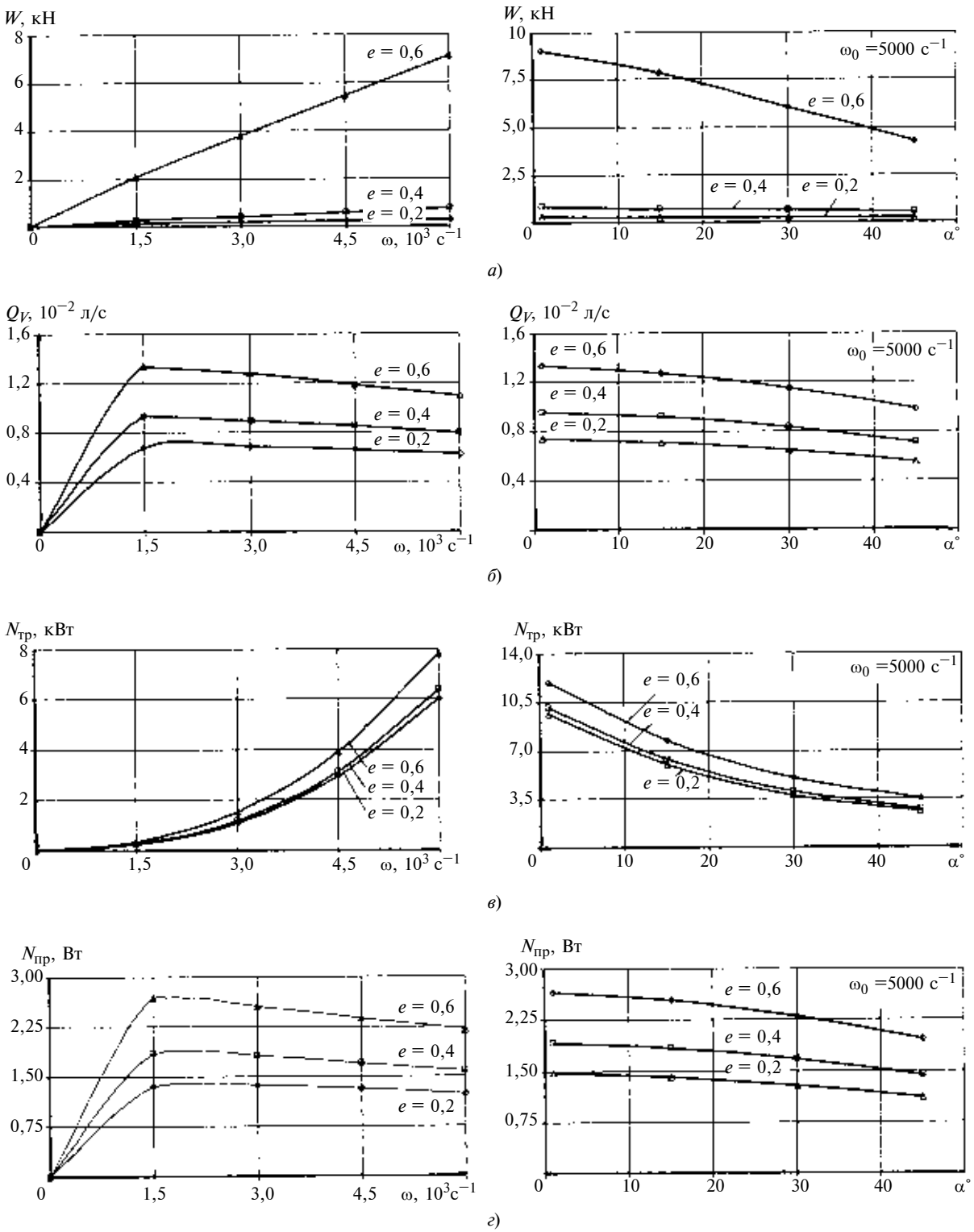


Рис. 2. Несущая способность (*а*), объемный расход смазочного материала (*б*), потери мощности на трение (*в*) и на прокачку (*г*) конического МГДП

тогда $N_{\text{тр}} = \dfrac{\omega_0^2 r_0^4 \mu_0 \sin(\alpha/2)}{h_0} K_{N_{\text{тр}}}$;

4) коэффициент потерь мощности на прокачку в направлении:

осевом

$$N_{\text{пр}}^r = \frac{p_0^2 h_0^3}{12\mu_0} K_{N_{\text{пр}}^r}; \; K_{N_{\text{пр}}^r} = K_{Q_V^r}, \qquad (14)$$

окружном

$$N_{\text{пр}}^\varphi = \frac{p_0^2 h_0^3}{12\mu_0} K_{N_{\text{пр}}^\varphi}; \; K_{N_{\text{пр}}^\varphi} = K_{Q_V^\varphi}. \qquad (15)$$

Предложенные расчетные соотношения реализованы в разработанном программном обеспечении "Подшипник—Криоген" [10], которое позволяет рассчитать необходимые статические характеристики конических многоклиновых опор жидкостного трения и представить результаты как в размерном виде, удобном для выполнения проектировочных и проверочных расчетов, так и в виде безразмерных коэффициентов [формулы (10)—(15)], что важно для решения задач оптимизации конструктивных параметров.

Результаты расчета размерных характеристик конического МГДП, смазываемого водой, при переменных теплофизических свойствах с учетом двухфазного состояния смазочного материала при различных радиальных относительных эксцентриситетах e положения цапфы ротора приведены на рис. 2, *а—г*. Подшипник имеет следующие рабочие и геометрические параметры: длина подшипника $L = 53$ мм; радиус $R_2 = 24$ мм; число клиньев $N_S = 8$; угол конусности $\alpha = 30°$; средний радиальный зазор $h_0 = 50$ мкм; давление подачи $p_0 = 0{,}2$ МПа; температура смазочной жидкости $T_0 = 293$ К.

При увеличении угловой скорости ω_0 и уменьшении угла конусности α полная несущая способность W конических МГДП, смазываемых водой, возрастает (см. рис. 2, *а*); объемный расход при этом незначительно снижается (см. рис. 2, *б*). Потери мощности на трение с увеличением угловой скорости ω_0 значительно возрастают, а при увеличении угла конусности снижаются (см. рис. 2, *в*), что является положительной характеристикой исследуемых опор. Потери мощности на прокачку пропорциональны объемному расходу смазочного материала, т. е. незначительно снижаются с увеличением угловой скорости и угла конусности (см. рис. 2, *г*). Безразмерные коэффициенты, характеризующие статические характеристики, относительно легко могут быть получены путем несложных алгебраических преобразований из размерных значений.

Приведенные результаты иллюстрируют основные закономерности работы конических многоклиновых опор жидкостного трения. Аналогичные зависимости могут быть получены по представленным расчетным соотношениям для конических МГДП с произвольными геометрическими и рабочими параметрами, смазываемых различными жидкостями. Разработанное программное обеспечение [10] позволяет решать задачи проектировочного, проверочного и оптимизационного расчетов при разработке высокоскоростных роторно-опорных узлов на конических многоклиновых подшипниках жидкостного трения.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Токарь И. Я.** Проектирование и расчет опор трения. М.: Машиностроение, 1971. 168 с.

2. **Корнеев А. Ю., Савин Л. А., Соломин О. В.** Конические подшипники жидкостного трения: монография. М.: Машиностроение-1, 2008. 172 с.

3. **Корнеев А. Ю., Савин Л. А., Соломин О. В.** Математическая модель неизотермического турбулентного течения смазочного материала в конических опорах жидкостного трения // Вестник машиностроения. 2005. № 7. С. 37—42.

4. **Соломин О. В., Корнеев А. Ю.** Численное определение поля давлений в конических опорах жидкостного трения // Вестник машиностроения. 2005. № 8. С. 46—50.

5. **Савин Л. А., Соломин О. В.** Расчет подшипников скольжения, работающих в условиях двухфазного состояния смазочного материала // Изв. вузов. Машиностроение. 2004. № 2. С. 36—42.

6. **Корнеев А. Ю., Савин Л. А., Соломин О. В.** Расчет статических характеристик конических опор жидкостного трения // Вестник машиностроения. 2006. № 12. С. 37—41.

7. **Murthy, T. S. R.; Satyan, B. R.; Shenoy, R. K.** An analysis of a new type of high precision conical preformed four-lobe self-adjusting hydrodynamic crown bearing for grinding work spindles // International Journal of Machine Tool Design and Research. 1977. V. 17. N 4. P. 209—224.

8. **Murthy, T. S. R.** Analysis of multi-scallop self-adjusting conical hydrodynamic bearings for high precision spindles // Tribology International. 1981. V. 14. N 3. P. 147—150.

9. **Agrawal, G. L.** Analysis of power-shaped multipad hydrodynamic conical gas bearings // STLE Tribology Transactions. 1993. V. 36. N 2. P. 240—248.

10. **Свидетельство** 2000610593 об официальной регистрации программы для ЭВМ "Подшипник—Криоген" / Л. А. Савин, О. В. Соломин, А. Ю. Корнеев и др.

УДК 539.371:621.88.001.572

А. С. ИВАНОВ, д-р техн. наук, М. М. ЕРМОЛАЕВ (МГТУ им. Н. Э. Баумана),
В. И. ГРЕК, Э. Н. НИКОЛЬСКАЯ, кандидаты технических наук (ОАО ВНИКТИ, г. Коломна),
e-mail: a-s-ivanov@yandex.ru

Работа соединения с натягом при нагружении крутящим моментом

Выполнен расчет соединения с натягом, нагруженного крутящим моментом, с учетом как податливости соединяемых деталей, так и касательной податливости контактного слоя, что повысило точность нахождения распределения крутящего момента по длине соединения и позволило прогнозировать появление его фреттинг-коррозии.

Ключевые слова: соединение с натягом, крутящий момент, податливость контактного слоя, локальное проскальзывание, фреттинг-коррозия.

Calculation of a tightness-joint, loaded by a torsion torque, subject to both amenability of jointed details, and tangential amenability of contact layer is performed. That enabled to determine more precisely the torsion torque distribution over the joint length and to forecast its fretting-wear occurrence.

Keywords: tightness-joint, torsion torque, amenability of contact layer, local slippage, fretting-wear.

Рассмотрим работу соединения с натягом, нагруженного крутящим моментом T (рис. 1). Соединение длиной L образовано полым валом с диаметрами: наружным — d, отверстия — d_1, изготовленным из материала с модулем упругости $E_в$ и коэффициентом Пуассона $\mu_в$, и втулкой с наружным диаметром d_2, изготовленной из материала с модулем упругости $E_{вт}$ и коэффициентом Пуассона $\mu_{вт}$.

Если предположить, что соединяемые детали — упругие, а контактный слой —абсолютно жесткий, то эпюры крутящих моментов для втулки ($T_{вт}$) и вала ($T_в$) будут [1] кусочно-линейными (см. рис. 1). При этом предельный момент, который может передать соединение, составит

$$[T]_{\max} = p\pi d^2 Lf/2, \qquad (1)$$

где p — давление в контакте; f — коэффициент трения.

На участках a и c соединение передает соответственно моменты ma и mc, где $m = [T]_{\max}/L$ — интенсивность моментов сил трения, и там будут иметь место локальные проскальзывания, а на участке b передаваемый момент будет равен нулю и там локального проскальзвания не возникнет. Если бы сделанное предположение было верным, то следовало ожидать повреждений, вызванных фреттингом, во всех соединениях с натягом, нагруженных переменным крутящим моментом. Однако практика эксплуатации показывает [2], что повреждения, вызванные фреттингом, возникают не во всех соединениях с натягом, нагруженных переменным крутящим моментом. Поэтому такую расчетную модель следует признать неточной. Более точной будет модель, в которой упругими считаются не только соединяемые детали, но и контактный слой.

Г. Б. Иосилевич в 1981 г. начал [3], а затем продолжил [4] разработку расчетов соединений с учетом податливости деталей и введением в эти расчеты условной податливости контактного слоя. Под непрерывным условным контактным слоем он подразумевал швы сварного, паяного или клеевого соединений, шлицы шлицевого соединения и др. Кроме того, им рассматривался дискретный условный контактный слой, под которым понимались витки соединения винт—гайка, заклепки заклепочного соединения и др. В отличие от Г. Б. Иосилевича будем решать задачу с учетом не условной, а реальной податливости контактного слоя, понимая под ним слой шероховатых поверхностей.

В работе [5] установлено, что касательное смещение δ_τ в контактном слое при действии на него давления p и касательного напряжения τ можно вычислить по значениям коэффициентов влияния масштаба (ε) и касательной податливости (k_τ):

$$\delta_\tau = \varepsilon k_\tau \tau. \qquad (2)$$

Коэффициент ε зависит от допуска Δ плоскостности, определяемого степенью точности по ГОСТ 24643—81 и наибольшим размером L контактной поверхности, а также от наибольшей высоты $W\max$ волны волнистой поверхности. Принимают: при $L = 50$ мм $\varepsilon = 1$; при $L < 50$ мм $\varepsilon = L/50$; при $L > 50$ мм, если $3a^{1/3} < a$, то $\varepsilon = 3a^{1/3}$, а если $3d^{1/3} > a$, то $\varepsilon = 0{,}5a + (1 - a^{2/12})^{1/2}$, где $a = (\Delta - W\max)/[Rac_0(p/E)^{0,5}]$. Здесь обозначены: $Ra = (Ra_1 + Ra_2)/2$ — средняя арифметическая высота микронеровностей контактирующих поверхностей; c_0 — безразмерный коэффициент, который при первичном нагружении $\approx 1500 \div 2000$, а при повторных нагружениях ≈ 500; $E = 2E_1E_2/(E_1 + E_2)$ —

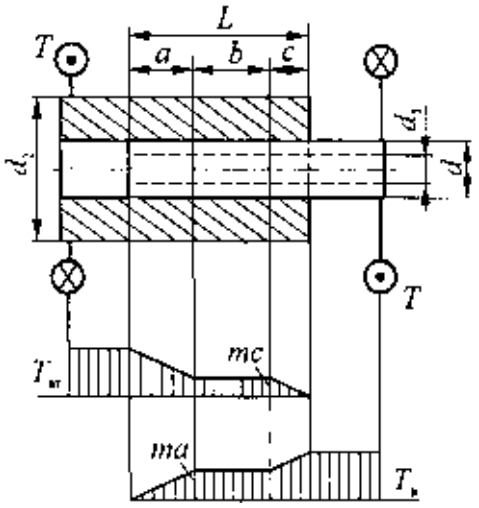


Рис. 1. Расчетная модель соединения с натягом при его нагружении крутящим моментом в предположении, что соединяемые детали упругие, а контактный слой абсолютно жесткий

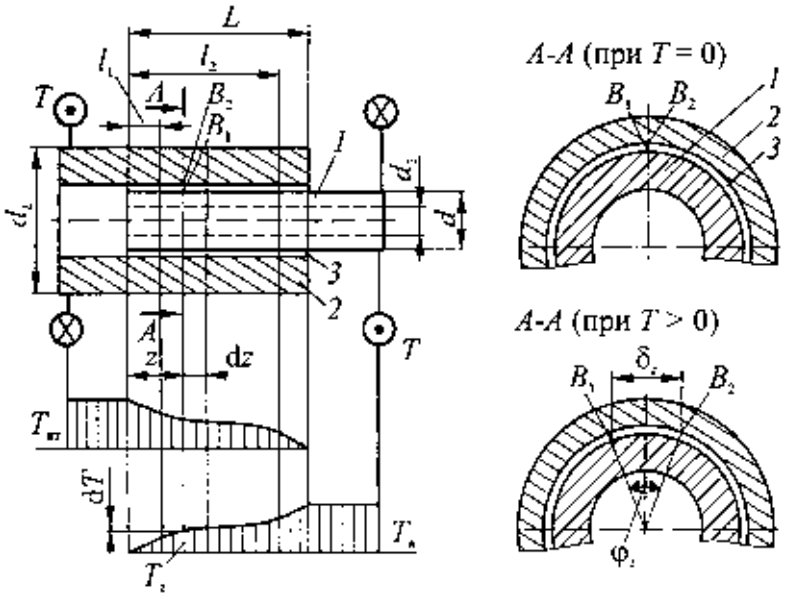


Рис. 2. Расчетная модель соединения с натягом, нагруженного крутящим моментом *T*, в предположении, что соединяемые вал *1*, втулка *2* и контактный слой *3* — упругие

приведенный модуль упругости контактирующих материалов. Касательная податливость

$$k_\tau = 0{,}5Rac_0/(Ep)^{0,5}. \qquad (3)$$

Зависимость смещения δ_τ от касательного напряжения τ линейна до предельного упругого смещения $\delta_{\tau\max p} = \varepsilon k_\tau fp$, при превышении которого возникает срыв упругого смещения, т. е. появляется проскальзывание, и предельное касательное напряжение стабилизируется на значении

$$\tau_{\max p} = fp. \qquad (4)$$

Принимаем, что деформации контактного слоя описываются формулами (2) ÷ (4), и разбиваем соединение на три участка (рис. 2): зону проскальзывания ($0 < z \leqslant l_1$); зону упругих смещений в контактном слое ($l_1 < z < l_2$); зону проскальзывания ($l_2 \leqslant z < L$). При $l_1 = 0$ и $l_2 = L$ локальные проскальзывания отсутствуют по всей длине соединения. При $l_1 = l_2$ соединение может передать предельный момент $[T]_{\max}$ [см. формулу (1)], с превышением которого соединение проскальзывает по всей поверхности контакта (проворачивается) и, следовательно, теряет способность передавать нагрузку.

Момент передается с вала на втулку вследствие действия касательных напряжений τ_z в контактном слое, которые, согласно выражениям (2) ÷ (4), вычисляются по формулам:

на участках $0 < z \leqslant l_1$ и $l_2 \leqslant z < L$

$$\tau_z = fp; \qquad (5)$$

на участке $l_1 < z < l_2$

$$\tau_z = \delta_z/(\varepsilon k_\tau), \qquad (6)$$

где $\delta_z = \varphi_z d/2$ — смещение в контактном слое на расстоянии z от начала выбранной системы координат (см. рис. 2); φ_z — угол поворота вала относительно втулки в этом сечении.

Выделим в контактном слое элемент (кольцо) шириной dz (см. рис. 2). Условие равновесия для него будет иметь вид:

$$(T_z + \mathrm{d}T) - T_z = \tau_z \pi \frac{d^2}{2}\,\mathrm{d}z, \qquad (7)$$

где T_z — момент на валу в сечении z; $\mathrm{d}T$ — приращение момента на длине $\mathrm{d}z$.

Так как задача статически неопределима, то к условию равновесия следует добавить условие совместности перемещений:

$$\frac{d}{2}\left[\int_0^z \frac{T_z}{G_\text{в} I_\text{в}}\,\mathrm{d}z - \int_0^z \frac{(T - T_z)}{G_\text{вт} I_\text{вт}}\,\mathrm{d}z\right] = \delta_z - \delta_0, \qquad (8)$$

где δ_0 — смещение в контактном слое при $z = 0$; $G_\text{в} = 0{,}5E_\text{в}/(1 + \mu_\text{в})$ и $G_\text{вт} = 0{,}5E_\text{вт}/(1 + \mu_\text{вт})$ — модули сдвига вала и втулки; $I_\text{в} = \pi d^4[1 - (d_1/d)^4]/32$ и $I_\text{вт} = \pi d_2^4[1 - (d/d_2)^4]/32$ — моменты инерции поперечных сечений вала и втулки.

Ограничим момент, нагружающий соединение, значением, при котором не появляются локальные проскальзывания, т. е. когда $l_1 = 0$ и $l_2 = L$. В этом случае, выражая τ_z, согласно зависимости (6), через δ_z

и подставляя в условие (7) равновесия условие (8) совместности перемещений, имеем:

$$\frac{\mathrm{d}T}{\mathrm{d}z} = \tau_z \pi \frac{d^2}{2} = \frac{\pi d^2 \delta_z}{2\varepsilon k_\tau} =$$

$$= \frac{\pi d^2}{2\varepsilon k_\tau}\left\{\delta_0 + \frac{d}{2}\left[\int_0^z \frac{T_z}{G_\text{в} I_\text{в}}\,\mathrm{d}z - \int_0^z \frac{(T - T_z)}{G_\text{вт} I_\text{вт}}\,\mathrm{d}z\right]\right\}. \quad (9)$$

Дифференцируем уравнение (9) по z:

$$\frac{\mathrm{d}^2 T}{\mathrm{d}z^2} = \frac{\pi d^3}{4\varepsilon k_\tau}\left[\frac{T_z}{G_\text{в} I_\text{в}} - \frac{(T - T_z)}{G_\text{вт} I_\text{вт}}\right]. \quad (10)$$

Вводя обозначения $k^2 = \frac{\pi d^3}{4\varepsilon k_\tau}\left(\frac{1}{G_\text{в} I_\text{в}} + \frac{1}{G_\text{вт} I_\text{вт}}\right)$ и $A = -\frac{\pi d^3 T}{4\varepsilon k_\tau G_\text{вт} I_\text{вт}}$, приводим дифференциальное уравнение (10) к виду:

$$\mathrm{d}^2 T/\mathrm{d}z^2 - k^2 T_z = A. \quad (11)$$

При $p > 0$ уравнение (11) имеет решение:

$$T_z = C_1 \mathrm{e}^{kz} + C_2 \mathrm{e}^{-kz} - A/k^2. \quad (12)$$

Коэффициенты C_1 и C_2 определяем из условий, что при $z = 0$ $T_z = 0$ и при $z = L$ $T_z = T$:

$$C_2 = \left[\frac{A}{k^2}(\mathrm{e}^{kL} - 1) - T\right]/(\mathrm{e}^{kL} - e^{-kL});$$

$$C_1 = A/k^2 - C_2.$$

Смещение δ_0 в контактном слое при $z = 0$ находим из уравнения

$$\frac{\pi d^2}{2\varepsilon k_\tau}\int_0^L \left\{\delta_0 + \frac{d}{2}\left[\int_0^z \frac{T_z}{G_\text{в} I_\text{в}}\,\mathrm{d}z - \right.\right.$$

$$\left.\left. - \int_0^z \frac{(T - T_z)}{G_\text{вт} I_\text{вт}}\,\mathrm{d}z\right]\right\}\mathrm{d}z = T. \quad (13)$$

Вычислив по формуле (12) момент T_z, найдем по формулам (13), (8) смещение δ_z, а затем по формуле (6) касательное напряжение τ_z. Выполнив расчеты при разных значениях T, получим максимальный крутящий момент, при котором в сечении $z = 0$ или $z = L$ касательное напряжение достигает значения fp. Таким образом, определяется наибольший в пределах упругого деформирования контактного слоя крутящий момент $T_\text{у}$, непревышение которого гарантирует отсутствие локальных проскальзываний, т. е. работу соединения без фреттинга.

В работе [2] приведены результаты испытаний соединения с натягом вал—втулка (конусность 1:50), нагруженного крутящим моментом (рис. 3). Рассматривается первое нагружение. Параметры соединения: $d = 100$ мм, $L = 120$ мм, $d_2 = 150$ мм, $Ra_1 = 0{,}00063$ мм, $Ra_2 = 0{,}002$ мм, $E_\text{в} = E_\text{вт} = 2{,}1 \cdot 10^5$ МПа, $\mu_\text{в} = \mu_\text{вт} = 0{,}3$, $f = 0{,}2$. По наружной поверхности втулки было наклеено семь групп тензорезисторов, равномерно разнесенных по длине, которые позволили измерить давление в контакте и крутящий момент в разных сечениях втулки. Возникновение локального проскальзывания фиксировалось специально сконструированным датчиком, установленным с правого края соединения. Соединение нагружали крутящим моментом $T_\text{у} = 6{,}89 \cdot 10^6$ Н · мм при давлении в контакте в этом месте $p = 92$ МПа. Превышение момента $T_\text{у}$ приводило к срыву упругого смещения на правом краю. Предельный момент, который могло передать соединение при указанном давлении без проворачивания, вычисленный по формуле (1), $[T]_\text{max} = 34{,}4 \cdot 10^6$ Н · мм.

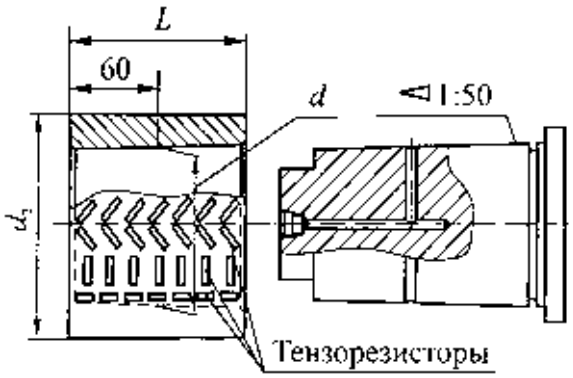


Рис. 3. Соединение, результаты испытаний которого приведены в работе [2]

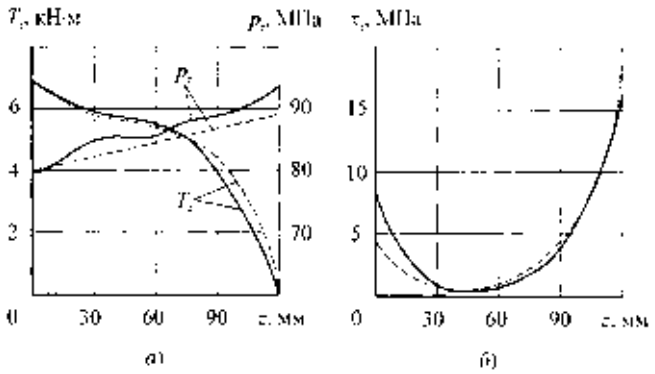


Рис. 4. Графики распределения крутящего момента и контактного давления (*а*), а также касательного напряжения в контактном слое (*б*):
сплошные линии — эксперимент [2], штриховые линии — расчет

Результаты испытаний представлены на рис. 4, *а* сплошными линиями. На этом же рисунке по результатам расчета по формулам (2) ÷ (13) и формулам работы [6] штриховыми линиями построены зависимости $T_z = f(z)$ и $p_z = f(z)$. При расчете принято $c_0 = 2000$, $\varepsilon = 1{,}5$. Как видно из рис. 4, *а*, дав-

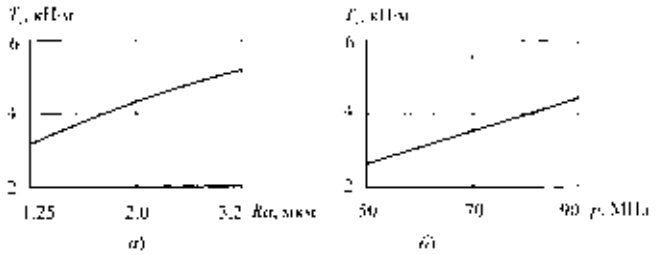


Рис. 5. Зависимости крутящего момента T_y от параметра *Ra* шероховатости (*а*) и давления *p* в контакте (*б*)

ление в контакте возрастает от левого края соединения к правому, что объясняется дополнительным увеличением диаметра вала с правого его конца в результате эффекта Пуассона, возникающего при заталкивании [6] вала во втулку. При этом не наблюдалось повышения контактного давления на краях соединения, связанного с разными длинами вала и втулки.

Распределение крутящего момента по длине втулки, полученное по экспериментальным данным (см. рис. 4, *а*), позволило построить график (рис. 4, *б*) функции $\tau_z = f(z)$ (сплошная линия) путем графического дифференцирования в соответствии с зависимостью $\tau_z = [2/(\pi d^2)]\mathrm{d}T/\mathrm{d}z$, вытекающей из уравнения (9). График расчетной зависимости $\tau_z = f(z)$, построенной по результатам вычислений по формулам (2)÷(9), показан на рис. 4, *б* штриховой линией.

Результаты расчета распределений крутящего момента во втулке и касательного напряжения по длине соединения (см. рис. 4, *а*, *б*) оказались близкими экспериментальным данным, что подтверждает справедливость предлагаемого расчета.

В эксплуатации соединение с натягом в большинстве случаев (например в транспортных и подъемно-транспортных машинах) испытывает действие переменного крутящего момента. Возникновение локального проскальзывания в этом случае вызывает фреттинг в соединении. На рис. 5, *а*, *б* построены зависимости крутящего момента T_y при $\varepsilon = 1{,}5$ от параметра *Ra* шероховатости при $p = 92$ МПа и от давления *p* в контакте при $Ra = 0{,}00125$ мм. Коэффициент c_0 принят равным 500, так как рассматривались повторные нагружения. Из графиков следует, что увеличивая шероховатость и давление в контакте можно в некоторой степени увеличить предельное значение крутящего момента T_y, непревышение которого гарантирует отсутствие локальных проскальзываний.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Феодосьев В. И.** Избранные задачи и вопросы по сопротивлению материалов. М., Л.: Гостехтеориздат, 1950. 244 с.
2. **Гречищев Е. С., Ильяшенко А. А.** Соединения с натягом: Расчеты, проектирование, изготовление. М.: Машиностроение, 1981. 246 с.
3. **Иосилевич Г. Б.** Концентрация напряжений и деформаций в деталях машин. М.: Машиностроение, 1981. 224 с.
4. **Иосилевич Г. Б.** Детали машин. Учебник для вузов. М.: Машиностроение, 1988. 358 с.
5. **Иванов А. С.** Нормальная, угловая и касательная контактные жесткости плоского стыка // Вестник машиностроения. 2007. № 7. С. 34—37.
6. **Дунаев В. В., Ушаков Б. Н., Ширшов А. А.** Расчет усилия постановки болтов с радиальным натягом при заталкивании и затягивании // Расчеты на прочность: Сб. статей. Вып. 21 / Под ред. Н. Д. Тарабасова. М.: Машиностроение, 1980. С. 29—39.

ФГУП "ПО "Квант"

предлагает услуги по выполнению следующих видов работ:

I. Металлообработка
- Токарные работы.
- Фрезерные работы.
- Шлифовальные работы.
- Изготовление зубчатых колес.
- Координатно-расточные работы.
- Электроискровые работы.
- Слесарно-каркасные работы.
- Пробивные работы.
- Холодная штамповка.
- Сварные работы.

II. Изготовление, сборка и монтаж
- Изготовление односторонних/двухсторонних печатных плат, СВЧ-плат.
- Изготовление волноводов, пайка в расплаве солей.
- Сборка и монтаж узлов и радиоэлектронных модулей I уровня.
- Изготовление СВЧ приборов (F ≤ 18 ГГц).
- Изготовление микросборок.
- Регулировка и испытание узлов и модулей I, II уровня.
- Изготовление кабельных устройств.
- Изготовление БНК – 1-го, 2-го, 3-го уровня.

III. Гальванические работы:
- Дробеструйная обработка.
- Цинкование.
- Обезжиривание.
- Химическое пассирование.
- Фторирование.
- Анодирование.
- Меднение.
- Хромирование.
- Серебрение.
- Химическое оксидирование.
- Никелирование.
- Покрытие олово-висмут.

IV. Климатические испытания
- Габаритные размеры полезного объема 15000x4800x4100 мм.
- Масса испытываемых изделий до 40 т.
- Камера тепла и влаги: максимальная температура до +70 °С, влажность воздуха до 98%.
- Камера холода: максимальная температура –50 °С.
- Камера дождевания: интенсивность дождевания 5 мм/мин в течение 2 ч.

V. Услуги по ремонту и проверке средств измерений.

VI. Услуги по конструкторскому сопровождению.

VII. Сдаем в аренду складские помещения.

Наш адрес:

173001, г. Великий Новгород,
ул. Большая Санкт-Петербургская, д. 73
Тел. 8 (816-2) 68-20-28.
Тел./факс 8 (816-2) 64-30-05
http://kvant.natm.ru
e-mail: fsue@kvant.natm.ru

УДК 621.9.06-52

В. С. ГОРЧЕВ, канд. техн. наук (МГУПИ), тел.: (495) 484-49-40

Решение для автоматических линий структуры "2 × 1" дискретного действия с производительностями участков $q_1 > q_2$ и учетом их совместных отказов и отказов бункера

Получено аналитическое решение для АЛ структуры "2 × 1" дискретного действия с производительностями участков $q_1 > q_2$ и учетом их совместных отказов и отказов бункера. Формулы, полученные с учетом реального процесса функционирования АЛ, позволяют исследовать и проектировать более совершенные АЛ. Одновременно аналитическое решение свидетельствует о том, что созданы математические основы, позволяющие находить решения для любых АЛ структуры "2 × 1".

Ключевые слова: автоматические линии, их структуры, надежность участков, емкость бункера, граф состояний, математическая модель, аналитическое решение, расчетные формулы, итоговые характеристики системы.

An analytical solution for transfer lines of discrete action 2 × 1 structure with the sectors productivities $q_1 > q_2$ taking into account theirs combined failures and bunker failure is obtained. The expressions, obtained subject to a real process of the transfer line functioning, enable to investigate and design more advanced transfer lines. At the same time this analytical solution testifies, that the mathematical foundations have been developed, allowing find the solutions for any transfer lines of 2 × 1 structure.

Keywords: transfer lines, structures of transfer lines, reliability of sectors, bunker capacity, state graph, mathematical model, analytical solution, design formulae, total characteristics of a system.

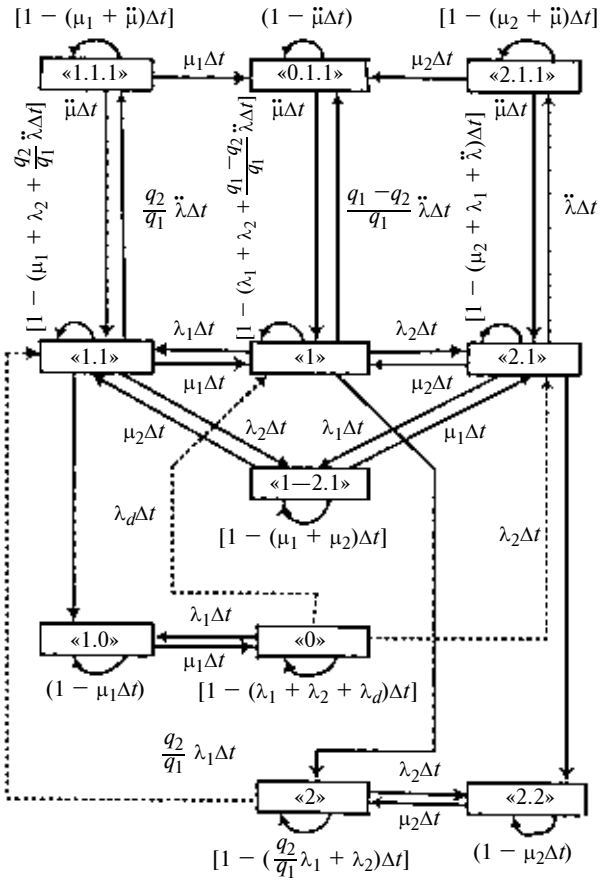
Благодаря успехам в создании математических основ и самой теории автоматических линий (АЛ) появилась возможность приступить к более точным исследованиям, когда учитываются совместные отказы участков и бункеров, увеличивающие общие потери АЛ, которые зависят от надежности участков и бункера. Бункеры подразделяются на магазинные и транзитные. Магазинный бункер включается в работу только при отказах участков или периодически, когда участки имеют разные производительности, что позволяет проводить профилактику бункера во время работы линии и поддерживать его надежность близкой к единице. Транзитный бункер одновременно является накопителем и транспортным устройством деталей между участками и работает постоянно и синхронно с участками.

При совместных отказах надо как-то задавать правило ремонта двух и более одновременно неисправных участков или участка и бункера. Ремонт может начинаться сразу или с ожиданием наладчиков. Отказ бункера вызывает остановку двух соседних участков, поэтому он влияет на потери АЛ в большей степени, чем отказ участка. Все эти вопросы требуют исследования.

Данная статья посвящена исследованию влияния совместных отказов участков и бункера на производительность и надежность АЛ, цель которого — *найти аналитическое решение для АЛ структуры "2 × 1" дискретного действия с производительностями участков $q_1 > q_2$ и учетом их совместных отказов и отказов бункера.*

Постановка задачи

Рассмотрим новые проблемы, возникающие при исследовании АЛ из-за совместных отказов участков и бункеров. Учет совместных отказов значительно увеличивает число состояний системы. Для анализа состояний рассматриваемой АЛ построим ее размеченный граф (рисунок), из которого следует, что учет совместных отказов прибавил к основным состояниям "1", "1.1", "2.1", "0", "1.0", "2" и "2.2" новые: "1—2.1" — совместных отказов участков 1 и 2; "0.1.1" — отказа только бункера; "1.1.1" и "2.1.1" — совместных отказов бункера и участков 1, 2. В главных состояниях "0", "1" и "2", когда работают все участки и бункер, указываются только состояния бункеров: 0 — бункер пуст; 2 —бункер полон; 1 — бункерный запас находится на промежуточном уровне в диапазоне: $0 < z < \max$, где z — текущий запас деталей в бункере. В состояниях отказов "1.1", "2.1", "1.0" и "2.2" перед состоянием бункера указывается через точку номер отказавшего участка. Если же неисправны еще несколько участков, то их номера указываются впереди через тире, например, "1—2.1". В состоя-



Размеченный граф состояний АЛ структуры "2 × 1" дискретного действия с производительностями участков $q_1 > q_2$ и учетом их совместных отказов и отказов бункера

ниях с отказом бункера после состояния запаса деталей в бункере через точку указывается номер отказавшего бункера: "1.1.1" и "2.1.1" (в конце обозначений стоит единица, так как исследуемая АЛ содержит один бункер). В обозначении состояния "0.1.1" ноль означает, что нет отказавших участков, отказал только бункер. Этот принцип положен и в основу указания индексов при вероятностях соответствующих состояний: P_0, $P_{1.0}$, P_1, $P_{1.1}$, $P_{2.1}$, P_2, $P_{2.2}$, $P_{1-2.1}$, $P_{0.1.1}$, $P_{1.1.1}$ и $P_{2.1.1}$.

Работа бункера определяется его характеристиками надежности: $\ddot{\lambda}$ и $\ddot{\mu}$, где $\ddot{\lambda}$ — интенсивность потока отказов бункера, $\ddot{\mu}$ — интенсивность потока восстановления бункера после отказа. Интенсивность потока отказов $\ddot{\lambda}$ бункера соответствует наибольшей производительности и в нашей задаче это q_1. Интенсивности для других значений производительностей q_2 и $q_1 - q_2$ определяются соотношениями:

$$\begin{cases} \ddot{\lambda} \leftrightarrow q_1; \\ \ddot{\lambda}_1 \leftrightarrow q_2; \\ \ddot{\lambda}_1 = \dfrac{q_2}{q_1}\ddot{\lambda} \end{cases} \quad \text{и} \quad \begin{cases} \ddot{\lambda} \leftrightarrow q_1; \\ \ddot{\lambda}_2 \to q_1 - q_2; \\ \ddot{\lambda}_2 = \dfrac{q_1 - q_2}{q_1}\ddot{\lambda}. \end{cases}$$

Именно эти значения $\ddot{\lambda}_1$ и $\ddot{\lambda}_2$ указаны на графе состояний у стрелок, определяющих переходы из состояния "1.1" в состояние "1.1.1" и из состояния "1" в состояние "0.1.1".

Учет совместных отказов участков и бункера влияет на значения вероятностей тех переходов, которые указывают на то, что система за время Δt никуда не переходит (иначе — продолжает оставаться в исходном состоянии или переходит "сама в себя"). На графе состояний они указаны полукруглыми стрелками. Такой переход для состояния "1.1" имеет вид:

$$\left[1 - \left(\mu_1 + \lambda_2 + \frac{q_2}{q_1}\ddot{\lambda}\right)\Delta t\right],$$

где параметры μ_1, λ_2 и $\ddot{\lambda}$ в круглых скобках указывают, что за время Δt не должны: восстановиться участок 1; отказать участок 2; отказать бункер, т. е. за время Δt ни одно устройство не должно изменить своего состояния.

Второй проблемой является дисциплина восстановления отказавших участков и бункера. Рассмотрим некоторые варианты восстановления на примере неисправных участка 1 и бункера состояния "1.1", когда восстанавливается участок 1, а участок 2 работает и запас деталей в бункере уменьшается. В какой-то момент времени происходит отказ самого бункера. АЛ переходит из состояния "1.1" в состояние "1.1.1". Один из вариантов восстановления системы может быть таким: наладчики продолжают восстанавливать участок 1, а для ремонта бункера вызывается новая бригада наладчиков. Это — организация ремонта без ожидания наладчиков, при котором возможно, что первым будет восстановлен участок 1, и тогда АЛ перейдет из состояния "1.1.1" в состояние "0.1.1", как показано стрелкой на графе состояний. Если первым будет восстановлен бункер, то АЛ перейдет в исходное состояние "1.1". Для восстановления двух участков в состоянии "1—2.1" вызываются также две бригады наладчиков. Такая схема ремонта уменьшает общие потери АЛ и позволяет полностью реализовать ее технические возможности. В целом учет совместных отказов участков и бункера и последовательность их восстановления влияют на математическую модель АЛ, дифференциальные уравнения которой будут включать параметры надежности $\ddot{\lambda}$ и $\ddot{\mu}$ бункера, и усложняют формулы для определения характеристик исследуемой системы.

Для исследования влияния совместных отказов участков и бункера при ремонте без ожидания наладчиков на надежность АЛ ставится задача: *найти аналитическое решение для АЛ структуры "2 × 1" дискретного действия с производительностями участков $q_1 > q_2$ и учетом их совместных отказов и отказов бункера.*

Решение задачи

Для решения поставленной задачи используется методология марковских процессов, согласно которой на первом этапе определяются все состояния для указанной АЛ. Итогом данного этапа является размеченный граф состояний (см. рисунок).

На втором этапе решения задачи строится математическая модель исследуемой АЛ с учетом следующих положений:

1) законы распределения времени между отказами и времени восстановления после отказов являются экспоненциальными;

2) запас деталей в бункере измеряется в единицах $z\tau$, т. е. длительностью его расходования и накопления; здесь z — уровень запаса в бункере, принимает любые целочисленные значения в интервале $[0 \leqslant z \leqslant z_{\max}]$, где $z_{\max}$ — максимальный бункерный запас, τ — время обработки одной детали на линии;

3) простаивающий участок или бункер отказать не может;

4) восстановление участка, бункера и другого оборудования начинается сразу после отказа (система обслуживания без ожидания наладчиков).

Тогда математическая модель АЛ структуры "2 × 1" дискретного действия с производительностями участков $q_1 > q_2$ и учетом их совместных отказов и отказов бункера и ремонте без ожидания наладчиков принимает вид, приведенный ниже.

Математическая модель центрального звена "1"

$$(q_1 - q_2)\frac{\partial p_1}{\partial z(\tau_2 - \tau_1)} = -\left(\lambda_1 + \lambda_2 + \frac{q_1 - q_2}{q_1}\ddot{\lambda}\right)p_1 + \\ + \mu_1 p_{1.1} + \mu_2 p_{2.1} + \ddot{\mu}\, p_{0.1.1}; \quad (1)$$

$$-q_2\frac{\partial p_{1.1}}{\partial z\tau_2} = -\left(\mu_1 + \lambda_2 + \frac{q_2}{q_1}\ddot{\lambda}\right)p_{1.1} + \\ + \lambda_1 p_1 + \mu_2 p_{1-2.1} + \ddot{\mu}\, p_{1.1.1}; \quad (2)$$

$$q_1\frac{\partial p_{2.1}}{\partial z\tau_1} = -(\mu_2 + \lambda_1 + \ddot{\lambda})p_{2.1} + \\ + \lambda_2 p_1 + \mu_1 p_{1-2.1} + \ddot{\mu}\, p_{2.1.1}; \quad (3)$$

$$p_{1-2.1} = \frac{\lambda_2 p_{1.1} + \lambda_1 p_{2.1}}{\mu_1 + \mu_2}; \quad (4)$$

$$\ddot{\mu}\, p_{0.1.1} = \frac{q_1 - q_2}{q_1}\ddot{\lambda}\, p_1 + \mu_1 p_{1.1.1} + \mu_2 p_{2.1.1}; \quad (5)$$

$$p_{1.1.1} = \frac{q_2}{q_1}\frac{\ddot{\lambda}}{\ddot{\mu} + \mu_1}p_{1.1}; \quad p_{2.1.1} = \frac{\ddot{\lambda}}{\ddot{\mu} + \mu_2}p_{2.1}, \quad (6)$$

Начальные условия центрального звена "1"

$$\frac{\lambda_d}{q_1 - q_2}P_0 = p_1(0); \quad (7)$$

$$\frac{\lambda_2\lambda_d}{q_2}P_0 = p_{1.1}(0); \quad \frac{\lambda_1}{q_1}P_2 = p_{1.1}(z_{\max}\tau_2); \quad (8)$$

$$\frac{\lambda_2}{q_1}P_0 = p_{2.1}(0); \quad (9)$$

Математическая модель звена "0"

$$0 = -(\lambda_1 + \lambda_2 + \lambda_d)P_0 + \mu_1 P_{1.0}; \quad (10)$$

$$0 = -\mu_1 P_{1.0} + \lambda_1 P_0 + q_2 p_{1.1}(0). \quad (11)$$

Математическая модель звена "2"

$$0 = -\left(\lambda_1\frac{q_2}{q_1} + \lambda_2\right)P_2 + \mu_2 P_{2.2} + \\ + (q_1 - q_2)p[z_{\max}(\tau_2 - \tau_1)]; \quad (12)$$

$$0 = -\mu_2 P_{2.2} + \lambda_2 P_2 + q_1 p_{2.1}(z_{\max}\tau_1). \quad (13)$$

Исходная система трех дифференциальных уравнений (1)÷(3) содержит семь неизвестных функций: p_1, $p_{1.1}$, $p_{2.1}$, $p_{1-2.1}$, $p_{0.1.1}$, $p_{1.1.1}$ и $p_{2.1.1}$. Используя формулы (4)÷(6), определяя функции $p_{1-2.1}$, $p_{0.1.1}$, $p_{1.1.1}$ и $p_{2.1.1}$ совместных отказов участков и бункера через функции p_1, $p_{1.1}$ и $p_{2.1}$, подставляя их значения в исходную систему уравнений (1)÷(3) и выполняя соответствующие преобразования, получим систему дифференциальных уравнений только с тремя неизвестными функциями p_1, $p_{1.1}$ и $p_{2.1}$:

$$(q_1 - q_2)\frac{\partial p_1}{\partial z(\tau_2 - \tau_1)} = -(\lambda_1 + \lambda_2)p_1 + \\ + \left(\mu_1 + \frac{q_2}{q_1}\frac{\ddot{\lambda}\mu_1}{\ddot{\mu} + \mu_1}\right)p_{1.1} + \left(\mu_2 + \frac{\ddot{\lambda}\mu_2}{\ddot{\mu} + \mu_2}\right)p_{2.1}; \quad (14)$$

$$-q_2\frac{\partial p_{1.1}}{\partial z\tau_2} = -\left(\mu_1 + \frac{\lambda_2\mu_1}{\mu_1 + \mu_2} + \frac{q_2}{q_1}\frac{\ddot{\lambda}\mu_1}{\ddot{\mu} + \mu_1}\right)p_{1.1} + \\ + \lambda_1 p_1 + \frac{\lambda_1\mu_2}{\mu_1 + \mu_2}p_{2.1}; \quad (15)$$

$$q_1\frac{\partial p_{2.1}}{\partial z\tau_1} = -\left(\mu_2 + \frac{\lambda_1\mu_2}{\mu_1 + \mu_2} + \frac{\ddot{\lambda}\mu_2}{\ddot{\mu} + \mu_2}\right)p_{2.1} + \\ + \lambda_2 p_1 + \frac{\lambda_2\mu_1}{\mu_1 + \mu_2}p_{1.1}. \quad (16)$$

Складывая дифференциальные уравнения (14) ÷ (16) и интегрируя, получим уравнение связи трех искомых функций p_1, $p_{1.1}$ и $p_{2.1}$:

$$(q_1 - q_2)p_1(z(\tau_2 - \tau_1)) - \\ - q_2 p_{1.1}(z\tau_2) + q_1 p_{2.1}(z\tau_1) = C.$$

Складывая уравнения (10) и (11) для определения постоянной интегрирования C и принимая во внимание начальные условия (7) и (9), получим уравнение

$$(q_1 - q_2)p_1(0) - q_2 p_{1.1}(0) + q_1 p_{2.1}(0) = 0,$$

из которого следует, что при бункерном запасе $z = 0$ постоянная интегрирования $C = 0$ и можно утверждать, что она равна нулю при любом значении бункерного запаса. Для большей убедительности составим данное уравнение для бункерного запаса, когда $z = \max$.

Складывая уравнения (12) и (13) для определения постоянной интегрирования C и принимая во внимание второе из начальных условий (8), получим уравнение

$$(q_1 - q_2)p_1[z_{\max}(\tau_2 - \tau_1)] - \\ - q_2 p_{1.1}(z_{\max}\tau_2) + q_1 p_{2.1}(z_{\max}\tau_1) = 0,$$

из которого также следует, что постоянная интегрирования $C = 0$, поэтому исходное уравнение, опуская значения текущего запаса в круглых скобках, можно записать в виде:

$$q_1 p_{2.1} = q_2 p_{1.1} - (q_1 - q_2)p_1. \qquad (17)$$

Повышенный интерес к данному уравнению объясняется тем, что оно позволяет, зная любые две функции, определить третью, а это указывает на то, что для определения других двух функций достаточно использовать только два дифференциальных уравнения.

Применяя методологию решения системы дифференциальных уравнений [1] к системе уравнений (14) ÷ (16), получим формулы для определения функций p_1, $p_{1.1}$ и $p_{2.1}$ распределения деталей в бункере по уровням:

$$p_1 = C_1\left(1 + \frac{\lambda_1}{q_2}\frac{\overleftrightarrow{T}_>}{\overleftrightarrow{\omega}_>}S\right)e^{-\overleftrightarrow{\psi}_> z(\tau_2 - \tau_1)} + C_2\overleftrightarrow{T}_> e^{\overleftrightarrow{\omega}_> z\tau_2}; \qquad (18)$$

$$p_{1.1} = C_1\frac{\lambda_1}{q_2}\frac{S}{\omega_>}e^{-\overleftrightarrow{\psi}_> z(\tau_2 - \tau_1)} + C_2 e^{\overleftrightarrow{\omega}_> z\tau_2}; \qquad (19)$$

$$p_{2.1} = C_1\left[\frac{\lambda_1}{q_1}\frac{S}{\overleftrightarrow{\omega}_>} - \frac{q_1 - q_2}{q_1}\left(1 + \frac{\lambda_1}{q_2}\frac{\overleftrightarrow{T}_>}{\overleftrightarrow{\omega}_>}S\right)\right]e^{-\overleftrightarrow{\psi}_> z(\tau_2 - \tau_1)} + \\ + C_2\left(\frac{q_2}{q_1} - \frac{q_1 - q_2}{q_1}\overleftrightarrow{T}_>\right)e^{\overleftrightarrow{\omega}_> z\tau_2}, \qquad (20)$$

в которых коэффициенты $\overleftrightarrow{T}_>$, $\overleftrightarrow{\psi}_>$, $\overleftrightarrow{\omega}_>$ и S определяются по формулам:

$$\overleftrightarrow{T}_> = \frac{\dfrac{q_1\mu_1 + q_2\mu_2}{q_1} + \overleftrightarrow{\lambda}\dfrac{q_2}{q_1}\left(\dfrac{\mu_1}{\overleftrightarrow{\mu} + \mu_1} + \dfrac{\mu_2}{\overleftrightarrow{\mu} + \mu_2}\right)}{(\lambda_1 + \lambda_2) + (q_1 - q_2)\dfrac{q_2}{q_1}\left(1 + \dfrac{\overleftrightarrow{\lambda}}{\overleftrightarrow{\mu} + \mu_2}\right)};$$

$$\overleftrightarrow{\psi}_> = \frac{\lambda_1 + \lambda_2}{q_1 - q_2} + \frac{\mu_2}{q_1}\left(1 + \frac{\overleftrightarrow{\lambda}}{\overleftrightarrow{\mu} + \mu_2}\right);$$

$$\overleftrightarrow{\omega}_> = \frac{q_1\lambda_2\mu_1 - q_2\lambda_1\mu_2}{q_1 q_2(\mu_1 + \mu_2)} + \\ + \frac{\mu_1}{q_2}\left(1 + \frac{q_2}{q_1}\frac{\overleftrightarrow{\lambda}}{\overleftrightarrow{\mu} + \mu_1}\right) - \frac{\lambda_1}{q_2}\overleftrightarrow{T}_> S;$$

$$S = \frac{q_1\mu_1 + q_2\mu_2}{q_1(\mu_1 + \mu_2)}.$$

Двунаправленные стрелки над коэффициентами $\overleftrightarrow{T}_>$, $\overleftrightarrow{\psi}_>$ и $\overleftrightarrow{\omega}_>$ указывают на то, что в данном решении учитываются совместные отказы участков и отказы бункера, а индекс ">" при коэффициентах — на то, что производительность участка 1 больше производительности участка 2. Если над этими коэффициентами будут указаны стрелки, направленные вправо, значит, в данном решении учитываются только совместные отказы участков.

Используя функции p_1 и $p_{1.1}$ и их начальные условия (7) и первое из уравнений (8), определим постоянные коэффициенты интегрирования C_1 и C_2:

$$C_1 = \frac{\lambda_d\left[1 - (q_1 - q_2)\dfrac{\overleftrightarrow{T}_>}{q_2}\right] - (q_1 - q_2)\dfrac{\lambda_2}{q_2}\overleftrightarrow{T}_>}{(q_1 - q_2)}P_0;$$

$$C_2 = \frac{\lambda_d\left[(q_1 - q_2)\dfrac{h_1}{q_2} - \dfrac{\lambda_1}{q_2}\dfrac{S}{\overleftrightarrow{\omega}_>}\right] - (q_1 - q_2)\dfrac{\lambda_2}{q_2}h_1}{(q_1 - q_2)}P_0,$$

где коэффициент $h_1 = 1 + \dfrac{\lambda_1}{q_2}\dfrac{\overleftrightarrow{T}_>}{\overleftrightarrow{\omega}_>}S$.

Коэффициенты C_1 и C_2 зависят от неизвестного параметра λ_d —интенсивности переходов АЛ из состояния "0" в состояние "1" при детерминированном процессе, когда АЛ переходит из одного состояния в другое каждый раз после изготовления определенного числа деталей. Анализ системы уравнений (18) ÷ (20), выполненный в соответствии с методологией определения постоянных интегрирования [2],

позволил определить второе значение коэффициента C_2, равное $\lambda_2 P_0/q_2$, и получить уравнение

$$\frac{\lambda_d\left[(q_1-q_2)\frac{h_1}{q_2}-\frac{\lambda_1}{q_2}\frac{S}{\ddot{\omega}_>}\right]-(q_1-q_2)\frac{\lambda_2}{q_2}h_1}{(q_1-q_2)}=\frac{\lambda_2}{q_2}$$

и формулы для определения параметра λ_d и коэффициента интегрирования C_1:

$$\lambda_d=\frac{(q_1-q_2)}{h_2}\frac{\lambda_2}{q_2}\frac{\lambda_1}{q_2}\frac{\ddot{T}_>}{\ddot{\omega}_>};$$

$$C_1=\frac{(q_1-q_2)}{h_2}\frac{\lambda_2}{q_2}\frac{\ddot{T}_>}{q_2}P_0=\lambda_d\frac{\ddot{\omega}_>}{\lambda_1}P_0,$$

где коэффициент $h_2=\frac{\lambda_2}{q_2}\frac{S}{\ddot{\omega}_>}-(q_1-q_2)\frac{h_1}{q_2}$.

Параметр λ_d равен нулю для случайных процессов, когда производительности участков равны ($q_1=q_2$), на что и указывает множитель (q_1-q_2) в числителе формулы.

Подставляя значения коэффициентов C_1 и C_2 в уравнения (18)÷(20) и выполняя соответствующие преобразования, получим формулы для определения:

1) функции p_1 распределения деталей по уровням в бункере, когда работают участки 1 и 2, а бункерный запас возрастает со скоростью (q_1-q_2):

$$p_1=P_0\left\{\lambda_d\frac{\ddot{\omega}_>}{\lambda_1}\left(1+\frac{\lambda_1}{q_2}\frac{\ddot{T}_>}{\ddot{\omega}_>}S\right)e^{-\ddot{\psi}_> z(\tau_2-\tau_1)}+\right.$$
$$\left.+\frac{\lambda_2}{q_2}\ddot{T}_> e^{\ddot{\omega}_> z\tau_2}\right\};$$

2) функции $p_{1.1}$ распределения деталей по уровням в бункере, когда отказал участок 1, работает участок 2, а бункерный запас убывает со скоростью q_2:

$$p_{1.1}=P_0\left\{\lambda_d\frac{S}{q_2}e^{-\ddot{\psi}_> z(\tau_2-\tau_1)}+\frac{\lambda_2}{q_2}e^{\ddot{\omega}_> z\tau_2}\right\};$$

3) функции $p_{2.1}$ распределения деталей по уровням в бункере, когда отказал участок 2, работает участок 1, а бункерный запас возрастает со скоростью q_1:

$$p_{2.1}=P_0\left\{\lambda_d\frac{\ddot{\omega}_>}{\lambda_1}\frac{q_2}{q_1}h_2 e^{-\ddot{\psi}_> z(\tau_2-\tau_1)}+\right.$$
$$\left.+\frac{\lambda_2}{q_2}\left(\frac{q_2}{q_1}-\frac{q_1-q_2}{q_1}\ddot{T}_>\right)e^{\ddot{\omega}_> z\tau_2}\right\}.$$

Интегрируя функции p_1, $p_{1.1}$ и $p_{2.1}$ распределения деталей по уровням в бункере, получим формулы для определения:

1) вероятности P_1 того, что АЛ будет находиться в состоянии "1", когда работают участки 1 и 2, а бункерный запас возрастает со скоростью (q_1-q_2):

$$P_1=P_0\left\{\lambda_d\frac{\ddot{\omega}_>}{\lambda_1}\left(1+\frac{\lambda_1}{q_2}\frac{\ddot{T}_>}{\ddot{\omega}_>}S\right)\times\right.$$
$$\left.\times\frac{1-e^{-\ddot{\psi}_> z_{\max}(\tau_2-\tau_1)}}{\ddot{\psi}_>}+\frac{\lambda_2}{q_2}\ddot{T}_>\frac{e^{\ddot{\omega}_> z_{\max}\tau_2}-1}{\ddot{\omega}_>}\right\};$$

2) вероятности $P_{1.1}$ того, что АЛ будет находиться в состоянии "1.1", когда отказал участок 1, участок 2 работает, а бункерный запас убывает со скоростью q_2:

$$P_{1.1}=$$
$$=P_0\left\{\lambda_d\frac{S}{q_2}\frac{1-e^{-\ddot{\psi}_> z_{\max}(\tau_2-\tau_1)}}{\ddot{\psi}_>}+\frac{\lambda_2}{q_2}\frac{e^{\ddot{\omega}_> z_{\max}\tau_2}-1}{\ddot{\omega}_>}\right\};$$

3) вероятности $P_{2.1}$ того, что АЛ будет находиться в состоянии "2.1", когда отказал участок 2, участок 1 работает, а бункерный запас возрастает со скоростью q_1:

$$P_{2.1}=P_0\left\{\lambda_d\frac{\ddot{\omega}_>}{\lambda_1}\frac{q_2}{q_1}h_2\frac{1-e^{-\ddot{\psi}_> z_{\max}(\tau_2-\tau_1)}}{\ddot{\psi}_>}+\right.$$
$$\left.+\frac{\lambda_2}{q_2}\left(\frac{q_2}{q_1}-\frac{q_1-q_2}{q_1}\ddot{T}_>\right)\frac{e^{\ddot{\omega}_> z_{\max}\tau_2}-1}{\ddot{\omega}_>}\right\}.$$

Используя соотношение $\lambda_1 P_2/q_1=p_{1.1}(z_{\max}\tau_2)$, определим вероятность P_2 того, что АЛ будет находиться в состоянии "2", когда участок 1 работает не со своей номинальной производительностью, а с производительностью участка 2, и бункерный запас остается на максимальном уровне:

$$P_2=P_0\frac{q_1}{\lambda_1}\left\{\lambda_d\frac{S}{q_2}e^{-\ddot{\psi}_> z_{\max}(\tau_2-\tau_1)}+\frac{\lambda_2}{q_2}e^{\ddot{\omega}_> z_{\max}\tau_2}\right\}.$$

Переписав уравнение (13) в виде $P_{2.2}=\frac{\lambda_2}{\mu_2}P_2+$ $+\frac{q_1}{\mu_2}p_{2.1}(z_{\max}\tau_2)$ и подставляя значение $p_{2.1}(z_{\max}\tau_1)$, получим формулу для определения вероятности $P_{2.2}$ того, что АЛ будет находиться в состоянии отказа "2.2", когда отказал участок 2, а участок 1 про-

стаивает, так как бункер полон и не принимает детали, обработанные на участке 1:

$$P_{2.2} = \frac{q_1}{\mu_2} P_2 + P_0 \frac{\lambda_2}{\mu_2} \left\{ \frac{q_1 - q_2}{q_1} \frac{\lambda_2}{q_2} \ddot{T}_> e^{-\ddot{\psi}_> z_{\max}(\tau_2 - \tau_1)} + \right.$$

$$\left. + \frac{\lambda_2}{q_2} \left(\frac{q_2}{q_1} - \frac{q_1 - q_2}{q_1} \ddot{T}_> \right) e^{\ddot{\omega}_> z_{\max} \tau_2} \right\}.$$

Переписав уравнение (10) в виде $P_{1.0} = \frac{\lambda_1 + \lambda_2 + \lambda_3}{\mu_1} P_0$ и подставляя значение λ_d, получим формулу для определения вероятности $P_{1.0}$ того, что АЛ будет находиться в состоянии отказа "1.0", когда отказал участок 1, а участок 2 простаивает, так как в бункере нет деталей:

$$P_{1.0} = P_0 \left\{ \frac{\lambda_1 + \lambda_2}{\mu_1} + \frac{(q_1 - q_2)}{\mu_1 h_2} \frac{\lambda_2}{q_2} \frac{\lambda_1}{q_2} \frac{\ddot{T}_>}{\ddot{\omega}_>} \right\}.$$

Используя уравнения (4) ÷ (6) и интегрируя входящие в них функции p_1, $p_{1.1}$ и $p_{2.1}$, получим формулы для определения:

1) вероятности $P_{1-2.1}$ того, что АЛ будет находиться в состоянии отказа "1—2.1", когда восстанавливаются участки 1 и 2, а бункер простаивает:

$$P_{1-2.1} = \frac{\lambda_2}{\mu_1 + \mu_2} P_{1.1} + \frac{\lambda_1}{\mu_1 + \mu_2} P_{2.1};$$

2) вероятности $P_{0.1.1}$ того, что АЛ будет находиться в состоянии отказа "0.1.1", когда отказал бункер, а участки 1 и 2 простаивают:

$$P_{0.1.1} = \frac{\ddot{\lambda}}{\ddot{\mu}} \frac{q_1 - q_2}{q_1} P_1 + \frac{\ddot{\lambda}\mu_1}{\ddot{\mu}(\ddot{\mu} + \mu_1)} P_{1.1} + \frac{\ddot{\lambda}\mu_2}{\ddot{\mu}(\ddot{\mu} + \mu_2)} P_{2.1};$$

3) вероятности $P_{1.1.1}$ того, что АЛ будет находиться в состоянии отказа "1.1.1", когда отказал сначала участок 1, а затем бункер:

$$P_{1.1.1} = P_0 \frac{q_2}{q_1} \frac{\ddot{\lambda}}{\ddot{\mu} + \mu_1} \left\{ \lambda_d \frac{S}{q_2} \frac{1 - e^{-\ddot{\psi}_> z_{\max}(\tau_2 - \tau_1)}}{\ddot{\psi}_>} + \right.$$

$$\left. + \frac{\lambda_2}{q_2} \frac{e^{\ddot{\omega}_> z_{\max} \tau_2} - 1}{\ddot{\omega}_>} \right\};$$

4) вероятности $P_{2.1.1}$ того, что АЛ будет находиться в состоянии отказа "2.1.1", когда отказал сначала участок 2, а затем бункер:

$$P_{2.1.1} = P_0 \frac{\ddot{\lambda}}{\ddot{\mu} + \mu_1} \left\{ \lambda_d \frac{\ddot{\omega}_>}{\lambda_1} \frac{q_2}{q_1} h_2 \frac{1 - e^{-\ddot{\psi}_> z_{\max}(\tau_2 - \tau_1)}}{\ddot{\psi}_>} + \right.$$

$$\left. + \frac{\lambda_2}{q_2} \left(\frac{q_2}{q_1} - \frac{q_1 - q_2}{q_1} \ddot{T}_> \right) \frac{e^{\ddot{\omega}_> z_{\max} \tau_2} - 1}{\ddot{\omega}_>} \right\}.$$

Используя условие полноты системы

$$P_0 + P_{1.0} + P_1 + P_{1.1} + P_{2.1} + P_2 + P_{2.2} + \\ + P_{1-2.1} + P_{0.1.1} + P_{1.1.1} + P_{2.1.1} = 1,$$

определим вероятность

$$P_0 = \frac{1}{1 + P^*_{1.0} + P^*_1 + P^*_{1.1} + P^*_{2.1} + P^*_2 + P^*_{2.2} + P^*_{1-2.1}} \rightarrow$$

$$\rightarrow \frac{}{+ P^*_{0.1.1} + P^*_{1.1.1} + P^*_{2.1.1}},$$

где $P^*_{1.0}$, P^*_1, ..., $P^*_{2.2}$ — значения соответствующих вероятностей без сомножителя P_0.

Таким образом, поставленная выше задача решена. Аналитическое решение содержит формулы для определения вероятностей P_0, $P_{1.0}$, P_1, $P_{1.1}$, $P_{2.1}$, P_2, $P_{2.2}$, $P_{1-2.1}$, $P_{0.1.1}$, $P_{1.1.1}$ и $P_{2.1.1}$ всех состояний системы и функций p_1, $p_{1.1}$ и $p_{2.1}$ распределения деталей по уровням при наполнении и опорожнении бункера.

Практическое приложение полученных результатов

Полученные значения вероятностей состояний АЛ позволяют определить:

1) коэффициент технического использования АЛ

$$\eta_{\text{т.и}} = P_0 + P_1 + P_{1.1} + P_2$$

или $\eta_{\text{т.и}} = 1/\Big(1 +$

$$+ \frac{P_{1.0} + P_{2.1} + P_{2.2} + P_{1-2.1} + P_{0.1.1} + P_{1.1.1} + P_{2.1.1}}{P_0 + P_1 + P_{1.1} + P_2}\Big);$$

2) коэффициент наложенных потерь участка 1 на участок 2

$$\delta_{1 \to 2} = P_{1.0}/(P_{1.0} + P_{1.1} + P_{1.1.1})$$
$$\text{или } \delta_{1 \to 2} = 1/(1 + P_{1.1}/P_{1.0});$$

3) коэффициент наложенных потерь участка 2 на участок 1

$$\delta_{2 \to 1} = P_{2.2}/(P_{2.2} + P_{2.1} + P_{2.1.1})$$
$$\text{или } \delta_{2 \to 1} = 1/(1 + P_{2.1}/P_{2.2});$$

4) граничную функцию для исследования АЛ структуры "3 × 2", используя правило [1, с. 40]: *в качестве граничной функции всегда следует выбирать функцию распределения деталей по уровням главного состояния центрального звена, которая сохраняет свою форму при любых условиях.*

Это будет функция p_1, в которой опущены постоянные общие множители:

$$p_1 = C \left\{ \frac{(q_1 - q_2)}{h_2} \frac{h_1}{q_2} e^{-\ddot{\psi}_> z(\tau_2 - \tau_1)} + e^{\ddot{\omega}_> z_1 \tau_2} \right\} \quad (21)$$

и для преобразования ее в граничную функцию используются граничные условия АЛ структуры "3 × 2" вида: $\lambda_3 P_{10}/q_2$, $\lambda_1 P_{21}/q_2$, $\lambda_2 P_{01}/q_1$, $\lambda_2 P_{12}/q_3$.

Каждое граничное условие представляет собой интеграл функции $\bar{p}_1$, и для первого граничного условия $\lambda_3 P_{10}/q_2$ имеет вид:

$$\frac{\lambda_3}{q_2} P_{10} = C\left\{\frac{(q_1 - q_2)}{h_2}\frac{h_1}{q_2}\frac{1 - e^{-\ddot{\psi}_> z_{1-\max}(\tau_2 - \tau_1)}}{\ddot{\psi}_>} + \right.$$

$$\left. + \frac{e^{\ddot{\omega}_> z_{1-\max}\tau_2} - 1}{\ddot{\omega}_>}\right\}.$$

Коэффициент C в полученной формуле определяет точку начала граничной функции таким образом, чтобы граничная функция отвечала параметрам АЛ структуры "3 × 2" а индекс "1 − max" при z указывает на максимальный уровень деталей в бункере 1.

Первое граничное условие $\lambda_3 P_{10}/q_2$ указывает на плотность вероятности появления первой детали в бункере 2 при отказе участка 3, когда АЛ переходит из главного состояния "10" в состояние отказа "3.11", в котором работают участки 1 и 2, и поэтому в самой формуле и ее коэффициентах $\ddot{\psi}_>$, $\ddot{\omega}_>$, h_1 и h_2 значения индексов сохраняются.

Второе граничное условие $\lambda_1 P_{21}/q_2$ указывает на то, что отказал участок 1 и максимальный запас деталей в бункере начинает уменьшаться, а это соответствует плотности вероятности того, что деталь покинет максимальный уровень в бункере и АЛ перейдет из главного состояния "21" в состояние отказа "1.11", в котором работают участки 2 и 3, поэтому индексы согласно работе [3, с. 51] следует заменить: 1 на 2; 2 на 3, тогда получим:

$$\frac{\lambda_1}{q_2} P_{21} = C\left\{\frac{(q_2 - q_3)}{h_2}\frac{h_1}{q_3}\frac{1 - e^{-\ddot{\psi}_> z_{2-\max}(\tau_3 - \tau_2)}}{\ddot{\psi}_>} + \right.$$

$$\left. + \frac{e^{\ddot{\omega}_> z_{2-\max}\tau_3} - 1}{\ddot{\omega}_>}\right\}.$$

Определяя из последнего уравнения С и подставляя его в уравнение (21), получим искомую граничную функцию:

$$p_1 = \frac{\lambda_3}{q_2} P_{10} \times$$

$$\times \frac{\frac{(q_1 - q_2)}{h_2}\frac{h_1}{q_2} e^{-\ddot{\psi}_> z_1(\tau_2 - \tau_1)} + e^{\ddot{\omega}_> z_1 \tau_2}}{\frac{(q_1 - q_2)}{h_2}\frac{h_1}{q_2}\frac{1 - e^{-\ddot{\psi}_> z_{1-\max}(\tau_2 - \tau_1)}}{\ddot{\psi}_>} + \frac{e^{\ddot{\omega}_> z_{1-\max}\tau_2} - 1}{\ddot{\omega}_>}}.$$

Аналогично определяются граничные функции и для остальных граничных условий. Таким образом, создаются теоретическая и практическая базы для исследования АЛ структуры "3 × 2" с участками разной производительности ($q_1 \neq q_2 \neq q_3$) и учетом совместных отказов участков и отказов бункеров и ремонта без ожидания наладчиков.

Выводы

1. Получено аналитическое решение для АЛ структуры "2 × 1" дискретного действия с производительностями участков $q_1 > q_2$ и учетом их совместных отказов и отказов бункера и ремонта без ожидания наладчиков.

2. В прикладном аспекте формулы аналитического решения позволяют исследовать, как совместные отказы и надежность участков и бункера влияют на производительность АЛ, и проектировать более совершенные АЛ.

3. Аналитическое решение наиболее точно отражает работу реальных АЛ и степень влияния параметров надежности $\ddot{\lambda}$ и $\ddot{\mu}$ бункера на формулы в зависимости от одновременности восстановления неисправных участков и бункера. Так, например, в случае ремонта без ожидания наладчиков параметры надежности бункера вошли во все формулы решения и в показатели степеней при экспоненте, т. е. оказывают значительное влияние на решение, а при обслуживании с ожиданием наладчиков возникает проблема, вопрос учета этого ожидания остается открытым.

4. Аналитическое решение свидетельствует, что созданы математические основы, которые позволяют решить любую задачу для АЛ структуры "2 × 1".

Полученные результаты и формулы будут полезны фирмам, научно-исследовательским институтам и проектным организациям, связанным с разработкой, исследованием и эксплуатацией автоматических линий.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Горчев В. С.** Математические основы исследования автоматических линий с накопителями деталей // Вестник машиностроения. 2008. № 2. С. 32—41.

2. **Горчев В. С.** Метод определения постоянных интегрирования при исследовании автоматических линий с учетом детерминированных процессов // Вестник машиностроения. 2009. № 12. С. 50—57.

3. **Горчев В. С.** Метод преобразования числовых значений в аналитические функции для исследования автоматических линий с накопителями деталей // Вестник машиностроения. 2003. № 2. С. 48—54.

УДК [621.9.02.01:539.538]:539.18

Ю. Г. КАБАЛДИН, д-р техн. наук, академик РИА, С. В. СЕРЫЙ, С. Н. МУРАВЬЕВ,
А. А. ПРОСОЛОВИЧ, кандидаты технических наук (Комсомольский-на-Амуре ГТУ),
Е. В. СИМАГИНА (Нижегородский ГТУ), e-mail: uru.40@mail.ru

Повышение работоспособности режущего инструмента осаждением наноструктурных покрытий

Рассмотрены технология и результаты исследований режущего инструмента с наноструктурными покрытиями в производственных условиях.

Ключевые слова: нанотехнология, режущий инструмент, работоспособность.

The technology and investigation results of the cutting tool with nanostructural coatings in the working conditions are considered.

Keywords: nanotechnology, cutting tool (cutter), working capacity.

Более сорока лет назад Р. Фейнман сформулировал новую парадигму получения материалов, основанную на "атомной сборке". Создание совершенно нового класса рабочей и измерительной аппаратуры (атомный силовой и туннельный микроскопы) резко стимулировали разработку таких материалов и технологий их получения.

Понятие "нанотехнология" пока не имеет исчерпывающего определения [1], но по аналогии с существующими ныне определениями нанотехнологии — это технологии, оперирующие величинами порядка нескольких нанометров, т. е. ничтожно малыми величинами, в сотни раз меньшими длины волны видимого света и сопоставимыми с размерами атомов. Поэтому переход от "макро" к "нано" это уже не количественный, а качественный переход — от варьирования процентным содержанием химических элементов в материале к манипуляции отдельными атомами.

По оценкам специалистов, использование возможностей нанотехнологий уже в недалекой перспективе может привести к резкому увеличению валового внутреннего продукта и значительному экономическому эффекту в базовых отраслях. В области материаловедения [1] будут разработаны квазикристаллические наноматериалы с уникальным сочетанием повышенной прочности, низкого коэффициента трения и термостабильности, что сделает их перспективными для использования в машиностроении, а также наноструктурированные твердые сплавы для режущих инструментов с повышенной прочностью и защитные термо- и износостойкие покрытия.

Нет сомнений в том, что поставленные задачи могут быть решены только при широком проведении научных исследований, использовании современного оборудования и разработке новых технологий синтеза наноматериалов.

Открытие фуллеренов в 1985 г., удостоенное Нобелевской премии за 1996 г. (Г. Крото, Р. Смолли и Р. Керл), — одно из наиболее значительных достижений науки в области нанотехнологий.

Разработка уникальных углеродных структур и их свойств продолжается, так же как и поиск их применения в других прикладных областях деятельности. При этом считается очевидным, что фуллерен является мостиком между неорганическим и органическим веществами между неживой и живой материей. Поэтому в настоящее время в лабораториях всего мира проводятся широкомасштабные исследования фуллеренов и их производных (на основе фуллеренов синтезировано уже более 3 тыс. новых соединений). Такие соединения используются в качестве наноструктурных покрытий режущего инструмента.

Атомы или молекулы в макроскопических количествах создают конденсированное состояние вещества, которое бывает жидким или твердым. Значения параметров, характеризующих свойства вещества в этих состояниях, не зависят от его количества. К таким параметрам относятся, в частности, температуры плавления и кипения, удельная электропроводность и т. д. Исследования, проводимые в связи с необходимостью получения различного рода материалов с наперед заданными свойствами, привели к постановке имеющего фундаментальное значение вопроса о том, как много атомов необходимо собрать вместе, чтобы полученное образование обладало свойствами конденсированного материала.

Поиски ответа на данный вопрос привели к изучению объектов, составленных из определенного числа атомов или молекул. Такие ассоциаты, являющиеся промежуточным звеном между молекулярным и конденсированным состоянием материи, называют кластерами. Исследование кластеров — одно из наиболее перспективных направлений в науке, поэтому часто говорят о кластерах, как о пятом состоянии материи (твердое тело, жидкость, газ, плазма и кластеры). Таким образом, можно считать, что в основу создания наноструктур положены межкластерные взаимодействия.

В связи с изложенным особый интерес представляют исследования новых наноматериалов, обладающих рядом специфических и функциональных свойств. В частности, особое значение приобретает получение устойчивых металлических

наноструктур при атомной сборке. В литературе этому вопросу посвящен ряд работ, например работа [2], в которых приводятся сложные квантово-механические расчеты, в частности методом функционала электронной плотности, разработанным П. Хоэнбергом, В. Коном и Л. Д. Шемом.

По нашему мнению, основой для разработки принципов атомной сборки должен являться периодический закон (ПЗ) Д. И. Менделеева [3]. В последнее время интерес к электронному строению атомов резко возрос. В ряде работ на этой основе предложены подходы к созданию теории нанасборки [4—6]. Важным моментом при этом является исследование механизма периодичности свойств элементов в периодической системе химических элементов (ПС) Д. И. Менделеева и межэлектронного взаимодействия при создании наносистем, устойчивость которых ограничена размером 100 нм.

Согласно работе [5], перестройка структуры атома в ПС при росте массы атома до критического значения связана с сохранением при самовыборе будущей устойчивой симметрии структуры и отвечает сохранению линейной или нелинейной связи между мерой устойчивости Δ_p и массой атома. Эта связь характеризуется кусочно-линейной зависимостью. Таким образом, на основе ПС устойчивость структуры атома при переходах "устойчивость — неустойчивость — устойчивость" и достижение критической массы атома контролируются мерой устойчивости Δ_p, отвечающей одному из чисел обобщенной золотой пропорции: 0,618; 0,465; 0,380; 0,324; 0,285; 0,232; 0,213.

В работе [6] предложена диполь-оболочечная модель атома и установлена связь между межоболочечным расстоянием и энергией связи внешних электронов с ядром — остовом атома. Показано, что энергия связи линейно зависит от порядкового номера атома в соответствующем периоде ПС; при этом крутизна зависимости уменьшается при переходе к следующему периоду. Это объясняется совместным действием сил кулоновского притяжения электронов к остову и сил взаимного отталкивания электронов, принадлежащих одной оболочке. Полученные в работе данные по радиусам, межоболочечным расстояниям и энергиям связи легли в основу построения диполь-оболочечной модели атома. Они позволили выявить механизм образования оболочек и объяснить ряд закономерностей в построении ПС. Рассмотренный подход к электронному строению вещества послужил основой для разработки механосинтеза нанотехнологий.

В работе [7] указано, что электронная структура оболочек атома зависит также и от формы его ядра. Если изменяется форма ядра с ростом его массы, то изменяется (деформируется) и потенциальная яма, что изменяет граничные условия для стоячих волн. Существующая концепция [8] "островов стабильности" ядер связана с набором так называемых магических чисел для числа протонов и отдельно для числа нейтронов в атомном ядре: 2, 8, 20, 28, 50, 82, 114, 126, ... При этих значениях протонная и нейтронная оболочки ядра заполнены, а ядра с такими оболочками более устойчивы. С повышением заряда ядра число нейтронов по сравнению с протонами увеличивается, и оно становится неустойчивым.

Приведенные выше данные подтверждают идею, что форма и масса ядра атома, его электронная структура определены эволюцией строения атома и квантовым развитием микромира. Как электрон, так и ядро содержат информацию об их эволюции, т. е. обладают памятью.

Началом современного этапа физики металлических кластеров явилось открытие у кластеров оболочечной электронной структуры [9]. На основании экспериментальных исследований зависимости их электронной структуры от числа N атомов был сделан вывод о сходстве внутренней структуры кластеров, атомов и атомных ядер, обнаруживших периодический характер изменения их свойств с ростом числа частиц.

Известно, что химические элементы — продукт звездного нуклеосинтеза термоядерных реакций, происходящих в звездах [10]. Согласно этой концепции, в процессе первичного нуклеосинтеза образовались элементы вплоть до лития. Звездный нуклеосинтез легких ядер (до углерода ^{16}C) происходил в недрах немассивных звезд путем тройной гелиевой реакции. Ядра до железа ^{56}Fe синтезировались в результате слияния более легких ядер в недрах уже массивных звезд, а синтез тяжелых и сверхтяжелых ядер шел путем нейтронного захвата в предсверхновых и при взрывах сверхновых звезд.

Известно, что зависимость атомного объема от атомного номера химического элемента имеет периодический характер, т. е. у элементов Li, Na, K и т. д. наблюдается резкий рост атомного объема. Эти атомы являются первыми элементами во втором и последующих периодах ПС. Каждый период заканчивается нейтральным атомом: Ne, Ar и т. д. Кроме того, известно, что размеры атомов (атомные радиусы) в зависимости от атомного номера элемента изменяются аналогично атомному объему.

Нами выдвинута гипотеза, что за период эволюции звезд в процессе усложнения термоядерных реакций (нуклеосинтеза) ядра приобрели определенную информацию. С ростом порядкового номера она возрастала, что, на наш взгляд, является усложнением структуры атома при нуклеосинтезе. Расчет информационной энтропии Шеннона (H) электронных оболочек показал [3], что зависимость H от порядкового номера элемента имеет периодический характер (рис. 1).

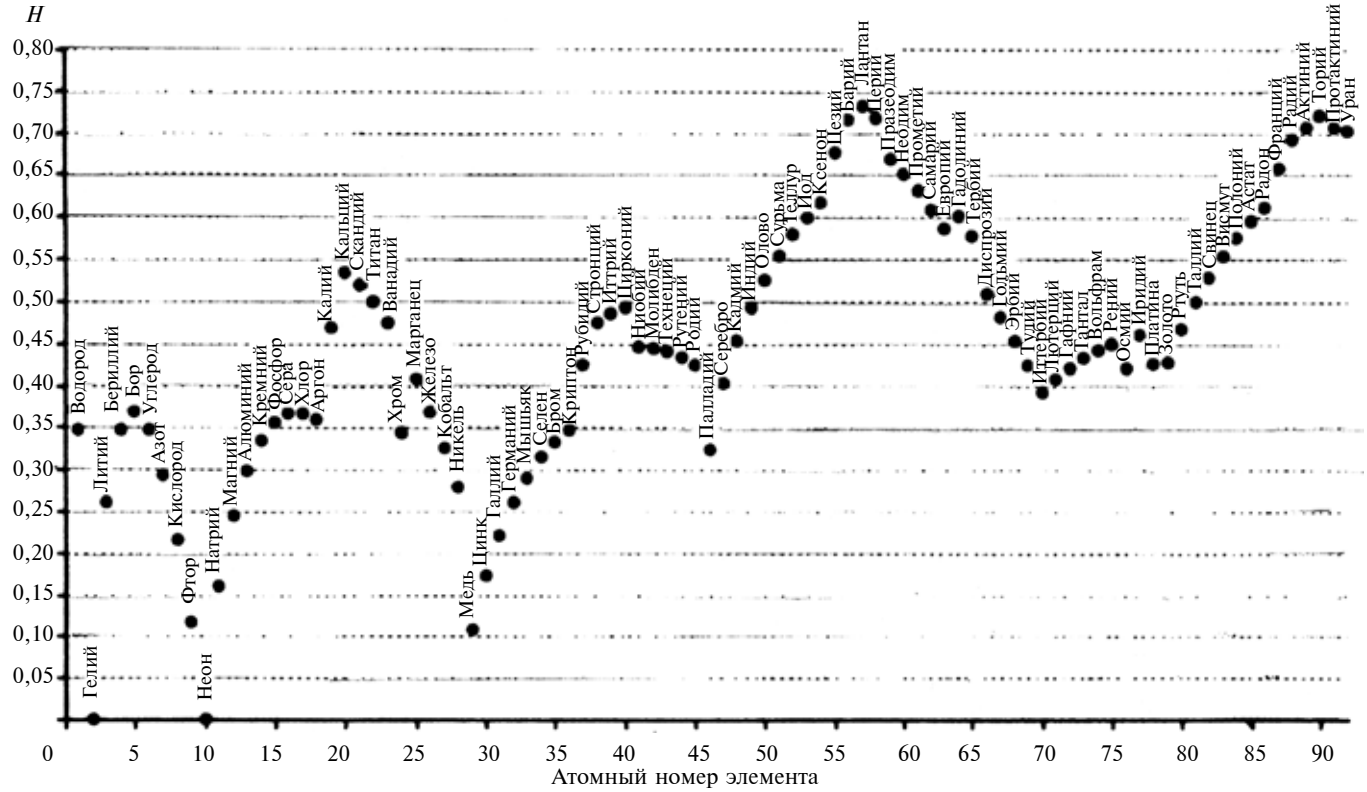


Рис. 1. Зависимость информационной энтропии электронных оболочек от атомного номера химического элемента

На рис. 1 видно, что с увеличением порядкового номера, а следовательно, атомной массы m элемента и заряда Z ядра происходит периодическое изменение как информации, так и энтропии, которые в конце периода снижаются. Начальный рост информации в периодах (рост H в зависимости от атомного номера элемента) связан с ростом числа электронов на соответствующих орбиталях (оболочках), т. е. с увеличением энергии E в атоме, прочности связи внешних электронов с ядром и увеличением самосжатия. Однако затем энергия в соответствии с уравнением Эйнштейна $E = mc^2$ способствует росту массы атомов последующих элементов периода. Сжатие атома, в свою очередь, вызывает рост энергии гравитации и редукцию его квантового состояния (волновой функции атома). В результате информационная энтропия H снижается. Рост энергии гравитации при сжатии атома, например неона (Ne) в конце второго периода, вызывает также рост информационной энтропии, поэтому первый элемент (Na) в третьем периоде наследует как увеличенную массу, так и более высокую информационную энтропию (см. рис. 1). В результате его атомный радиус и атомный объем увеличиваются. Описанный процесс детерминированно повторяется в следующих периодах. Следовательно, зависимость атомного объема от атомного номера химического элемента подобно дискретным процессам термоядерного синтеза, происходящим в звездах, можно рассматривать как периодическое чередование фаз "расширение — сжатие'' Увеличение числа электронных орбиталей в атомах в пределах периодов сопровождается увеличением энергии E электронов до критического значения и "переходом ее" в массу с последующим коллапсом волновой функции нейтрального атома и преобразованием симметрии. В ряде работ показана связь между энергией атома и электронной плотностью, вследствие чего энергию атома можно рассчитать методом функционала электронной плотности. Поэтому скорость коллапса и потеря информации будут определяться электронной плотностью, а следовательно, энергией гравитации.

Таким образом, при наличии гравитации сжатию вещества должна соответствовать большая энтропия. Поэтому гравитационный коллапс как редукция квантового состояния атома в ПЗ связан с ростом энтропии. Иначе говоря, вызывая рост энтропии, энергия гравитации реализует коллапс волновой функции атома.

Приведенные результаты исследований подтверждают теорию Р. Пенроуза [11]: коллапс суперпозиций квантовых состояний частиц и переход их в одно из состояний — это всегда гравитационное явление. Наличие суперпозиции квантового состояния делает его сложным и неопределенным. Потеря неопределенности обусловлена редукцией квантового состояния. Согласно Р. Пенроузу, рассматривая уравнение Шрёдингера, следует учитывать гравитационное поле частицы и не требуется,

чтобы оно было квантованным. Его действие описывается Ньютоновским гравитационным полем. Чем больше эта энергия, тем быстрее происходит коллапс суперпозиции квантового состояния системы. Согласно нашим исследованиям, как указывалось ранее, коллапс волновой функции атома сопровождается и потерей информации (см. рис. 1). Это подтверждает гравитационную модель Р. Пенроуза коллапса суперпозиции квантового состояния атомов.

Расчет зависимости числа атомов в кластере размером 10 нм от атомного номера элемента (рис. 2) показал, что эта зависимость также является периодической и подобна зависимости потенциала ионизации от атомного номера элемента [6]. Наименьшее число атомов в периодах имеют кластеры Li, Na, K и т. д., причем зависимость числа атомов с ростом атомного номера элемента в кластере имеет тенденцию к снижению. Уменьшается и потенциал ионизации, а следовательно, и прочность связи внешних электронов с ядром. По-видимому, это связано как с тенденцией увеличения энтропии с ростом атомного номера элемента, так и с ростом межэлектронного взаимодействия из-за увеличения числа электронов. Все это вызывает неустойчивость атомов и сокращает время их "жизни".

Анализ зависимости числа атомов в кластере от атомного номера (см. рис. 2) позволяет также утверждать, что образование водорода как первого химического элемента во Вселенной при отделении света от вещества при Большом Взрыве (БВ), из которого конденсировались впоследствии звезды, было неслучайным [12]. Большое число атомов в кластере обеспечивало более быстрое формирование протозвезд из конденсированного вещества. Неслучайным было и то, что углерод оказался элементом, явившимся основой живой материи. Можно полагать, что формированию (наноструктурированию) цепных молекул (ДНК, белки и т. д.) способствовало не только свойство углерода образовывать большое число связей, но и повышенное число атомов в кластере.

Теоретические исследования дают возможность полагать, что время "жизни" (устойчивость) наноструктуры определяется ее массой, а, следовательно, количеством в ней атомов, энергией гравитации и энтропии. В работе [11] предложен критерий времени "жизни" квантовых систем, в частности наноструктурного состояния фуллерена.

Время t "жизни" определяется как соотношение $T = \hbar/E_г$, где $\hbar$ — постоянная Планка; $E_г$ — энергия гравитации.

В соответствии с предложенной зависимостью, время "жизни" фуллерена, например, составляет несколько сотен лет. Можно полагать, что в связи со сложностью расчета энергии гравитации в эту

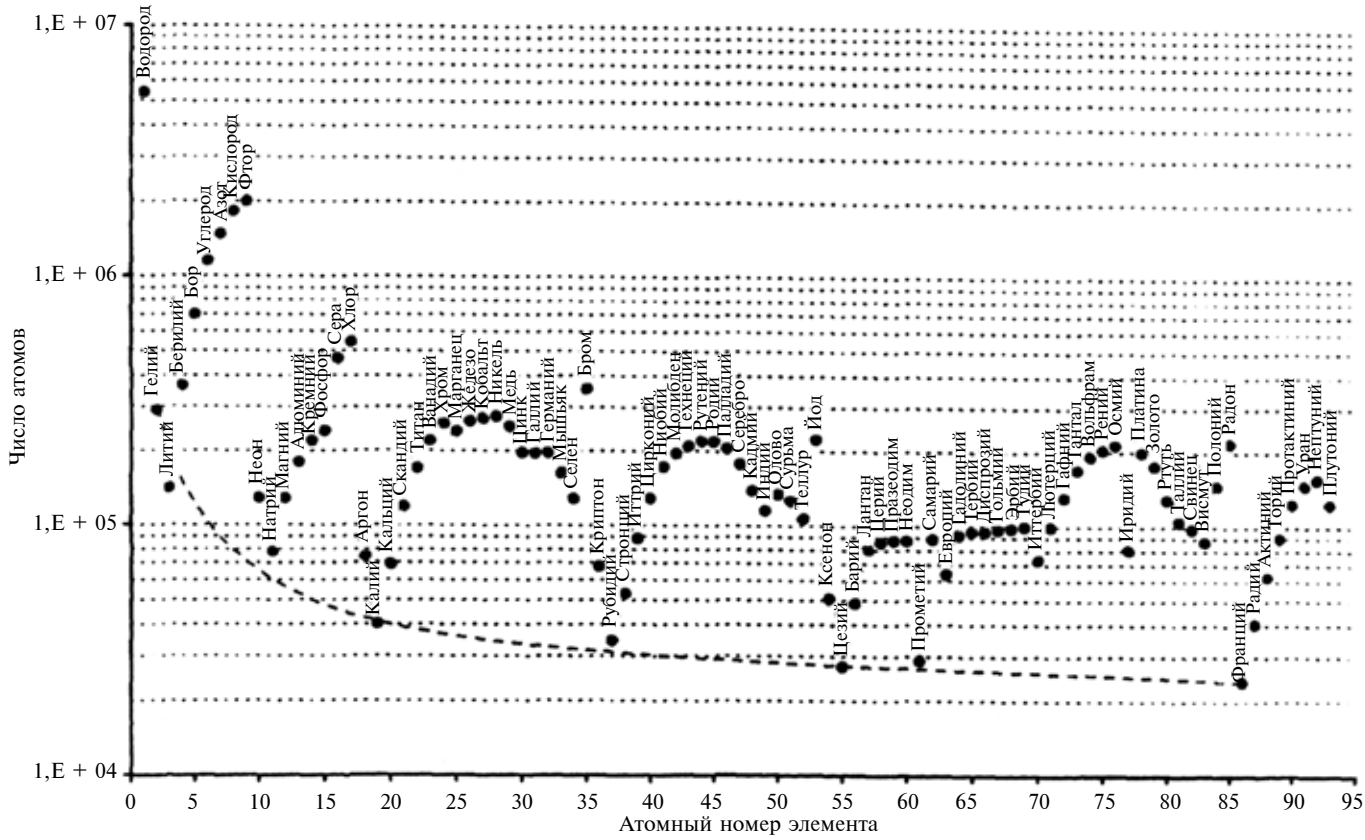


Рис. 2. Зависимость числа атомов в кластере размером 10 нм от атомного номера химического элемента

Таблица 1

Атомная масса, температура плавления и потенциал ионизации элементов

Элемент	Атомная масса, а.е.м.	Температура плавления, К	Потенциал ионизации
Литий (Li)	6,9	452	5,39
Натрий (Na)	23,0	371	5,14
Калий (K)	39,1	337	4,34
Рубидий (Rb)	85,5	312	4,18
Цезий (Cs)	132,9	301	3,89

формулу следует вместо $E_г$ ввести энтропию наноструктуры.

Рассмотрим семейство "раздутых'' (с увеличенным атомным объемом) элементов, обладающих большей массой, в частности связь их атомной массы с температурами плавления и потенциалом ионизации (табл. 1).

Температура плавления цезия составляет 301 К или 28,5 °С, т. е. он расплавится в жаркий летний день. Существует и шестой щелочной металл — франций. Он радиоактивен, и период полураспада его самого долгоживущего изотопа (с атомной массой 223) всего 21 мин. Его температура плавления пока не определена, но она может составлять около 290 К. Из табл. 1 видно, что с ростом атомной массы элемента температура плавления снижается.

Таким образом, начиная со второго периода первые элементы в периодах ПС, являясь "раздутыми", неустойчивы, что обусловливает низкий потенциал ионизации и низкую температуру плавления. Следовательно, как коллапс волновой функции атома, так и его устойчивость обусловлены энергией гравитации. Этим объясняется как различие, так и подобие свойств элементов в ПСЭ Менделеева.

Описанная выше концепция периодичности изменения атомного объема, потенциала ионизации и устойчивости атома позволила предложить информационную модель сборки наносистем, которая была реализована при разработке методологии осаждения наноструктурных покрытий, при которой принципы атомной сборки реализуются в полной мере (в частности, предоставляется возможность манипулирования атомными слоями). В результате подбор последовательности осаждения атомных слоев можно осуществлять с использованием квантово-механических расчетов, оценивая прочность связи межатомного (межкластерного) взаимодействия между ними. Однако они достаточно сложны [2]. Поэтому необходимо иметь другой подход к решению этой проблемы. Последовательность осаждения атомных слоев ($10 \div 50$ нм) следует назначать, исходя из принципов передачи информации в живой клетке [3] и синтеза белков. В частности, известно, что при репликации ДНК и передаче информации к РНК она не теряется. На рибосоме происходит кодирование (сборка) аминокислот в нужной последовательности исходя из функциональных свойств белков. Поэтому последовательность осаждения атомных слоев из разных металлов (например, Ti → Al или Al → Ti) должна определять функциональные свойства покрытия в целом. При этом атомные слои следует осаждать по мере роста их информационного содержания, т. е. верхний слой покрытия должен быть наиболее информационно насыщенным.

Основная идея разработанного нами квантового механизма структурообразования наносистем заключается в том, что указанные структурные (квантовые) переходы связаны с коллективным взаимодействием как отдельных частей атома, так и кластеров и наносистем в целом. Решающую роль в формировании электронной структуры кластеров играет коллективное (когерентное) взаимодействие внешних (валентных) электронов. Коллективные эффекты — характерная черта поведения синергетических систем. В связи с этим кластер следует рассматривать как диссипативную структуру (как результат самоорганизации при структурных переходах), которая должна обладать фрактальными свойствами, среди которых одни из важнейших — информационные. По определению Б. Мандельброта [13] фрактал — это структура, состоящая из частей, подобных целому. Структура атома несет информацию об его эволюционном развитии.

Следовательно, квантовое состояние системы — это самосогласованность ее отдельных частей, а их фрактальный характер — отражение квантовых свойств микромира, его эволюции и самоподобия. Квантовый характер образования кластера — это также проявление коллективных свойств при объединении атомов, поэтому устойчивость и самоподобие кластера и наноструктуры в целом можно количественно выразить фрактальной размерностью. Образование диссипативной структуры — это неравновесный фазовый переход. Согласно Г. Хакену, система при этом сохраняет память (информацию), которая передается с помощью диссипативных структур в процессе структурных перестроек. Уже указывалось, что в электронной оболочке и ядре хранится информация о происшедшей эволюции, т. е. атом обладает памятью. Поэтому фрактальная размерность также будет нести информацию о структурных изменениях, т. е. электронных взаимодействиях при образовании кластера. Следовательно, информация — это мост, который связывает атом, молекулу при структурных перестройках с образованием кластера (наносистемы).

Таким образом, на основании принципов синергетики и квантового характера взаимодействия атомов при структурных перестройках можно описать информационную модель структурообразования наносистем (молекул, кластеров и т. д.): при объединении атомов и обобществлении валентных электронов информация атомов в результате пере-

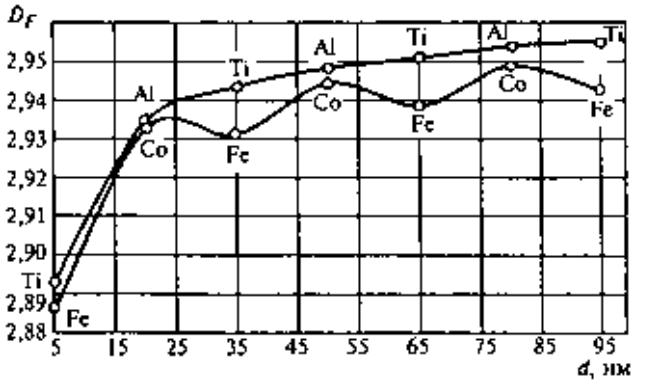


Рис. 3. Зависимости фрактальной размерности D_F наносистем Fe—Co и Ti—Al от размера d кластера

крытия волновых функций суммируется, т. е. ядра и электроны обмениваются информацией, и данная структура сохраняет информацию, которая затем передается следующей структуре при дальнейших переходах (при росте кластера). Обмен информацией при этом осуществляется волнами д'Бройля при перекрытии волновых функций атомов.

Кластер формируется совместными усилиями всех атомов в результате обмена информацией между подсистемами (атомами, электронами). Следует, однако, отметить, что при объединении атомов различной сортности, а также при редукции (коллапсе) волновых функций информация может теряться — устойчивость кластера снижается.

Фрактальную размерность D_F определяли из зависимости [15] $M \approx d_F^D$, где d — размер кластера; M — масса.

На рис. 3 приведена, например, зависимость фрактальной размерности D_F от размера наносистемы, состоящей из атомов железа и кобальта. Из рис. 3 следует, что зависимость D_F от d в системе Fe—Co носит периодический характер, что объясняется частичной потерей информации при росте наносистемы. В связи с этим можно полагать, что обмен информацией между атомами без ее потери и устойчивость наносистемы будут достигаться при объединении атомов (кластеров) с идентичным квантовым состоянием, информацию о котором несет фрактальная размерность D_F, а, следовательно, с близким числом атомов в кластере (см. рис. 2). Поэтому способность к самосборке наночастиц контролируется как электронной структурой атома, определяющего его квантовое состояние, так и фрактальной размерностью изолированных атомов (см. рис. 3), которая зависит, как отмечалось выше, от электронной конфигурации атомов. Из рис. 3 видно, что зависимость D_F от d системы Ti—Al имеет уже монотонный характер, что обусловлено одинаковой фрактальной размерностью атомов Ti и Al и самоподобным квантовым состоянием (число атомов в кластерах Ti и Al примерно одинаково). В результате наносистема Ti—Al оказывается устойчивой и может быть использована как наноструктурное покрытие.

Технология нанесения покрытий на основе Ti—Al в промышленности [16] является одной из наиболее быстро развивающихся, что подтверждает верность полученных результатов исследований (приведены ниже), в частности при магнетронном осаждении наноструктурных покрытий на режущий инструмент.

Плазменная магнетронная распылительная технология [17] представляет особый интерес для создания кластеров из потоков наночастиц металлов менее 10 нм. Используя ее, можно получить поток частиц с узкой функцией распределения по размеру. Это важно для исследований свойств отдельных частиц, дисперсных нанопленок различных металлов и их химических соединений (оксиды, нитриды и т. д.)

Нами были использованы планарные магнетронные распылительные системы, в которых ионы аргона бомбардируют поверхность катода-мишени. Атомы металла при этом покидают поверхность катода, рассеиваются на буферном газеносителе. Если давление металлического газа выше давления насыщения, в газе образуются зародыши металлических частиц. Процесс образования кластеров возможен вблизи катода, в ограниченной области плазменного тора, в области относительно плотной плазмы. Зародыши металлических частиц растут и в процессе дрейфа в буферном газе. Частицы осаждали на подложки и по информации о размере частиц в зависимости от параметров процесса судили о толщине покрытия в области плазмы.

Магнетронное распыление — это метод ионного распыления, поэтому характерной особенностью его является наличие магнитного поля у распыляемой поверхности мишени, позволяющей локализовать плазму и тем самым повысить скорость распыления. Благодаря особой структуре магнитного поля магнетрона ионизация рабочего газа и распыленных частиц происходит не только у поверхности мишени, но и на всем протяжении от мишени до подложки, т. е. рост пленки осуществляется в условиях ионной бомбардировки. Степень ионизации распыленных частиц составляет 10 % и более.

Конденсация атомов материла мишени на инструменте (подложке) происходит по нормальному закону. Так как основная масса конденсирующегося материала поступает в перпендикулярном к подложке направлении, пленки имеют столбчатую структуру, в которой промежуток между частицами заполняет аморфная фаза. Диаметр частиц составлял 20÷50 нм, что обеспечивало покрытиям квантовые свойства.

Структуру покрытий исследовали с помощью сканирующего и просвечивающего электронных микроскопов фирмы JEOL и атомно-силового микроскопа SMENA фирмы NT-MDT.

На рис. 4 представлена поверхность нанопокрытия, полученного при осаждении частиц титана и алюминия. Мы предполагаем, что размер частиц

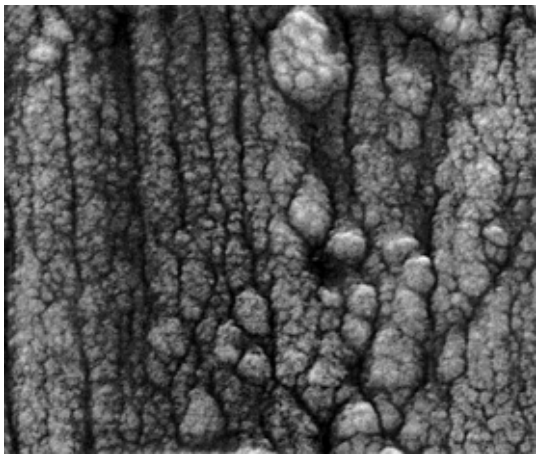


Рис. 4. Микрофотография структуры покрытия AlTiN (× 50000)

близок к размеру частиц в потоке плазмы. Максимальный размер отдельных частиц не превышает 50 нм. В процессе опытов выявлена зависимость размера частиц от продолжительности их осаждения на поверхности подложки.

В ходе проведенных исследований были найдены оптимальные режимы образования нанопокрытий, исследованы условия их получения. Установлено, что метод формирования частиц в плазме открывает возможность получения потоков частиц с размерами менее 5 нм, с узким спектром распределения частиц по размерам. Замечено влияние теплообмена на формирование наночастиц. Дисперсность верхнего слоя покрытия, на которое осаждается последующий атомный слой, зависит от его толщины, которая, в свою очередь, обусловливает особенность теплоотвода. В результате частицы нижнего слоя, на который происходит осаждение, объединяются в конгломераты и при больших толщинах образуют сплошную пленку. Дисперсность пленки в зависимости от толщины меняется, поэтому температура осаждения может являться фактором управления ею. Этот процесс может быть аналогичен происходящему при образовании пленки из паровой фазы по механизму "пар — жидкость — кристалл", известному в тонкопленочной технологии. В данном опыте вероятен другой механизм: "кластер — наночастица — частица". Кластеры склонны к объединению в зависимости от теплофизических условий в потоке на поверхности и от величины избыточной поверхностной энергии. Установлено, что при большой продолжительности осаждения потока наночастиц на подложку верхний слой меняет свою структуру: частицы объединяются, образуется пористая поверхность (см. рис. 4). Поток энергии, направленный на поверхность дисперсной пленки, приводит к спеканию частиц. Таким образом, появляется возможность формировать покрытия с регулируемой пористостью.

Развитие нанотехнологии и переход к созданию новых материалов на основе наноразмерных структур вызывают необходимость совершенствования методов компьютерного моделирования [3] процессов зарождения и роста наночастиц и наноразмерных пленок. Моделируя процессы зарождения и динамику роста наночастиц на подложке, а также проводя квантово-механические расчеты, можно предсказать структуру наноразмерной пленки и подобрать такие параметры системы, при которых будут получены нужные функциональные свойства покрытия. В связи с этим большой интерес с практической точки зрения представляет фрактальная оценка наноразмерных пленок. Дело в том, что в начальной стадии химической реакции при образовании самых первых частиц нового соединения при напылении проходят процессы агрегации (накопление нового вещества). Исходной позицией агрегации является образование некоторых устойчивых сочетаний атомов или молекул, которые и являются ассоциатами или кластерами. Процесс агрегации трактуется как процесс сочетания различных химических реакций на их первых стадиях. Поэтому при компьютерном моделировании должен изучаться процесс агрегации путем флуктуации (блуждания) частиц с учетом их химической природы. Хаотическая диффузия частиц наиболее полно соответствует модели их агрегации, что видно на рис. 4.

После нескольких хаотичных движений (блужданий) частица "прилипает" к неподвижной частице, образуя связи между атомами. Следующая частица присоединяется к первым двум. Таким образом происходит рост ассоциата. Причем в зависимости от числа атомов в кластере он принимает кубическую или оксаэдрическую форму (см. рис. 4). Такой набор хаотично расположенных частиц является типичным фрактальным кластером (в полном соответствии с представлениями Б. Мадельброта [13]). В связи с этим критерием эксплуатационных свойств должна являться фрактальная размерность частиц. Этот критерий будет характеризовать, по нашему мнению, устойчивость наноструктуры в условиях сдвиговых напряжений.

Важнейшим моментом квантовых технологий, позволяющим увеличить эксплуатационные характеристики нанопокрытий, явилось использование композитных катодов из титана с металлами, образующими с азотом химические соединения.

Методами просвечивающей электронной микроскопии тонких фольг установлено, что покрытия, сформированные при испарении композиционных катодов (Ti—Al), состоят из наноразмерных оксаэдрических кристаллов, ориентированных хаотически друг относительно друга с высокой плотностью дислокаций в зернах. В дифрактограммах синтезированных слоев нитрида титана с нитридами алюминия кроме уширения наблюдается существенный сдвиг рефлексов в сторону уменьшения межплоскостных расстояний в ячейке микрокристалла нитрида титана. Это свидетельствует о том, что в этом случае возможно образование как

Таблица 2

Состав и характеристики покрытий

Состав покрытия	Цвет	Расчетная толщина, мм	Нано-микро-твердость HV	Стойкость к окислению, °С	Адгезия
AlTiN	Серо-фиолетовый	3,2	3727	800	Хорошая
AlSiTiN	—	3,2	3574	800	—
AlN—TiN	Светло-золотистый	3,2	3409	900	—
TiNbN	Серо-черный	4,0	3313	850	—
(TiC)N	Золотисто-коричневый	1,8	3638	600	—

Таблица 3

Состав, фрактальная размерность и работоспособность покрытий

Состав	Фрактальная размерность	Стойкость *T*, мин
AlTiN	1,497	152
AlSiTiN	1,210	—
AlN—TiN	1,63	45
TiNbN	1,405	—
(TiC)N	1,57	—
Всухую	—	45

фазы AlN, так и заполнение атомами Al позиций Ti в элементарной ячейке TiN.

Чтобы ответить на эти вопросы, было проведено квантово-механическое моделирование наночастиц нитрида титана и изучение их механических свойств в зависимости от температуры. Для этого использовался подход функционала электронной плотности [2]. Были исследованы наночастицы TiN, имеющие дефекты — вакансии Ti и N. Известно, что при синтезе нитридов (даже при стехиометрическом составе) в их решетках имеются дефекты как в металлической, так и в азотной подрешетках. В обоих случаях предел прочности снижается. Взаимодействие частицы TiN, имеющей вакансию, с атомами алюминия приводит к тому, что один атом Al проникает внутрь частицы и занимает место отсутствующего атома Ti, что приводит к росту прочности металлических связей. В результате предел прочности возрастает и достигает почти той же величины, которая соответствует частице со стехиометрическим составом. Следствием этого должно явиться возрастание нанотвердости (табл. 2) покрытия, а, следовательно, повышение его эксплуатационных свойств.

В табл. 2 приведены составы ряда покрытий, применявшихся в данной работе, и некоторые их свойства.

Адгезию покрытия с подложкой оценивали на твердомере Роквелла при внедрении алмазной пирамиды с регистрацией акустической эмиссии (АЭ). Оценку проводили по суммарному числу импульсов АЭ.

В табл. 3 приведены результаты оценки фрактальной размерности покрытий по микрофотографиям [3] и их работоспособность при обработке деталей из серого чугуна. Из табл. 3 видно, что имея практически одинаковую прочность адгезии с подложкой, покрытия AlTiN обладают более высокой работоспособностью. Это, как показывают оценка фрактальной размерности и квантово-механические расчеты, обусловлено более высокой структурной устойчивостью покрытия AlTiN.

Использовался режущий инструмент, оснащенный сменными многогранными пластинами TNMG 220408 BK8. Оборудование: токарный станок с ЧПУ мод. СВ-141. Заготовка — крышка первичного вала СЧ18 ГОСТ 1412—85 (твердость отливки $143 \div 229$ *HB*).

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Нанотехнология** в ближайшем десятилетии. Прогноз направления исследований / Под ред. М. Роко, Р. М. Вильямса, П. Аливисатоса. Пер. с англ. под ред. Р. А. Андриевского. М.: Мир. 2002. 292 с.
2. **Заводинский В. Г.** Компьютерное моделирование атомной и электронной структуры наносистем. Учеб. пособие. Хабаровск: ХГПУ, 2003. 72 с.
3. **Информационные** модели самосборки наносистем и наноструктурирование материалов при внешнем механическим воздействии / Ю. Г. Кабалдин, С. Н. Муравьев, С. В. Серый, А. А. Просолович. Комсомольск-на-Амуре: КнАГТУ, 2009. 212 с.
4. **Шевченко В. Я., Шедегов В. Е., Платэ Н. А.** Концепция развития работ по нанотехнологиям // Белая книга по нанотехнологиям. М.: Изд-во ЛКН, 2008. С. 28—41.
5. **Иванова В. С.** Введение в междисциплинарное материаловедение. М.: УРСС, 2005. 252 с.
6. **Потапов А. А.** Электронное строение атомов. М. Ижевск: Институт компьютерных исследований. НИУ "Регулярная и хаотическая динамика". 2009. 264 с.
7. **Захарова В. П.** Еще раз о атомах и ядрах // Изв. вузов. Физика. 2003. № 1. С. 5—8.
8. **Оганесян Ю. Ц.** Синтез и исследования новых сверхтяжелых элементов. Internet, yandex.
9. **Иванов В. К.** Электронные свойства металлических кластеров // Соровский образовательный журнал. 1999. № 8. С. 97—102.
10. **Ишханов Б. С., Капитонов И. М., Юдин Н. П.** Частица и атомные ядра. Учебник. 2-е изд. М.: Изд-во ЛКН, 2007. 584 с.
11. **Пенроуз Р.** Путь к реальности или законы, управляющие Вселенной. Ижевск.: Институт компьютерных технологий. НИЦ "Регулярная и хаотическая динамика". 2007. 912 с.
12. **Информация.** Наноструктурные процессы во Вселенной и биологии / Ю. Г. Кабалдин, В. И. Дементьев, С. В. Серый, А. А. Просолович. Комсомольск-на-Амуре: КнАГТУ, 2009. 336 с.
13. **Мандельброт Б.** Фрактальная геометрия природы. Сан-Франциско: Фриман, 1992. 490 с.
14. **Хакен Г.** Информация и самоорганизация. Макроскопический подход к сложным системам. 2-е изд., доп.: Пер. с англ. Предисл. Ю. Л. Климонтовича. М.: КомКнига. 248 с.
15. **Смирнов Б. М.** Физика фрактальных кластеров. М.: Наука, 1991. 315 с.
16. **Перспективные** многокомпонентные нанокомпозитные покрытия на основе TiN, полученные ионно-плазменным напылением // Тез. докл. Первого международного форума по нанотехнологиям. Т. 1. С. 213, 214.
17. **Каштанов П. В., Смирнов Б. М., Хиплер Р.** Магнетронная плазма и нанотехнология // УФН. Т. 177. 2007. № 5. С. 503—517.

УДК 621.833

А. Э. ВОЛКОВ, В. И. МЕДВЕДЕВ, доктора технических наук, И. В. ЖУЧКОВ (МГТУ "Станкин"),
e-mail: expert.vae@relcom.ru

Использование эксцентрикового модификатора для обработки конических колес с круговыми зубьями

Проведено сравнение моделей формообразования боковых поверхностей круговых зубьев, точно и приближенно учитывающих модификацию обкаточного движения эксцентрикового модификатора. Получены ограничения на параметры наладки модификатора и коэффициент модификации. Показано, что применение модифицированного движения обеспечивает локализованный контакт, малочувствительный к технологическим и монтажным погрешностям при использовании зуборезных головок меньшего диаметра.

Ключевые слова: конические зубчатые колеса, обкатка, эксцентриковый модификатор, обкатное движение, погрешность.

A comparison of forming models of circular teeth surfaces, considering precisely and approximately the modification of running-in motion of eccentric modifier, is accomplished. The limitations on the modifier's adjustment parameters and modification coefficient were obtained. It was shown that application of the modified motion provides the localized contact, which is low sensitive to manufacturing and assembly errors at use of the gear-shaping cutter heads with lesser diameter.

Keywords: cone gears, running, eccentric modifier, running-in motion, error.

Конические колеса с круговыми зубьями широко используются в редукторах и коробках скоростей в авиастроении, автомобилестроении, судостроении и других отраслях промышленности. Конические передачи с круговыми зубьями имеют ряд преимуществ по сравнению с прямозубыми коническими передачами: они практически бесшумны, менее чувствительны к погрешностям сборки и монтажа, а ввиду лучшего прилегания контактирующих поверхностей обладают большей нагрузочной способностью. Конические колеса с круговым зубом нарезают на специальных зуборезных станках. К наиболее распространенным относятся станки мод. 525 и 528С. Как правило, при обработке зубьев используют метод обкатки при согласованном равномерном вращении люльки и заготовки. На станках мод. 525 и 528С можно равномерное вращение люльки менять на неравномерное с помощью эксцентрикового модификатора, при включении которого люлька получает дополнительное угловое перемещение, ускоряющее или замедляющее ее вращение.

Механизм модификации обкатки можно использовать в следующих случаях:

1) при обработке зубьев шестерен полуобкатных передач;

2) если номинальный диаметр инструмента, необходимый для получения зацепления хорошего качества, превосходит максимально допустимое значение для имеющихся станков;

3) при обработке равновысоких зубьев, когда для благоприятного продольного сужения зубьев требуется использование инструмента малого диаметра, при котором не удается получить поверхности зубьев, обеспечивающие локализованный мало чувствительный к погрешностям контакт с высокой нагрузочной способностью;

4) при обработке шестерен конических передач с малым межосевым углом и относительно большой длиной образующей делительного конуса.

В настоящее время на заводах модификатор практически не используют, несмотря на то, что большая часть станков для обработки зубьев конических колес снабжена этим устройством. Это можно объяснить следующим. Механизм модификации, кинематическая схема которого подробно описана в работах [1, 2], представляет собой сложный элемент с тремя параметрами наладки:

передаточное отношение $i_{мод}$ гитары модификатора;

эксцентриситет $e_м$ ролика модификатора;

угол $Ф_м$ фазы ролика модификатора (расчетный угол фазы модификатора, при котором профилируется расчетная точка зуба, т. е. середина обкатки).

В то же время степень неравномерности вращения люльки во всех известных методах [1, 2] описывают коэффициентом K_m модификации, пересчет которого в параметры наладки модификатора неоднозначен. Кроме того, приведенные в публикациях методы расчета коэффициента K_m модификации, параметров наладки модификатора и накладываемые на них ограничения также не имеют однозначного решения.

Поэтому были поставлены следующие задачи: обосновать ограничения на параметры наладки модификатора и коэффициент модификации; применяя модификацию обкаточного движения, обосновать возможность уменьшения номинального диаметра зуборезной головки для обработки круговых зубьев конических колес с целью использования станков с меньшими габаритными размерами.

Математическая модель формообразования боковой поверхности круговых зубьев конических колес

При обработке конических колес с круговыми зубьями обкатных передач производящей поверхностью является усеченный круговой конус. В пра-

вой декартовой системе Σ_b, жестко связанной с заготовкой, начало которой находится в вершине O делительного конуса, ось z_b проходит по оси вращения заготовки по направлению от большего торца к меньшему, плоскость $x_b z_b$ перпендикулярна плоскости вершин резцов инструмента, семейство производящих поверхностей имеет вид [3]:

$$r_b = [\mathrm{M}(3, \varphi)][\mathrm{M}(2, \pi/2 + \Gamma)] \times$$

$$\times \begin{bmatrix} U\cos\psi + \nu\sin\alpha_c\cos\theta - \Delta A\cos\Gamma \\ U\sin\psi + \nu\sin\alpha_c\sin\theta - \Delta E \\ R_c\mathrm{ctg}\alpha_c - \Delta B - \nu\cos\alpha_c \end{bmatrix}, \qquad (1)$$

где r_b — радиус-вектор точки производящей поверхности; φ — угол поворота заготовки; ν, θ — криволинейные координаты точки производящей поверхности; ψ —угол поворота люльки (служит параметром семейства производящих поверхностей); $[\mathrm{M}(3, \gamma)]$, $[\mathrm{M}(2, \gamma)]$ — матрицы поворота вектора на угол γ вокруг третьей и второй координатных осей соответственно. В выражении (1) использованы следующие универсальные наладочные параметры: R_c — образующий радиус инструмента; α_c — угол профиля инструмента; U — радиальная установка инструмента; ΔA, ΔE — осевое и гипоидное смещения заготовки; ΔB — смещение стола бабки изделия; Γ — угол установки бабки изделия.

В системе Σ_b можно описать боковую поверхность кругового зуба как огибающую семейства r_b:

$$\begin{cases} r_b = r_b(\theta, \nu, \psi) \\ \dfrac{\partial r_b}{\partial\theta}\dfrac{\partial r_b}{\partial\nu}\dfrac{\partial r_b}{\partial\psi} = 0. \end{cases} \qquad (2)$$

При использовании эксцентрикового модификатора углы φ и ψ связаны следующей точной зависимостью [2]:

$$\psi = q - i_0\varphi + \frac{e_\text{м}}{r_\text{л}}[\cos\Phi_\text{м} - \cos(\Phi_\text{м} + i_\text{зд}\varphi)], \qquad (3)$$

где i_0 — передаточное отношение цепи обката; $i_\text{зд}$ — передаточное отношение от заготовки к диску модификатора; q — расчетная угловая установка инструмента; $r_\text{л}$ — радиус начальной окружности червячного колеса люльки станка (для станка мод. 528С $r_\text{л}$ = 600 мм).

Передаточное отношение $i_\text{зд}$ от заготовки к диску модификатора можно представить так [1]:

$$i_\text{зд} = i_\text{мод} i_0 i_{ch}, \qquad (4)$$

где i_{ch} — передаточное отношение кинематической цепи (исключая гитару модификатора), связывающей люльку и диск модификатора, для станка i_{ch} = const (для станка мод. 528С i_{ch} = 25/12).

Синтез конических передач с круговыми зубьями с использованием модификации обкаточного движения

При расчете наладок (технологическом синтезе) используют, как правило, приближенную зависимость между углами φ и ψ [4], которую можно получить из выражения (3) путем разложения функции косинуса в степенной ряд по переменной φ при $\Phi_\text{м} = 0$ и последующего решения квадратного уравнения относительно φ:

$$\varphi = -\frac{1}{i_0}\left[(\psi - q) - K_m\frac{(\psi - q)^2}{2}\right], \qquad (5)$$

где K_m — коэффициент модификации движения обкатки [2], связанный с параметрами модификатора равенством

$$K_m = \frac{e_\text{м}}{r_\text{л}}(i_\text{мод} i_{ch})^2. \qquad (6)$$

Уравнение (5) справедливо и при $\Phi_\text{м} = \pi$, причем знак K_m меняется на обратный.

Расчет наладок с использованием модификации обката можно провести с помощью одной из программ синтеза зацепления, входящих в программный комплекс "Эксперт", разработанный на кафедре "Теоретическая механика" ГОУ ВПО МГТУ "СТАНКИН" под руководством проф. Г. И. Шевелевой [3]. Исходными данными для синтеза являются: геометрические параметры зубчатой пары; геометрические параметры инструмента для обработки зубчатого колеса; условия синтеза.

В качестве условий синтеза рассматриваются следующие требования.

1. Смещение расчетной точки $P^{(2)}$ (центр будущего пятна контакта) на боковой поверхности зуба колеса относительно средней точки $M^{(2)}$ зуба, лежащей на образующей делительного конуса на среднем конусном расстоянии R_m (рис. 1). Новое положение расчетной точки задают с помощью двух взаимно перпендикулярных смещений Δ_r и Δ_ν относительно средней точки.

2. Получение заданного отношения $\sigma_\text{р} = 2a/b$ длины $2a$ (рис. 2) мгновенной контактной площадки в расчетной точке к ширине b зубчатого венца колеса при контакте зубьев в точке $P^{(2)}$ при заданной толщине $\varepsilon_\text{р}$ слоя краски (при моделировании испытания зубчатой пары на контрольно-обкатном станке).

3. Угол между траекторией точки касания поверхностей зубьев при ее движении по поверхности зуба колеса и перпендикуляром к линии зуба колеса в точке $P^{(2)}$ должен быть равен заданному значению $\lambda_\text{р}$ (см. рис. 2).

4. Максимальное значение на интервале пересопряжения отклонения δt зуба ведомого колеса от положения, соответствующего точному зацепле-

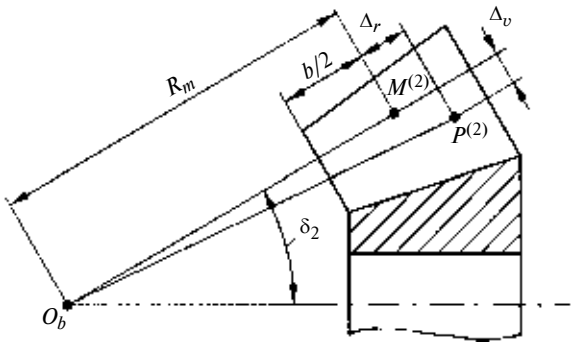


Рис. 1. Расчетные параметры для точки $P^{(2)}$ на боковой поверхности зуба колеса

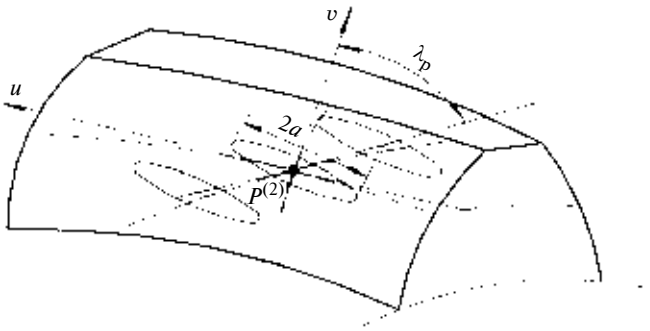


Рис. 2. Расположение мгновенной контактной площадки на различных фазах зацепления

нию. Отклонение измеряется по дуге делительной окружности зубчатого колеса от реального положения средней точки зуба до положения средней точки при точном зацеплении.

5. Выбор коэффициента K_m модификации движения обкатки. Предполагается, что угол φ поворота заготовки, отсчитываемый от положения заготовки в центре обката $\psi = q$, связан с углом ψ поворота люльки выражением (5).

Параметры синтеза: Δ_r, Δ_v, $\sigma_р$, $\varepsilon_р$, $\lambda_р$, δt и K_m. Результат синтеза — значения параметров U, ΔA, ΔE, i_0 для обработки зубьев шестерни и зубчатого колеса и R_c для обработки разных сторон зубьев шестерни.

В работе [4] даны рекомендации по выбору всех параметров синтеза, кроме коэффициента K_m. Ограничения предложены в работе [2]:

$$K_m \leqslant e_{\text{м.max}}/r_{\text{л}}; \tag{7}$$

$$i_{\text{мод}} t_{ch} \leqslant 1{,}2. \tag{8}$$

Для станка мод. 528С справедливы ограничения:

$$K_m \leqslant 0{,}04, \quad i_{\text{мод}} \leqslant 0{,}6. \tag{9}$$

Однако исследования показали, что ограничения (7), (8) не являются обязательными для получения зацепления высокого качества. Они не связаны с конструкцией модификатора. Более того, как будет показано ниже, эти ограничения слишком жесткие и их соблюдение не всегда позволяет получить зацепление, удовлетворяющее требуемым критериям качества.

Критерии качества зубчатой пары. Как правило, работоспособность зубчатой пары определяют два критерия: 1) макрогеометрия зубьев; 2) форма, размеры и положение пятна контакта. По первому критерию проверяют отсутствие подрезания зубьев, симметричность профилей зубьев в различных сечениях и коэффициент сужения зубьев.

Коэффициент K_γ сужения нормальной толщины зубьев, равный отношению нормальной внешней толщины S_{nae} вершинной ленточки к ее нормальной внутренней толщине S_{nai}, должен удовлетворять требованиям ГОСТ 19326—73

$$0{,}7 \leqslant K_\gamma \leqslant 1{,}3. \tag{10}$$

Второй критерий характеризует контакт зубьев зубчатых колес в передаче. Работа зубчатой пары считается удовлетворительной, если пятно контакта не выходит на кромки зубьев, т. е. контакт локализован. Причем пятно контакта не должно выходить на кромки даже при наличии погрешностей, в том числе и при наиболее неблагоприятном соотношении погрешностей окружных шагов зубьев шестерни и зубчатого колеса.

Для обеспечения локализации контакта необходимо одновременное выполнение следующих трех условий:

1) достаточно малый угол наклона рабочей линии (траектории движения центра мгновенного эллипса контакта) к линии зуба;

2) достаточно малая длина большей полуоси мгновенного эллипса контакта;

3) достаточно малая длина рабочей линии, которая достигается путем задания при синтезе большого значения параметра δt, характеризующего зазор между зубьями колеса и шестерни при их равномерном вращении с угловыми скоростями, обратно пропорциональными числам зубьев колес. При этом предполагается, что колеса установлены таким образом, что зазор в середине интервала пересопряжения зубьев равен нулю.

Лишь при выполнении этих трех условий может быть получен локализованный и устойчивый к технологическим и монтажным погрешностям контакт зубьев.

Рекомендации по выбору значений параметров модификации

Данные рекомендации основаны на следующем положении: приближенная модель [формула (5)] должна давать практически такие же результаты, как и точная модель [формула (3)].

Формулу (5) представим в виде, аналогичном равенству (3), т. е. в виде обратной зависимости угла ψ от угла φ:

$$\psi = q - i_0\varphi + K_m\frac{i_0^2\varphi^2}{2}. \qquad (11)$$

Формула (11) представляет собой разложение функции $\psi(\varphi)$, определенной формулой (3), в ряд по степеням переменной: $\Delta\Phi = i_{зд}\varphi$. Дополнительно учтены и формулы (4), (6).

Квадратичное разложение $y = 1 - x^2/2$ при $-0{,}5 \leqslant x \leqslant 0{,}5$ мало отличается от функции $y = \cos x$, поэтому условием справедливости формулы (11) является неравенство

$$|\Delta\Phi| = |i_{зд}\varphi| = |i_{мод}i_0 i_{ch}\varphi| = |i_{мод}i_{ch}\psi| \leqslant 0{,}5$$

или

$$i_{мод} \leqslant 1/(2\theta i_{ch}), \qquad (12)$$

где θ — половина угла качания люльки.

Для вычисления угла θ можно использовать приближенные выражения из работы [1] или более точные методы из работ [5, 6]. Угол θ можно выразить через число $z_{пр}$ зубьев, пропускаемых при делении, например, для станка мод. 528С [1] получим:

$$z_{пр} = \frac{\theta z}{80 i_0}\frac{180}{\pi}. \qquad (13)$$

Полученное значение $z_{пр}$ должно быть округлено до ближайшего целого, не кратного числу z зубьев нарезаемого колеса.

Для K_m, используя формулы (6) и (12), получим:

$$K_m \leqslant e_м/(4r_л\theta^2). \qquad (14)$$

Таким образом, ограничения (12) и (14) можно рассматривать как уточнения к ограничениям (7) и (8) соответственно.

Обработка круговых зубьев конических колес зуборезными головками с малым номинальным диаметром

Использование модифицированного движения обкатки во многих случаях позволяет получить передачу с локализованным контактом, слабо чувствительным к погрешностям, при обработке поверхностей зубьев инструментом с меньшим номинальным диаметром, чем при отсутствии модификации. В результате в некоторых случаях появляется возможность использования станков меньших габаритных размеров.

Пример 1. Рассмотрим синтез ортогональной конической передачи с левым направлением спирали на шестерне с параметрами: передаточное отношение 31:73; средний нормальный модуль m_n = 5,95 мм; ширина зубчатого венца 70 мм; угол наклона спирали 30°, остальные конструктивные параметры указаны в табл. 1. Расчетный момент на валу зубчатого колеса $1{,}53 \cdot 10^7$ Н·мм, модуль Юнга $2{,}1 \cdot 10^5$ Н/мм^2, коэффициент Пуассона 0,3, рабочая сторона зубьев шестерни — вогнутая. Синтез наладок, выполненный с помощью программного комплекса "Эксперт" [4], при условии отсутствия модификации привел к тому, что для изготовления пары, контакт которой устойчив к погрешностям, необходим инструмент с номинальным диаметром не менее 550 мм. Для обработки можно использовать ближайшую головку из стандартного ряда с номинальным диаметром d_0 = 630 мм. На рис. 3 (см. обложку) приведены пятна контакта под нагрузкой с учетом погрешности окружных шагов зубьев при $K_m = 0$ и d_0 = 630 мм. Предполагается, что зубья шестерни обрабатывают односторонним способом, а зубья колеса — поворотным. Продольное сужение вершинных ленточек зубьев (рис. 4), показанное сплошными линиями, удовлетворяют неравенству (10): $K_\gamma^{(1)} = 0{,}99$; $K_\gamma^{(2)} = 1{,}15$ (индекс "1" относится к шестерне, индекс "2" — к колесу). Сечения зубьев делительными конусами показаны на рис. 4 штриховыми линиями. Отношение внешней делительной толщины по хорде зуба шестерни к внутренней делительной толщине равно 1,20. Аналогичное отношение для зуба колеса составляет 1,24.

Таблица 1

Конструктивные параметры зубчатой пары

Параметр	Шестерня	Зубчатое колесо
Число зубьев n	31	73
Угол δ делительного конуса	23°00′31″	66°59′29″
Угол δ_f конуса впадин	21°58′	65°02′
Угол δ_a конуса вершин зубьев	24°58′	68°02′
Коэффициент высоты головки зуба	0,954	0,954
Коэффициент радиального зазора	0,245	0,245
Коэффициент высотной коррекции	0,37	−0,37
Допуск на разность окружных шагов, мм	0,02	0,02
Номер резца	4,5	4,5

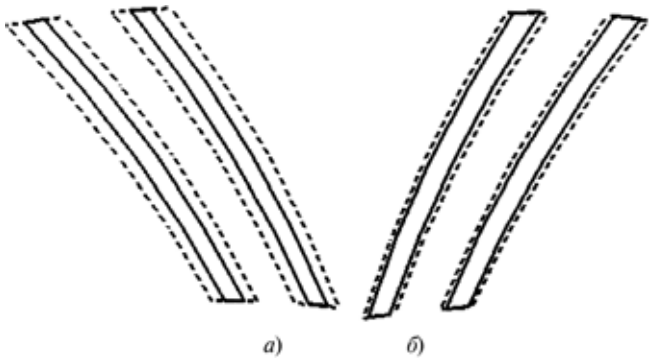


Рис. 4. Форма зубьев шестерни (*а*) и колеса (*б*), обработанных резцовой головкой d_0 = 630 мм (пример 1)

Анализ синтезированной передачи проведен в программе "Контактные давления по Герцу" [7]. Пятна контакта при наиболее неблагоприятном сочетании отклонений окружных шагов зубьев, лежащих в пределах допуска (см. табл. 1), приведены на рис. 3 (см. обложку): вверху справа показана цилиндрическая проекция зуба шестерни на плоскость (серый четырехугольник), включающую ось вращения и среднюю точку боковой поверхности. Справа внизу изображена аналогичная проекция зуба колеса. Оси вращения шестерни и зубчатого колеса горизонтальны. Внешние торцы зубьев шестерни и колеса расположены слева, внутренние — справа. Полосы разного цвета — наложенные одна на другую мгновенные площадки контакта в различных фазах зацепления. Эти площадки имеют форму эллипсов, одна из полуосей которых значительно превышает по длине другую полуось. При движении в процессе зацепления центры эллипсов описывают рабочую линию. На рис. 3 рабочая линия показана темным цветом и пересекает все мгновенные контактные эллипсы. Объединение всех мгновенных контактных эллипсов представляет собой пятно контакта. На рис. 3 слева внизу представлена кривая неравномерности передачи вращения или кривая Бакстера.

Заметим, что длина рабочей линии возрастает с увеличением углового интервала зацепления пары зубьев, который, в свою очередь, увеличивается с уменьшением неравномерности передачи вращения пары (амплитуды кривой Бакстера). В рассматриваемом случае расчет наладок удалось провести так, чтобы получить локализованный контакт, т. е. мгновенные контактные площадки имеют отрыв от верхней кромки благодаря тому, что линия их движения почти параллельна линии зуба, а длина площадок невелика.

Максимальное в процессе зацепления контактное давление оказалось равным 1631 Н/мм^2. Соответствующая этому давлению мгновенная контактная площадка расположена в центральной части боковой поверхности зуба.

Пример 2. Установить резцовую головку диаметром 630 мм на большинстве имеющихся зуборезных станков нельзя. Для обработки зубчатых колес пары предполагается использовать станок мод. 528С. Наибольший номинальный диаметр инструмента для этого станка из дюймового ряда 457,2 мм. Однако как показали расчеты, без использования модификации обката получить пятно контакта, не выходящее на кромки зуба при заданной (см. табл. 1) погрешности окружных шагов, не представляется возможным. Использование модификации обкатки (K_m = 0,07) позволило при d_0 = 457,2 мм получить наладки станка (табл. 2), обеспечивающие приблизительно ту же степень локализации контакта и малую чувствительность к погрешностям, что и при использовании инструмента диаметром

Таблица 2

Значения универсальных наладок для обработки рабочих сторон зубьев головкой диаметром d_0 = 457,2 мм (пример 2)

Наладка	Вогнутая сторона шестерни	Выпуклая сторона зубчатого колеса
Образующий радиус инструмента, мм	234,60	227,10
Угол профиля инструмента	19°15′	20°45′
Угловая установка инструмента	51°06′	51°26′
Угол бабки изделия	21°58′	65°02′
Радиальная установка инструмента, мм	203,33	253,16
Смещение стола, мм	7,54	−0,02
Осевое смещение заготовки, мм	−20,10	0
Гипоидное смещение заготовки, мм	50,16	0
Передаточное отношение цепи обката	0,47637	0,92098
Коэффициент модификации движения обката	0,07	0

d_0 = 630 мм. Размер и расположение пятен контакта на зубьях шестерни и колеса, обработанных головкой с d_0 = 457,2 мм, практически не отличается от пятен, представленных на рис. 3. Продольное сужение зубьев — удовлетворительное: $K_\gamma^{(1)}$ = 1,0; $K_\gamma^{(2)}$ = 0,94. Максимальное контактное давление увеличилось до 1675 Н/мм^2, однако подобное изменение (менее чем на 3 %) находится в пределах погрешности расчета с помощью ПК "Эксперт".

Пример 3. В передачах с равновысокими зубьями часто для локализации контакта требуется инструмент, номинальный диаметр которого велик и не обеспечивает допустимого продольного сужения зуба. Рассмотрим передачу с теми же конструктивными параметрами, что и у предыдущей пары (см. табл. 1), но с равновысокими зубьями. В этом случае углы конусов впадин и конусов вершин шестерни и зубчатого колеса равны углам их делительных конусов.

Для обработки зубьев данной передачи с равновысокими зубьями ГОСТ 19326—73 рекомендует использовать резцовую головку диаметром 315 мм из метрического ряда, либо головку диаметром 304,8 мм из дюймового ряда стандартных резцовых головок. Эта рекомендация обусловлена, по-видимому, только условием получения нормального продольного сужения зубьев колеса. Как показывает анализ, проведенный с помощью ПК "Эксперт", использование головки номинальным диаметром 315 мм дает удовлетворительное сужение зубьев как шестерни, так и зубчатого колеса ($K_\gamma^{(1)}$ = 1,15; $K_\gamma^{(2)}$ = 1,16). Однако для получения локализованного контакта, устойчивого к погрешностям, без использования модифицированного движения обката необходима головка диаметром не менее 550 мм. При таком диаметре продольное сужение зубьев колеса недопустимо ($K_\gamma^{(2)}$ = 1,86). Отметим, что при обработке колес с равновысоки-

Таблица 3

Значения универсальных наладок для обработки рабочих сторон равновысоких зубьев пары 31:73 головкой диаметром d_0 = 315 мм (пример 3)

Наладка	Вогнутая сторона шестерни	Выпуклая сторона зубчатого колеса
Образующий радиус инструмента, мм	157,26	156,00
Угол профиля инструмента	20°00′	20°00′
Угловая установка инструмента	33°58′	35°10′
Угол бабки изделия	21°58′	65°02′
Радиальная установка инструмента, мм	253,94	236,76
Смещение стола, мм	−14,16	−9,33
Осевое смещение заготовки, мм	23,62	0
Гипоидное смещение заготовки, мм	2,15	0
Передаточное отношение цепи обката	0,36341	0,92044
Коэффициент модификации движения обката	0,23	0

ми зубьями диаметр инструмента ограничен настолько жестко, что даже обработка резцовой головкой диаметром 400 мм приводит к недопустимому сужению вершинной ленточки зубьев колеса ($K_\gamma^{(2)}$ = 1,48).

Использование модификации обкатки (K_m = 0,23) позволяет получить удовлетворительные наладки (табл. 3) при использовании инструмента с номинальным диаметром 315 мм и углом профиля 20°.

На рис. 5 (см. обложку) представлены результаты, полученные в программе "Негерцевское решение контактной задачи" [7] для рассматриваемой передачи с учетом отклонения межосевого расстояния f_{ar} = −0,2 мм. Справа на рис. 5 верхняя зависимость — кривая неравномерности передачи вращения [по оси абсцисс отложен угол поворота шестерни в радианах, по оси ординат — ошибка углового положения зубчатого колеса (10^{-3} рад)]. Вторая кривая — график максимального контактного давления на интервале работы одной пары зубьев. Третья кривая — зависимость передаваемого крутящего момента от угла поворота шестерни. Наклонные участки соответствуют двухпарному контакту зубьев, горизонтальный — однопарному. Слева показаны контуры зубьев шестерни (вверху) и зубчатого колеса (внизу) с пятнами контакта. Белыми точками отмечены места, где достигается максимальное контактное давление, равное 1665 Н/мм^2.

Заметим, что контакт остается локализованным даже при наличии погрешностей.

Пересчет коэффициента модификации в параметры наладки модификатора. Для обработки на станке мод. 528С зубчатых колес передач (примеры 2 и 3) необходимо выполнить пересчет коэффициента модификации в параметры наладки модификатора. Для этого предлагается следующий алгоритм:

Шаг 1. Выбор угла $\Phi_м$ фазы ролика модификатора в градусах:

$$\Phi_м = \begin{cases} 0, & K_m > 0 \\ 180, & K_m < 0. \end{cases} \qquad (15)$$

Шаг 2. Выбор эксцентриситета $e_м$ ролика модификатора (следует выбирать максимально возможным для данной модели станка или близким к максимальному значению):

$$0{,}8e_{м.max} \leqslant e_м \leqslant e_{м.max}. \qquad (16)$$

Шаг 3. Выбор передаточного отношения $i_{мод}$ гитары модификатора. Для этого воспользуемся соотношением (3), из которого получим:

$$i_{мод} = \frac{1}{i_{ch}}\sqrt{\frac{K_m r_л}{e_м}}. \qquad (17)$$

Шаг 4. Проверка возможности получения требуемого значения коэффициента K_m с помощью неравенств (12) и (14). Если неравенства не справедливы, то следует увеличить $e_м$ и повторить расчет, начиная с шага 2.

В том случае, если $e_м = e_{м.max}$, а неравенства (12) и (14) не выполнены, следует уменьшить абсолютное значение K_m или выбрать инструмент большего номинального диаметра.

В примерах 2 и 3 с помощью выражений (15) и (16) получим следующие значения параметров наладки модификатора станка мод. 528С: 1) $\Phi_м$ = 0; 2) $e_м$ = 22,5 мм.

Формула (17) для K_m = 0,07 из примера 2 дает $i_{мод}$ = 0,6558; при K_m = 0,23 из примера 3 имеем $i_{мод}$ = 1,192.

Неравенство (14) при принятом значении $e_м$ справедливо в обоих примерах. Например, для пары с равновысокими зубьями (пример 3) методика работы [6] дает минимальное значение половины угла качания люльки, необходимое для обработки вогнутой стороны зуба шестерни, θ = 8° 17′. Вычислив по формуле (13) и округлив результат в большую сторону, получим число $z_{пр}$ = 10, что соответствует значению θ = 9° 23′ = 0,164 рад. Тогда наибольшее возможное значение коэффициента модификации при заданном угле θ в соответствии с правой частью неравенства (14) равно 0,39. Максимальное значение $i_{мод}$ согласно неравенству (12) равно 1,47, что больше требуемого значения 1,192.

Таким образом, полученные значения параметров наладки модификатора не соответствуют прежним неравенствам (9), но хорошо вписываются в новые ограничения (12) и (14). Обратим внимание, что неравенство (14) значительно расширяет диапазон возможных значений коэффициента K_m модификации движения обкатки.

Заключение

На основании сравнения точной и приближенной математических моделей, учитывающих модификацию обкаточного движения, получены уточненные ограничения параметров наладки модификатора. Теоретическое обоснование новых ограничений подтверждено примерами.

Обоснована возможность использования модификации обкатки для получения локализованного контакта в конических передачах с круговыми зубьями при обработке круговых зубьев зуборезными головками с меньшим номинальным диаметром, что позволяет во многих случаях или использовать станок меньших размеров, или получить более благоприятное продольное сужение равновысоких зубьев.

Разработанная методика расчета наладок зубообрабатывающих станков, оснащенных механизмом модификации обкаточного движения, и предложенные ограничения значений параметров наладки модификатора могут быть использованы технологами для получения конических передач с круговыми зубьями с локализованным контактом.

Полученные результаты могут способствовать освоению механизма модификации обкаточного движения и его практическому использованию на отечественных заводах.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Кедринский В. Н., Писманик К. М.** Станки для обработки конических зубчатых колес. М.: Машиностроение, 1967. 584 с.
2. **Лопато Г. А., Кабатов Н. Ф., Сегаль М. Г.** Конические и гипоидные передачи с круговыми зубьями. М.: Машиностроение, 1977. 423 с.
3. **Шевелева Г. И.** Теория формообразования и контакта движущихся тел: Монография. М.: Изд-во "Станкин", 1999. 494 с.
4. **Волков А. Э., Медведев В. И.** Проектировочные и технологические расчеты конических передач с круговыми зубьями: учебное пособие. М.: ГОУ ВПО МГТУ "Станкин", 2007. 151 с.
5. **Волков А. Э., Лагутин С. А.** Методика вычисления угла качания люльки для обработки конических колес с круговыми зубьями // СТИН. 2005. № 1. С. 19—21.
6. **Медведев В. И., Матвеенков Д. С.** О построении оптимальных поверхностей круговых зубьев конических пар // Вестник МГТУ "Станкин". 2009. № 1. С. 59—64.
7. **Шевелева Г. И., Волков А. Э., Медведев В. И.** Программный комплекс для подготовки производства спирально-конических зубчатых передач // Вестник машиностроения. 2005. № 9. С. 6—14.

УДК 621.923.1

Я. И. СОЛЕР, Д. Ю. КАЗИМИРОВ, кандидаты технических наук (Иркутский ГТУ), e-mail: solera@istu.irk.ru

Выбор абразивных кругов при плоском шлифовании деталей силового набора летательных аппаратов по критерию шероховатости поверхности

Проведен анализ обрабатываемости закаленных сталей групп Cr—Mr—Si, Cr—Mr—Si—Ni и эффективности абразивных кругов из числа традиционных абразивов с использованием параметрических и непараметрических статистик. Намечены области их использования.

Ключевые слова: сталь, шлифование, шероховатость, параметрическая и непараметрическая статистика, критерий значимости.

A machinabillty analysis of hardened steels of Cr—Mr—Si, Cr—Mr—Si—Ni groups and of traditional abrasive wheels efficiency with use of parametrical and non-parametrical statistics is performed. Their application fields are outlined.

Keywords: steel, grinding, roughness, parametrical and non-parametrical statistics, test of significance.

Силовой набор самолета образуют высоконагруженные и ответственные детали, испытывающие знакопеременные нагрузки. Наиболее часто для этих деталей используют стали 30ХГСА ($\sigma_в$ = 1000 МПа) и 30ХГСН2А-ВД ($\sigma_в$ = 1620 МПа) с одинаковой пластичностью: относительное удлинение δ = 9 % и относительное сужение ψ = 45 %. На заключительном этапе их трудоемкого изготовления применяют шлифование с использованием традиционных абразивов, которое отличает низкая стоимость при удовлетворительных режущих свойствах и качестве обработанной поверхности. В самолетостроении предварительное и окончательное шлифование деталей чаще всего выполняют одной операцией за два перехода. Различные микрорельефы поверхностей обеспечиваются подбором технологических параметров процесса.

В обеспечении надежности и долговечности деталей и их соединений ведущую роль играет шероховатость поверхности [1]. Для автоматизированного управления микрорельефом деталей операционной партии на стадии технологической подготовки производства на станках с ЧПУ целесообразно использовать информационную базу [2, 3]. Ее основу составляют базовые модели процесса и поправочные коэффициенты к ним, учитывающие особенности конкретных операций и деталей. С этих позиций было проведено сопоставление работоспособности абразивных кругов при шлифовании деталей из указанных выше сталей. С целью повышения точности поправочных коэффициентов с

учетом анизотропности микрорельефа шлифованной поверхности для реализации поставленной задачи использовали теоретико-вероятностные методы [4], имеющие объективные причины, препятствующие их более широкому использованию в науке и технике. К ним можно отнести высокую трудоемкость рутинных вычислений, недостаточный уровень знаний инженеров-технологов в области математической статистики. На современном этапе развития компьютерной техники и программных продуктов первая причина легко устранима (в данном исследовании использовали программу Statistica 6.0), вторая частично решается ознакомлением с настоящим материалом.

Статистические методы интерпретации экспериментальных данных

Важнейшим направлением статистических методов анализа является интерпретация данных с ощутимой случайной изменчивостью, которые делятся на две группы: параметрические и непараметрические. Первая группа разработана на достаточно высоком уровне и чаще используется на практике, она базируется на дисперсионном анализе (ДА), предъявляющем ряд ограничений к случайным величинам (СВ). Среди них наиважнейшими считаются нормальность и гомоскедастичность распределения. Наиболее часто плотность распределения подчиняется закону Гаусса, для которого разработано наибольшее число статистик. Для проверки гипотезы о нормальном распределении, как правило, используют критерий D согласия Колмогорова—Смирнова [5—7]. При этом значение критерия D должно быть меньше критической величины $D_{\text{кр}}$. Но в работе [8] отмечается, что используемый критерий D не обладает высокой мощностью. Это показал анализ выборки, полученной с помощью случайных чисел, равномерно распределенных на отрезке [0; 100], в то время как критерий Колмогорова—Смирнова не обнаружил нарушения гипотезы о нормальности. Однако многие статистики устойчивы, т. е. робастны, при умеренных отклонениях распределений от кривой Гаусса, чего нельзя утверждать относительно однородности дисперсий.

Гомогенность дисперсий в программе Statistica 6.0 можно проверять с помощью статистик [6, 7]:

Хартли

$$F_{\max} < F_{\text{кр}} = F_{\alpha,\, k,\, n-1}; \qquad (1)$$

Кохрена

$$G_{\max} < G_{\alpha,\, k,\, n-1}; \qquad (2)$$

Бартлетта

$$\chi^2 < \chi^2_{\text{кр}} = \chi^2_{k-1,\,\alpha}, \qquad (3)$$

где $F_{\text{кр}}$, $G_{\text{кр}}$, $\chi^2_{\text{кр}}$ — критические статистики; $\chi^2_{k-1,\,\alpha}$ — верхняя область для χ^2-распределения; α — принятый уровень значимости, $\alpha = 0{,}05$; k — число случайных независимых выборок; n — объем выборок (при проведении исследования $n = \text{const}$).

При расчете в программе Statistica 6.0 нередко складываются ситуации, когда результаты оценок выполнения нуль-гипотезы (1)—(3) удобнее представлять относительно уровня достоверности:

$$\alpha_p > \alpha, \qquad (4)$$

где $\alpha_{\text{р}}$ — надежность принятия нуль-гипотезы.

В рамках исследования воспользовались одномерным дисперсионным анализом (ОДА) I с фиксированными уровнями фактора. Его реализация связана с вычислением следующих величин [5—7]: SS и SSE — сумм квадратов (СК) соответственно фактора и ошибки; df, dfE — чисел их степеней свободы; MS, MSE — средних квадратов. Из теории ДА известно, что MS и MSE получают путем деления соответствующих СК на их число степеней свободы, а критериальные статистики F — частное от деления MS/MSE. При этом влияние фактора на вариацию средних отклика считают существенным при выполнении неравенств:

$$F > F_{\alpha(\mathrm{d}f,\ \mathrm{d}fE)} \qquad (5)$$

или

$$\alpha_p < \alpha. \qquad (6)$$

Однако ОДА I позволяет выявить только наличие достоверного различия между некоторыми уровнями фактора. Сами значимые уровни конкретизируются на втором этапе параметрических статистик, проводимых с помощью критериев множественного сравнения средних [5—7]. Для значимых разностей средних должно выполняться условие (6).

Непараметрические методы формируют одно из наиболее успешных направлений современной статистики [9]. Они не связаны с каким-либо конкретным семейством распределений и не используют его свойства. В условиях нормального распределения генеральной совокупности по эффективности они могут уступать своим конкурентам, однако при нарушении нормальности и гомоскедастичности распределения ("на своем поле" [9]) превосходят параметрические статистики. Основу второго направления статистик составляют ряд критериев: перестановок, рандомизации, расстояния, ранговые. В данном исследовании использовали только ранговые статистики, которые являются инвариантными относительно произвольного монотонного преобразования шкалы измерений. В настоящее время инженерам-производственникам эти методы мало известны, поэтому рассмотрим их подробнее.

Предположим, что анализируются выборки наблюдений $y_{e\upsilon}$, $e = \overline{1, k}$, $\upsilon = \overline{1, n}$, в каждой из которой сдвиг распределения характеризуется медианой:

$$\tilde{y}_e, \quad e = \overline{1, k}. \qquad (7)$$

На первом этапе непараметрического ДА воспользуемся критерием Краскела—Уоллиса, алгоритм реализации которого для поиска значимых медиан (7) следующий [6, 7, 9]:

1. Располагаем имеющиеся по всем выборкам наблюдения y_{pe}, $p = \overline{1, N}$, $e = \overline{1, k}$, $N = kn$ в возрастающем порядке.

2. Ранжируем последовательность с помощью r_{pe} от 1 до N.

3. Определяем требуемые ранги:

суммарный по выборке е:

$$\mathrm{R}_e = \sum_{p=1}^{n} r_{pe}; \qquad (8)$$

средний для ее множества:

$$\mathrm{R}_{\bullet e} = \mathrm{R}_e/n; \qquad (9)$$

общий средний для семейства выборок: $\mathrm{R}_{\bullet\bullet} = (N + 1)/2$.

4. Находим критериальную статистику $H = \frac{12n}{N(N+1)} \sum_{e=1}^{k} (\mathrm{R}_{\bullet e} - \mathrm{R}_{\bullet\bullet})^2$, которую для повышения точности вычислений преобразуют к виду:

$$H = \left(\frac{12k}{N^2(N+1)} \sum_{e=1}^{k} \mathrm{R}_e^2\right) - 3(N + 1). \qquad (10)$$

5. На уровне значимости α принимаем нуль-гипотезу H_0: $\tilde{y}_1 = \tilde{y}_2 = ... = \tilde{y}_k$, если

$$H < \chi^2_{k-1,\alpha}; \qquad (11)$$

в противном случае ее отклоняем:

$$H \geqslant \chi^2_{k-1,\alpha}. \qquad (12)$$

При условии (11) выборки равнозначны, т. е. извлечены из одной генеральной совокупности (семейства) с общей медианой $\tilde{y}$. По выражению (12) можно только утверждать, что не все медианы (7) равнозначны, в частности при $k = 2$ этого достаточно. В общем случае ($k \geqslant 3$) остается открытым вопрос: какие именно из медиан (7) существенно разнятся между собой. В этом случае для большой выборки следует воспользоваться консервативным методом, предложенным Миллером: медианы $\tilde{y}_u \neq \tilde{y}_\upsilon$, $(u, \upsilon) \in [1, k]$, $u \neq \upsilon$, если имеет место строгое неравенство [9]

$$|\mathrm{R}_{\bullet u} - \mathrm{R}_{\bullet\upsilon}| > q(\alpha, k, \infty)\left[\frac{k(kn+1)}{12}\right]^{0,5}, \qquad (13)$$

где $q(\alpha, k, \infty)$ — верхняя точка размаха k независимых величин $N(0; 1)$ на принятом уровне α достоверности.

В рамках проведенного исследования ограничились только центрами распределения СВ. С поставленной задачей, как будет показано ниже, непараметрические статистики успешно справились. Однако во многих других случаях, в частности, при поиске моделей для идентификации технологического процесса, нет разработанной теоретической базы и маловероятно, что она будет сформирована в ближайшем будущем.

Методика исследования

Опыты проводили при следующих неизменных условиях: плоскошлифовальный станок мод. 3Г71М; круги формы 1 с размерами 250 × 25 × 76 по ГОСТ 2424—83; скорость резания $\upsilon_к$ = 35 м/с; продольная подача $S_{пр}$ = 1 м/мин; поперечная подача $S_{поп}$ = 1 мм/дв. ход; глубина резания t = 0,015 мм; операционный припуск z = = 0,15 мм; СОЖ — 5 %-я эмульсия Аквол-6 (ТУ 0258-00148843—98), подается поливом на деталь (7÷40 л/мин); число параллельных наблюдений n = 30; диаметр образца D = 40 мм, длина L = 30 мм. Шлифование выполняли по торцу круглой заготовки, закрепленной призмами на плите приспособления, которое устанавливалось на магнитном столе станка. В ходе эксперимента варьировали материал детали ($i = \overline{1;2}$) и характеристику кругов по ГОСТ Р 52781—2007 ($j = \overline{1;4}$). Код i означает материалы: 1 — 30ХГСА, 2 — 30ХГСН2А-ВД; код j — круги: 1 — 24WAF40K6V11, 2 —24WAF60K6V11, 3 — 25WAF40K6V20, 4 — 25WAF60K6V20.

В выражениях (7)—(10) индекс $e \in [1, k]$ преобразован к виду ij.

Поверхность деталей оценивали показателями шероховатости (ГОСТ 25142—82): Ra, Rz и Rmax в двух взаимно ортогональных направлениях, совпадающих с векторами подач ($d = \overline{1;2}$): Ra_1, Rz_1, $R\max_1$ для $S_п$; Ra_2, Rz_2, $R\max_2$ для $S_{пр}$. При параметрических методах исследования поверхности в качестве математических ожиданий СВ рассматривали два вида средних $\bar{y}_{dij}$ и $\tilde{y}_{dij\omega}$, полученных соответственно по результатам опытов и прогнозирования с использованием критериев множественного сравнения средних ($\omega = \overline{1;5}$): 1 —наименьшей существенной разности (НСР), 2 — Тьюки, 3 — Шеффе, 4 —Ньюмена-Кеулса, 5 — Дункана [4—6]. При непараметрических статистиках за центр распределения СВ приняты оценки медиан: $\tilde{y}_{dij}$ и $(m\hat{y})_{dij\omega}$, соответствующие опытным и предсказанным по критериям ($\omega = \overline{6;7}$): 6 —Краскела—Уоллиса; 7 — Миллера. Для ожидаемых медиан перед зависимыми переменными дописана буква m (median), что позволило сохранить знак "крыша" над прогнозируемой функцией.

Результаты исследования и их обсуждение

Средние наблюдения $\bar{y}_{dij}$, $d = i = \overline{1;2}$, $j = \overline{1;4}$ для всех параметров шероховатости приведены в табл. 1.

Таблица 1

Средние арифметические шероховатостей при шлифовании сталей 30ХГСА и 30ХГСН2А-ВД различными абразивными кругами

Параметр	$\bar{y}_{dij}$, мкм, для кругов (j)				$\bar{y}_{di\bullet}$	$\bar{y}_{d\bullet\bullet}$
	1	2	3	4		
$\bar{R}a_{11j}$ / $\bar{R}a_{12j}$	0,1417 / 0,1343	0,1373 / 0,1387	0,1330 / 0,1290	0,1597 / 0,1840	0,1429 / 0,1465	—
$\bar{R}a_{1\bullet j}$	0,1380	0,1380	0,1310	0,1718	—	0,1447
$\bar{R}z_{11j}$ / $\bar{R}z_{12j}$	0,8100 / 0,8390	0,7660 / 0,7767	0,7907 / 0,7557	0,8813 / 0,9940	0,8120 / 0,8414	—
$\bar{R}z_{1\bullet j}$	0,8245	0,7714	0,7732	0,9376	—	0,8267
$\bar{R}\max_{11j}$ / $\bar{R}\max_{12j}$	1,0907 / 1,1160	1,2847 / 1,1447	1,1547 / 1,0200	1,2133 / 1,3147	1,1858 / 1,1488	—
$\bar{R}\max_{1\bullet j}$	1,1034	1,2147	1,0874	1,2640	—	1,1674
$\bar{R}a_{21j}$ / $\bar{R}a_{22j}$	0,1050 / 0,1120	0,0860 / 0,0913	0,0843 / 0,0833	0,0987 / 0,1083	0,0935 / 0,0987	—
$\bar{R}a_{2\bullet j}$	0,1085	0,0886	0,0838	0,1035	—	0,0961
$\bar{R}z_{21j}$ / $\bar{R}z_{22j}$	0,3623 / 0,4307	0,2040 / 0,2030	0,1967 / 0,2127	0,2133 / 0,2157	0,2441 / 0,2655	—
$\bar{R}z_{21\bullet j}$	0,3965	0,2035	0,2047	0,2145	—	0,2548
$\bar{R}\max_{21j}$ / $\bar{R}\max_{22j}$	0,6667 / 0,7213	0,4613 / 0,4573	0,4560 / 0,4253	0,5173 / 0,5120	0,5253 / 0,5290	—
$\bar{R}\max_{21\bullet j}$	0,6940	0,4593	0,4406	0,5146	—	0,5271

На первом этапе интерпретации экспериментальных данных ограничились параметрическими статистиками. Исследуемые стали имеют очень близкие химические составы. Поэтому можно предположить, что они характеризуются одинаковыми свойствами шлифования. Для проверки этой гипотезы провели ОДА I по всем исследуемым кругам. В табл. 2 приведены результаты анализа при шлифовании кругом 24WAF60K6V11 ($j = 2$), которые указывают на то, что неравенства (5) и (6) нарушены, поэтому на 5 %-ом уровне средние $\bar{y}_{d12}$ и $\bar{y}_{d22}$, $d = \overline{1;2}$ существенно не различаются. В связи с этим их можно характеризовать общей величиной для круга 2 (см. табл. 1): $\bar{R}a_{1\bullet 2} = 0{,}1380$ (0,16); $\bar{R}z_{1\bullet 2} = 0{,}7714$ (0,8); $\bar{R}\max_{1\bullet 2} = 1{,}2147$ (1,25); $\bar{R}a_{2\bullet 2} = 0{,}0885$ (0,10); $\bar{R}z_{2\bullet 2} = 0{,}2035$ (0,20); $\bar{R}\max_{2\bullet 2} = 0{,}4593$ (0,50), в скобках приведены категориальные величины шероховатостей по ГОСТ 25142—82.

Подобные результаты установлены параметрическими статистиками для остальных кругов при шлифовании деталей из сталей 30ХГСА и 30ХГСН2А-вд.

Для подтверждения надежности результатов ОДА I провели тест на гомогенность дисперсий по формулам (1)—(3) (табл. 3). Для сокращения информации приведены только α_p, рассчитанные по формуле (4). Установлено, что на 5 %-ом уровне для мелкозернистых кругов F60 распределение значений показателей шероховатости обладает свойством гомоскедастичности для всех без исключения параметров. Использование крупнозернистых кругов F40 вызвало гетероскедастичность распределений СВ по следующим параметрам: Ra_1, Rz_2, $R\max_2$ — для инструмента 1; Ra_2, Rz_2 — для круга 3, что привело к необходимости дополнительного анализа наблюдений по критерию Краскела—Уоллиса ($\omega = 6$). Для этого по формуле (8) найдены суммарные ранги и по выражению (10) просчитаны критериальные статистики H. Дополнительно в последней графе табл. 4 проставлены ошибки α в случае принятия нуль-гипотезы (11).

Совпадение медиан подтверждено для всех исследуемых параметров (см. табл. 4), за исключением Rz_{2i1}, $i = \overline{1;2}$, имеющих место при шлифовании сталей 30ХГСА и 30ХГСН2-ВД кругом 24WAF40K6V11. Тем не менее, по совокупности анализируемых результатов было решено на 5 %-ом уровне значимости принять нуль-гипотезу (11) об идентичности микрорельефа поверхности деталей из обеих марок стали по каждому кругу в отдельности.

Таблица 2

Дисперсионный анализ влияния материала детали ($i = \overline{1;2}$) на микрорельеф поверхности при шлифовании кругом 24WAF60K6V11

Параметр	$SS = MS$	df	SSE	dfE	MSE	F-отношение	α_p
Ra_{1i2}	0,000027	1	0,30113	58	0,005192	0,005136	0,943114
Rz_{1i2}	0,001707		4,52259		0,077976	0,021887	0,882901
$R\max_{1i2}$	0,294000		22,62829		0,390413	0,753570	0,388926
Ra_{2i2}	0,000427		0,14747		0,002543	0,167812	0,683573
Rz_{2i2}	0,000015		0,96235		0,016592	0,000904	0,976117
$R\max_{2i2}$	0,000240		3,56293		0,061430	0,003907	0,950375

Примечание. $F_{0,05(1,58)} = 4{,}01$ [6].

Таблица 3

Надежность (1*) предсказания однородности дисперсий

Параметр	Надежность α_p при переменной $i = \overline{1;2}$ для кругов (j)				
	1	2	3	4	1; 2; 3; 4
Ra_{1ij}	0,0064	0,1824	0,1926	0,7829	0,0000
Rz_{1ij}	0,0783	0,8896	0,2579	0,7971	0,0000
$R\max_{1ij}$	0,5522	0,2016	0,3304	0,3787	0,0000
Ra_{2ij}	0,2120	0,0688	0,0001	0,1451	0,0170
Rz_{2ij}	0,0056	0,5281	0,0039	0,1744	0,0000
$R\max_{2ij}$	0,0280	0,1100	0,7634	0,1068	0,0004

Примечание. Неоднородные дисперсии при $\alpha = 0{,}05$ подчеркнуты.

Таблица 4

Проверка влияния стали (30ХГСА, 30ХГСН2А-ВД) на микрорельеф шлифованной поверхности по критерию Краскела—Уоллиса

Круг (j)	Параметр	Материал детали		Критерий H	Ошибка принятия нуль-гипотезы
		$i = 1$	$i = 2$		
		Ранг R_{1j6}	Ранг R_{2j6}		
1	Ra_{1i1}	920,0	910,0	0,005507	0,9408
	Rz_{2i1}	756,0	1073,5	5,500372	0,0190
	$R\max_{2i1}$	981,5	848,5	0,971769	0,3242
3	Ra_{2i3}	916,0	914,0	0,000219	0,9882
	Rz_{2i3}	826,5	848,5	1,734913	0,3242

Примечание. $\chi^2_{1;0,05} = 3{,}84$ [6].

Дополнительно были проанализированы кривые распределений объединенных выборок по материалам объемом $N = 2n = 60$, для этого выбраны гистограммы наблюдений для параметров Ra_{1i2} и Ra_{2i2}, i = 1 + 2 при работе абразивным инструментом 2 (рис. 1).

Их проверка на возможность аппроксимации по кривой Гаусса выявила следующие категориальные статистики: $D = 0{,}1524$ и $D = 0{,}1938$ соответственно для поперечных и продольных шероховатостей. Для рассматриваемой выборки критические статистики Колмогорова—Смирнова составили: $D_{кр} = 0{,}22$ при $\alpha = 0{,}01$ и $D_{кр} = 0{,}178$ при $\alpha = 0{,}05$. По ширине деталей распределение Гаусса для СВ подтверждено на обоих уровнях достоверности, а по их длине только при $\alpha = 0{,}01$. Учитывая робастность параметрических статистик к незначительным отклонениям наблюдений от нормального закона, допускаем использование полученных результатов на практике. Тем более по поперечным шероховатостям, которые считаются наиболее значимыми для регулирования эксплуатационных характеристик деталей, установлено наиболее полное обеспечение ограничений, накладываемых на первую группу статистических методов.

Прогнозируемые оценки состояния микрорельефа деталей из сталей 30ХГСА и 30ХГСН2А-ВД, полученные при шлифовании абразивным инструментом 2 (табл. 5), указывают на то, что наиболее вероятное рассеяние наблюдений в виде интервальной оценки в категориальных величинах достигает двух для поперечных шероховатостей и трех для продольных аналогов. Известно, что для большинства деталей машин снижение высотных показателей шероховатости относительно их точечной оценки $\bar{y}_{d\bullet 2}$ улучшает работу машины [1]. С учетом доверительного интервала наиболее благоприятная ситуация складывается в том случае, если средняя $\bar{y}_{d\bullet 2}$ принадлежит его правой границе. Такой случай предсказан для параметра Ra_{1i2}, $i = \overline{1;2}$ (см. табл. 5).

Но это, скорее всего, следует считать частным случаем. Действительно, для остальных параметров шероховатости, особенно в направлении вектора $S_{пр}$, верхние границы интервальной оценки СВ превысили среднюю на одну категориальною величину. Складывается такая ситуация, когда при назначении технологических параметров процесса с учетом средней шероховатости часть деталей из операционной партии может оказаться браком. Это усугубляется тем, что реальное рассеяние СВ ограничено не доверительным интервалом, а размахом. С учетом всего вышеизложенного левую границу наблюдений возьмем от их средней $\bar{y}_{d\bullet 2}$. Но и в этом случае превышение значений может варьироваться в категориальных величинах — до $4 \div 6$ и $6 \div 7$ в направлениях векторов $S_{поп}$ и $S_{пр}$ соответственно. Так, на гистограмме, представленной на рис. 1,

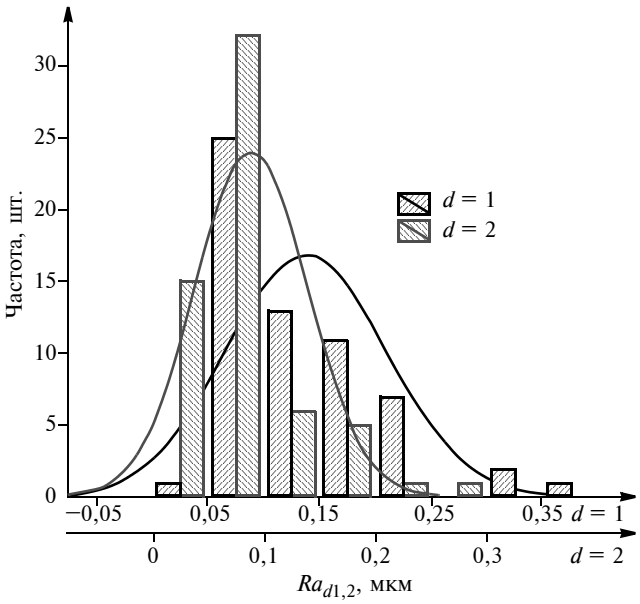


Рис. 1. Гистограммы с наложением кривых нормального распределения для параметров Ra_1 и Ra_2 при шлифовании кругом 24WAF60K6V11 деталей из сталей 30ХГСА и 30ХГСН2А-ВД

Таблица 5

Сводный межгрупповой ОДА I шероховатостей поверхностей деталей из сталей 30ХГСА и 30ХГСН2А-ВД при шлифовании кругом 24WAF60K6V11 и $\alpha = 0{,}05$

Параметр	$\bar{y}_{d\bullet 2}$, мкм	Доверительный интервал, мкм	Стандарты, мкм		y_{di2}, $i = \overline{1;2}$	
			отклонений *SD*	ошибки *SE*	min	max
Ra_1	0,1380 (0,16)	0,1195; 0,1565 (0,125; 0,16)	0,0714	0,0092	0,04 (0,04)	0,39 (0,40)
Rz_1	0,7713 (0,80)	0,6998; 0,8429 (0,80; 1,00)	0,2769	0,0358	0,36 (0,40)	1,45 (1,60)
$R\max_1$	1,2147 (1,25)	1,0536; 1,3757 (1,25; 1,60)	0,6233	0,0805	0,52 (0,63)	3,40 (4,00)
Ra_2	0,0887 (0,10)	0,0757; 0,1016 (0,08; 0,125)	0,0501	0,0065	0,03 (0,032)	0,28 (0,32)
Rz_2	0,2035 (0,20)	0,1705; 0,2365 (0,20; 0,25)	0,1277	0,0165	0,05 (0,05)	0,65 (0,80)
$R\max_2$	0,4593 (0,50)	0,3958; 0,5228 (0,40; 0,63)	0,2458	0,0317	0,12 (0,125)	1,52 (1,60)

Примечание. В скобках приведены категориальные величины шероховатостей по ГОСТ 25142—82.

в диапазон по браку попали 10 деталей из общего числа шлифуемых. Теперь, используя статистические методы, остановимся на конечной цели исследования: поиске оптимальной характеристики круга. Из последней графы табл. 3 видно, что при шлифовании объединенных выборок из сталей 30ХГСА и 30ХГСН2А-ВД абразивными инструментами 1—4 распределения наблюдений по всем параметрам микрорельефа поверхности характеризуются гетероскедастичностью. По этой причине для них нельзя использовать параметрические оценки. Тем не менее, такой статистический анализ шероховатостей был выполнен, как бы на "чужом поле" [9]. В дальнейшем это позволит, с одной стороны, полнее выявить преимущества непараметрических статистик, с другой стороны, оценить степень риска, если параметрические критерии использовать как приближенные оценки. По результатам ОДА I установлено существенное влияние характеристик абразивных инструментов на микрорельеф шлифованных деталей $i = \overline{1;2}$. Далее по критериям $\omega = \overline{1;5}$ проведено сравнение средних $\bar{y}_{d\bullet j}$, $j = \overline{1;4}$ при последовательном фиксировании $d = \overline{1;2}$. В табл. 6 представлены результаты для параметра Ra_1 по критерию НСР ($\omega = 1$).

Из табл. 6 видно, что условие (6) выполнено только для параметра $\bar{R}a_{1\bullet 41}$, т. е. при работе кругом 25WAF60K6V20 среднее арифметическое отклонение поперечных неровностей существенно отличается от своих аналогов для инструментов 1—3. Аналогичные оценки средних имеют место по остальным критериям $\omega = \overline{2;5}$. Поэтому для этого параметра приняты прогнозируемые средние, указанные в первой графе табл. 7. При этом $\hat{R}a_{1\bullet 4} = \bar{R}a_{1\bullet 4}$, а для остальных кругов на втором этапе исследований средних приняты объединенные

Таблица 6

Оценки значимости разности средних для параметра Ra_1 для кругов ($j = \overline{1;4}$) по статистике НСР

Разность средних $\bar{R}a_{1\bullet j1}$	$j = 1$	$j = 2$	$j = 3$	$j = 4$
	Уровни ошибки α_p для разностей средних			
	0,1380	0,1380	0,1310	0,1718
$\bar{y}_{1\bullet 11} - \bar{y}_{1\bullet j1}$	—	1,000000	0,578286	0,007644*
$\bar{y}_{1\bullet 21} - \bar{y}_{1\bullet j1}$	1,000000	—	0,578286	0,007644*
$\bar{y}_{1\bullet 31} - \bar{y}_{1\bullet j1}$	0,578286	0,578286	—	0,001335*
$\bar{y}_{1\bullet 41} - \bar{y}_{1\bullet j1}$	0,007644*	0,007644	0,001335	—

Примечание. Знаком "*" обозначены значимые на 5 %-ном уровне разности средних.

Таблица 7

Результаты параметрических методов оценки средних шероховатостей поверхности деталей $i = \overline{1;2}$ при шлифовании кругами $j = \overline{1;4}$

Статистики ω					Ожидаемые средние, мкм
1	2	3	4	5	
$\overline{1;3}$ **					$\hat{R}a_{1\bullet j\bullet} = 0{,}136$ (0,16*), $j = \overline{1;3}$; $\hat{R}a_{1\bullet 4\bullet} = 0{,}172$ (0,20*)
$\overline{1;3}$					$\hat{R}z_{1\bullet j\bullet} = 0{,}790$ (0,80*), $j = \overline{1;3}$; $\hat{R}z_{1\bullet 4\bullet} = 0{,}938$ (1,00*)
$\overline{1;4}$					$\hat{R}\max_{1\bullet\bullet\bullet} = 1{,}167$ (1,25*)
$\overline{2;3}$	$\overline{2;4}$	$\overline{1;4}$	$\overline{2;4}$	$\overline{2;3}$	$\hat{R}a_{2\bullet 1\bullet} = 0{,}096$ (0,10*); $\hat{R}a_{2\bullet j\bullet} = 0{,}090$ (0,10*), $j = \overline{2;4}$
$\overline{2;4}$					$\hat{R}z_{2\bullet 1\bullet} = 0{,}397$ (0,40*); $\hat{R}z_{2\bullet j\bullet} = 0{,}207$ (0,25*), $j = \overline{2;4}$
$\overline{2;4}$					$\hat{R}\max_{2\bullet 1\bullet} = 0{,}694$ (0,80*); $\hat{R}\max_{2\bullet j\bullet} = 0{,}478$ (0,50*), $j = \overline{2;4}$

Примечание. Знаком "*" обозначены категориальные величины шероховатостей по ГОСТ 25142—82; "**" — незначимые различия средних по кругам.

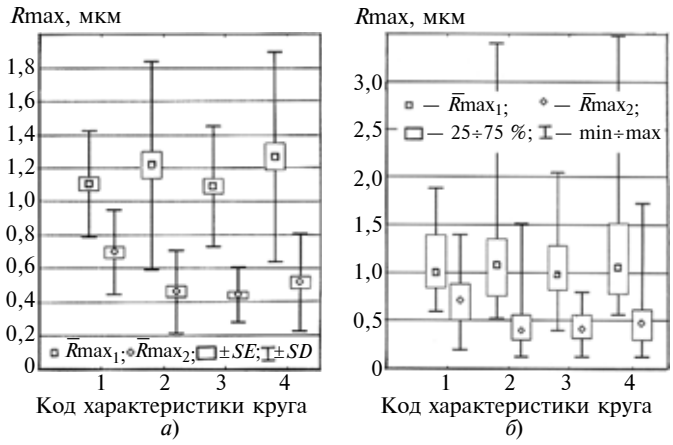


Рис. 2. Описательные параметрические (*а*) и непараметрические (*б*) статистики для параметров $R\max_1$ и $R\max_2$ при шлифовании различными кругами

оценки: $\hat{y}_{1\bullet j\bullet} = (\bar{y}_{1\bullet 1} + \bar{y}_{1\bullet 2} + \bar{y}_{1\bullet 3})/3, j = \overline{1;3}$. По рассмотренной процедуре были предсказаны шероховатости по остальным параметрам (см. табл. 7).

Используя программу Statistica 6.0 и ОДА I получены описательные статистики, две из которых представлены на рис. 2, *а* для наибольших шероховатостей $d = \overline{1;2}$, снижающих усталостную прочность деталей из сталей 30ХГСА и 30ХГСН2А-ВД, испытывающих знакопеременные нагрузки [1].

На рис. 2 указаны средние и вероятные диапазоны рассеяния: меньший $(\bar{y} \pm SE)_{d\bullet j}$, $d = \overline{1;2}$, $j = \overline{1;4}$ (Box), обусловленный стандартом или среднеквадратическим отклонением (СКО) ошибки; больший, прогнозирующий СКО шероховатостей ($\pm$ *SD*) (Whisker). Остановимся на генезисе средних $\bar{y}_{d\bullet j}$, $d = \overline{1;2}$, $j = \overline{1;4}$. Наглядная интерпретация ОДА I параметра $R\max_1$ подтвердила, что круги 1—4 не оказывают значимого влияния на средние $\bar{y}_{1\bullet j}$, $j = \overline{1;4}$ и их следует оценивать объединенной величиной $\bar{R}\max_{1\bullet\bullet\bullet}$ (см. табл. 7). В то же время по продольным шероховатостям данная закономерность предсказана только для кругов 2—4. При этом средняя $\bar{R}a_{2\bullet 1}$, принятая для круга 1 за прогнозируемую величину, расположилась на две категориальные ступени выше, чем для остальных инструментов. При выборе наилучшей характеристики круга при шлифовании исследуемых сталей за основу приняли результаты, полученные по поперечному микрорельефу поверхности, так как в этом направлении средние показатели оказались наибольшими. Одновременно наглядная интерпретация ОДА I позволила выявить еще две важные закономерности, незаметные при традиционном представлении результатов дисперсионного анализа (см. табл. 5). Речь идет о точности поиска средней и плотности распределения наблюдений. В первую очередь остановимся на поперечных шероховатостях, определяющих несущую способность поверхности [1].

На рис. 2, *а* видно, что для крупнозернистых кругов 1 и 3 повысилась точность расположения средних наблюдений и уменьшилась вероятность отклонений шероховатостей по сравнению с инструментом F60. Что касается их продольных аналогов, то отмеченная закономерность в наибольшей степени проявилась для круга на связке V20 ($j = 3$). Изложенное выше имело место и при исследовании параметров Ra_1 и Ra_2. Статистические гипотезы подтверждает практика: при черновом шлифовании ($t = 0{,}015$ мм) крупнозернистые круги имеют большие возможности для размещения срезанного металла в межзеренном пространстве рабочей поверхности, что гарантирует стабильную работу без засаливания с формированием гладкой поверхности. Для повышения несущей способности и надежности деталей силовых элементов самолета, испытывающих знакопеременные нагрузки, целесообразно одновременно снижать параметры *Ra* и *R*max в обоих направлениях [1]. С этих позиций предпочтение отдано кругам 1 и 3 (см. табл. 7, рис. 2, *а*). Выявлено, что ожидаемая средняя $\bar{R}a_{2\bullet 1\bullet}$ для первого абразивного инструмента оказалась достаточно большой и уступает поперечной микронеровности всего одну категориальную величину. То же отмечено и в работах [2, 3]: при шлифовании кругом 2 высокопрочной стали 40ХН2СМА-ВД и быстрорежущих пластин Р12Ф3К10М3 (66...67 *HRC*) шероховатость в продольном направлении при отдельных режимах шлифования находилась в одном категориальном диапазоне с шероховатостью в поперечном направлении, что указывает на целесообразность изучения микрорельефа в обоих направлениях.

На втором этапе исследований использовали непараметрические статистики. Для иллюстрации эффективности ранговых оценок взят параметр Ra_1, для которого по критерию Миллера ($\omega = 7$) проанализирован сдвиг объединенных выборок по материалам $i = \overline{1;2}$. По результатам измерений установлены следующие опытные медианы в мкм, полученные при работе каждым кругом: $\tilde{R}a_{1\bullet 1} = 0{,}13$; $\tilde{R}a_{1\bullet 2} = 0{,}115$; $\tilde{R}a_{1\bullet 3} = 0{,}12$ и $\tilde{R}a_{1\bullet 4} = 0{,}135$. Полученные данные расположили в общий вариационный возрастающий ряд, проранжировали и определили суммарные ранги по формуле (8): $R_{\bullet 1} = 7472$; $R_{\bullet 2} = 6626$; $R_{\bullet 3} = 6647$ и $R_{\bullet 4} = 8175$. Для поиска статистик Миллера их поделили на общее число наблюдений ($N = 60$). Полученные по формуле (9) средние ранги представлены в табл. 8 по убыванию. Разности (13): $R_{\bullet\bullet u} - R_{\bullet\bullet \upsilon}$, $(u, \upsilon) \in [1; 4]$, $u \neq \upsilon$, оказались меньше критической статистики,

Таблица 8

Влияние параметров кругов на медиану распределений параметра Ra_1 по критерию Миллера

Круги	Средние ранги $R_{\bullet\bullet j}$ по кругам (j)			
	136,25 (4)	124,53 (1)	110,78 (3)	110,43 (2)
	Разности по j [формула (13)]			
4, j	—	11,72	25,47	25,82
1, j	—	—	13,80	14,10
3, j	—	—	—	0,35

Примечание. Критическая статистика — 35,562 при $\alpha = 0{,}05$ [9].

Таблица 9

Прогнозируемые медианы при шлифовании деталей из сталей 30ХГСА и 30ХГСН2А-ВД кругами $j = \overline{1;4}$

Незначимое различие по кругам (формула)	Прогнозируемые медианы, мкм
$\overline{1;4}$	$m\hat{R}a_{1\bullet j7} = 0{,}125$ (0,125*); $m\hat{R}z_{1\bullet j7} = 0{,}744$ (0,80*); $m\hat{R}\max_{1\bullet j7} = 1{,}030$ (1,25*), $j = \overline{1;4}$
1 и 4 (15)	$m\hat{R}a_{2\bullet 17} = 0{,}100$ (0,10*)
$\overline{2;4}$ (16)	$m\hat{R}a_{2\bullet j7} = 0{,}080$ (0,08*), $j = \overline{2;3}$
1 и 4; $\overline{2;4}$ (17)	$m\hat{R}a_{2\bullet 47} = 0{,}090$ (0,10*)
$\overline{2;4}$	$m\hat{R}z_{2\bullet 17} = 0{,}395$ (0,40*); $m\hat{R}z_{2\bullet j7} = 0{,}182$ (0,20*), $j = \overline{2;4}$; $m\hat{R}\max_{2\bullet 17} = 0{,}720$ (0,80*); $m\hat{R}\max_{2\bullet j7} = 0{,}433$ (0,50*), $j = \overline{2;4}$

Примечание. Знаком "*" обозначены категориальные величины шероховатости по ГОСТ 25142—82.

поэтому принята нуль-гипотеза о равенстве медиан: $\tilde{y}_1 = \tilde{y}_2 = \tilde{y}_3 = \tilde{y}_4$. Прогнозируемая $m\hat{R}a_{1\bullet\bullet 7}$ равна общей средней опытных медиан:

$$m\hat{R}a_{1\bullet\bullet 7} = \left(\sum_{j=1}^{4} \tilde{y}_{1\bullet j}\right)/4. \qquad (14)$$

Полученные по формуле (14) значения указаны в первой строке табл. 9 для всех абразивных инструментов. Аналогичные действия выполнены для всех параметров микрорельефа, за исключением Ra_2. Как видно из табл. 9, для Ra_2 по критерию (13) признаны незначимыми следующие разности опытных медиан: $\tilde{y}_2 - \tilde{y}_3$, $\tilde{y}_2 - \tilde{y}_4$, $\tilde{y}_3 - \tilde{y}_4$ и $\tilde{y}_1 - \tilde{y}_4$. С учетом принятых оценок по формуле (13) для параметра Ra_2 поиск прогнозируемых медиан выполнен следующим образом:

$$m\hat{y}_1 = (\tilde{y}_1 + \tilde{y}_4)/2; \qquad (15)$$

$$m\hat{y}_2 = m\hat{y}_3 = (\tilde{y}_2 + \tilde{y}_3 + \tilde{y}_4)/3; \qquad (16)$$

$$m\hat{y}_4 = [(\tilde{y}_1 + \tilde{y}_4)/2 + (\tilde{y}_2 + \tilde{y}_3 + \tilde{y}_4)/3]/2. \qquad (17)$$

Все ожидаемые медианы при шлифовании кругами 1—4 приведены в табл. 9.

Анализ (см. табл. 7 и 9) позволил выявить ряд закономерностей:

1. На качественном уровне совпали оценки по работоспособности кругов 1—4 для параметра $R\max_1$, а для кругов 2—4 по параметрам Rz_2 и $R\max_2$.

2. По оценке двумя методами наименее стабилен параметр Ra_2.

3. Принимая во внимание, что поперечные шероховатости в большинстве случаев ограничивают выбор технологических параметров процесса, можно утверждать, что по совокупности параметров микрорельефа наилучшим следует признать круг 25WAF40K6V20.

4. Модели многомерного ДА I используют для прогнозирования средних откликов технологических систем [2, 3]. Ожидаемые медианы в поперечном сечении предсказаны меньше средних в пределах одной категориальной величины. Таким образом, использование медиан повышает надежность регулирования шероховатости поверхности детали.

На рис. 2, *б* представлены описательные статистики для кругов 1—4 для тех же параметров шероховатости, что и на рис. 2, *а*. С помощью непараметрических статистик проведена интерпретация экспериментальных данных в виде: медиан и размахов наблюдений; процентилей, характеризующих нижний (25 %) и верхний (75 %) уровни наиболее вероятных распределений СВ. На практике часто используют эти отклонения, выраженные в долях (0,25 и 0,75), которые называют соответственно нижним и верхним квантилями [10].

Анализ диаграммы (рис. 2, *б*) выявил асимметричность рассеяния параметров шероховатости поверхности в обоих направлениях $d = \overline{1;2}$. Интерквартильные широты ($y_{0,75} - y_{0,25}$) резко смещены вниз от середины размахов для кругов 1, 2 и 4. В меньшей степени это отразилось на параметре $\tilde{R}\max_{2\bullet 3}$ для круга 3. С практической точки зрения положительную асимметрию распределений следует считать благоприятной, так как она снижает вероятность брака.

В первом приближении можно принять гипотезу, что процентили $y \in [25; 75]$ на рис. 2, *б* являются аналогом доверительного интервала, как для параметрических статистик $\bar{y} \pm SD$ (см. рис. 2, *а*). В этом случае можно провести параллели по результатам оценок шероховатостей в обоих ортогональных направлениях: области наиболее вероятных поперечных и продольных шероховатостей могут пересекаться. При параметрических стати-

Таблица 10

Поправочные коэффициенты K_j для параметров кругов 1, 2 и 4 относительно базового круга 25WAF40K6V20 и $K_{мед}$ к базовым моделям МДА I для этого же круга с учетом неоднородности дисперсий

Параметр	K_j для кругов						$K_{мед}$	
	1		2		4		$\frac{m\hat{y}_{d\bullet 37}}{\hat{y}_{d\bullet 3\bullet}}$	$\frac{\tilde{y}_{d\bullet 3}}{\bar{y}_{d\bullet 3}}$
	$\frac{a}{b}$	$\frac{c}{f}$	$\frac{a}{b}$	$\frac{c}{f}$	$\frac{a}{b}$	$\frac{c}{f}$		
Ra_1	$\frac{1,00}{1,08}$	$\frac{1,00}{1,05}$	$\frac{1,00}{1,25}$	$\frac{1,00}{1,05}$	$\frac{1,00}{1,12}$	$\frac{1,26}{1,31}$	0,92 (0,91*)	0,92 (0,92)
Rz_1	$\frac{1,00}{1,07}$	$\frac{1,00}{1,07}$	$\frac{1,00}{1,00}$	$\frac{1,00}{1,00}$	$\frac{1,00}{1,06}$	$\frac{1,19}{1,21}$	0,94 (0,91*)	0,93 (0,92)
$R\max_1$	$\frac{1,00}{1,02}$	$\frac{1,00}{1,02}$	$\frac{1,00}{1,10}$	$\frac{1,00}{1,12}$	$\frac{1,00}{1,08}$	$\frac{1,00}{1,16}$	0,88 (0,91*)	0,90 (0,92)
Ra_2	$\frac{1,25}{1,57}$	$\frac{1,07}{1,29}$	$\frac{1,00}{1,14}$	$\frac{1,00}{1,06}$	$\frac{1,12}{1,29}$	$\frac{1,00}{1,24}$	0,89 (0,89*)	0,83 (0,89)
Rz_2	$\frac{2,17}{2,19}$	$\frac{1,92}{1,94}$	$\frac{1,00}{0,92}$	$\frac{1,00}{0,94}$	$\frac{1,00}{1,11}$	$\frac{1,00}{1,05}$	0,88 (0,89*)	0,89 (0,89)
$R\max_2$	$\frac{1,66}{1,71}$	$\frac{1,45}{1,58}$	$\frac{1,00}{0,95}$	$\frac{1,00}{1,04}$	$\frac{1,00}{1,14}$	$\frac{1,00}{1,14}$	0,91 (0,89*)	0,95 (0,89)

Примечание. a — $m\hat{y}_{d\bullet j7}/m\hat{y}_{d\bullet 37}$; b — $\tilde{y}_{d\bullet j}/\tilde{y}_{d\bullet 3}$; c — $\hat{y}_{d\bullet j\bullet}/\hat{y}_{d\bullet 3\bullet}$; f — $\bar{y}_{d\bullet j}/\bar{y}_{d\bullet 3}$; j — 1, 2 и 4; знаком "*" обозначены рекомендуемые $K_{мед}$, $d = \overline{1;2}$

стиках это верно для кругов 1—3, при непараметрических — только для круга 1. Если при непараметрических статистиках область сравнения распространить в пределах размаха, то равенство шероховатостей в обоих направлениях можно расширить на все параметры инструментов.

Результаты эффективности показателей кругов $j = \overline{1;4}$ приведены в табл. 10. В данном случае все поправочные коэффициенты K_j представлены относительно круга 25WAF40K6V20 ($j = 3$), который при шлифовании закаленных сталей 30ХГСА, 30ХГСН2А-ВД показал наилучшие результаты. Для них разработаны модели многомерного дисперсионного анализа (МДА) I [2, 3]. В качестве оценки взяты ячейки (ja), $j = \overline{1;4}$, т. е. результаты, прогнозируемые с использованием непараметрических статистик (10) и (12). Прежде всего, сравним их с результатами (jb), полученными путем непосредственного сопоставления опытных медиан $\tilde{y}_{dj}/\tilde{y}_{d3}$, $d = \overline{1;2}$, j — 1, 2 и 4.

Установлено, что разница значений коэффициентов K_{dja} и K_{djb} при одинаковых d может доходить до 25 %, что подтверждает целесообразность анализа сдвигов распределений шероховатостей.

Перейдем к основной оценке данного исследования, которая для шлифования ранее не использовалась. Проанализируем, насколько эффективны непараметрические статистики по сравнению со своими конкурентами "на своем поле". Выявлено, что разница в оценках микрорельефа с использованием двух методов оказалось наиболее значима для кругов 1 и 4 и в отдельных случаях достигала 26 %. В то же время режущие свойства круга 2 мало отличаются от базового инструмента, что отмечалось ранее (см. рис. 2, *а*, *б*), и одновременно идеально совпали оценки по обеим статистикам. Из табл. 10 видим, что поправочные коэффициенты K_2, прогнозируемые по средним и медианам, равны единице. На первый взгляд может показаться, что для круга 24WAF60K6V11 непараметрические методы оказались малоэффективными. Однако известно, что любая статистика носит глобальный характер и по своей природе не признает исключений из общих правил. Поэтому следует обратиться к табл. 3, из которой видно, что для данного круга в единственном числе отмечена гомогенность оценок СКО по всем параметрам микрорельефа. Таким образом, в данном случае непараметрические методы выступили "на чужом поле" и не уступили своему конкуренту. Гомоскедастичность распределений можно проследить и на кругах 24WAF40K6V11 и 25WAF60K6V20. В первом случае установлена неоднородность СКО для параметров Ra_1, Rz_2 и $R\max_2$ (см. табл. 3). Отмеченные тенденции в полной мере проявились у последних двух параметров (см. табл. 10). Что касается среднего арифметического отклонения неровностей в поперечном направлении, то при поиске ожидаемых оценок произошло выравнивание их величин: $j = \overline{1;4}$ — при непараметрических методах; $j = \overline{1;3}$ — для альтернативных статистик. Однако общая тенденция прослеживается для экспериментальных данных: $K_{1b} = \tilde{R}a_{4\bullet 1}/\tilde{R}a_{1\bullet 3} = 1,08$ и $K_{1d} = Ra_{1\bullet 1}/Ra_{1\bullet 3} = 1,05$. В то же время для круга 4 предсказана гомогенность СКО, поэтому для него за основу принимаем параметрические оценки состояния поверхностей деталей, которые в данном случае рассматриваем как наиболее достоверные. С учетом этого для круга 4 выявлены три оценки микрорельефа для параметров Ra_1, Rz_1 и Ra_2, наиболее отличающиеся от непараметрических статистик.

В последних двух графах табл. 10 приведены поправочные коэффициенты $K_{мед}$, учитывающие положительную асимметрию распределений шероховатостей для круга 25WAF40K6V20, чем пренебрегают при параметрических статистиках. Они получены независимо друг от друга с использованием статистических методов и непосредственной обработки результатов наблюдений и показали хорошую сходимость. Одновременно принято решение усреднить их для всех параметров по направлениям ($d = \overline{1;2}$): $K_{мед1} = 0,91$ и $K_{мед2} = 0,89$ — по статистическим оценкам: $K_{мед1} = 0,92$ и $K_{мед2} = 0,89$, полученным путем деления медиан на опытные средние. Рекомендуемые для использования $K_{мед d}$, $d = \overline{1;2}$ выделены знаком "*".

Как было отмечено ранее, для круга 3 выполнен поиск моделей МДА I, которые позволяют прогно-

зировать вариацию средней отклика в зависимости от технологических параметров процесса шлифования. В общем случае привязку прогнозируемых параметров микрорельефа к конкретным условиям шлифования выполняем по схеме, принятой в нормативах режимов шлифования:

$$m\hat{y}_{d\bullet j\bullet} = (\hat{y}_{d\bullet 3\bullet})K_j K_{\text{мед}d},\ d = \overline{1;2},$$
$$j \in [1;\ 4],\ j \neq 3. \qquad (18)$$

Следует отметить, что некоторые исследователи [11] негативно относятся к непараметрическим методам. Они считают, что наилучшим является вариант, когда сняты все ограничения по использованию параметрических статистик. В частности, предлагается повторное проведение испытаний для наблюдений, вызывающих сомнения, выравнивание дисперсии и т. п. Однако в прикладной статистике, как показал наш опыт, трудно добиться идеального выполнения всех ограничений, накладываемых на СВ со стороны параметрических методов. В этом случае использование поправочных коэффициентов (18) повышает точность оценок моделей МДА I.

Выводы

1. Статистическими методами было установлено, что по шлифуемости стали 30ХГСА и 30ХГСН2А-ВД следует объединить в одну группу, т. е. на 5 %-ом уровне значимости принять нуль-гипотезу.

2. Точечные оценки показали, что наименьшие высоты шероховатостей предсказаны для кругов 2 и 3. Это нашло отражение в равенстве поправочных коэффициентов K_j, $j = \overline{2;3}$ в формуле (18).

3. Размах шероховатостей в категориальных величинах составил: $7 \div 10$ в поперечном направлении и $11 \div 13$ в ортогональном к нему сечении. По результатам ОДА I доверительный интервал для шероховатостей находится в диапазоне $2 \div 3$ категориальных величин. Для практики целесообразно учитывать отклонения от средней в "плюс". При таком подходе к качеству поверхности можно снизить рассеяние высотных микронеровностей до 6-й и 1-й категориальных величин соответственно, что исключает возможность брака.

4. Анализ непараметрических описательных статистик выявил, что по возрастанию 75-го процентиля получена последовательность ($j = \overline{1;4}$): 25WAF40K6V20 (круг 3); 24WAF60K6V11 (круг 2); 24WAF40K6V11 (круг 1) и 25WAF60K6V20 (круг 4). Так, по параметру $R\max_1$ для круга 3 детали соответствуют категориальной величине 1,25 мкм, а для всех остальных кругов — на ступеньку выше (1,6 мкм). Эти верхние интервальные оценки по точности группирования шероховатостей не совпали с параметрическими статистиками, которые предсказали снижение в последовательности: круги 3, 1, 2 и круг 4.

5. Расхождение точечных и интервальных оценок работоспособности абразивных кругов подтвердили, что в прикладной статистике две характеристики СВ следует рассматривать в совокупности и с учетом решаемой задачи акценты значимости целесообразно менять.

6. Исследования показали, что даже при большом числе испытаний (в нашем случае $n \in [30;\ 60]$) не во всех случаях шлифования обеспечено идеальное выполнение ограничений, накладываемых на СВ со стороны параметрических статистик. При поиске моделей МДА I на базе различных планов задача усугубляется тем, что число параллельных опытов в каждой точке факторного пространства принимается намного меньше. С учетом вышесказанного установлены качественная и количественные оценки использования непараметрических статистик. Частным вариантом такого анализа служат поправочные коэффициенты в формуле (18).

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Инженерия** поверхности деталей / Под ред. А. Г. Суслова. М.: Машиностроение, 2008. 320 с.
2. **Солер Я. И., Прокопьева А. В., Казимиров Д. Ю.** Автоматизированное управление шлифованием быстрорежущих пластин различной жесткости по критериям микрогеометрии и точности формы поверхности // Вестник машиностроения. 2007. № 11. С. 33—39.
3. **Солер Я. И., Казимиров Д. Ю.** Возможности автоматизированного управления процессом плоского шлифования деталей из высокопрочной стали 40ХН2СМА-ВД // Справочник. Инженерный журнал. 2008. № 7. С. 34—45.
4. **Хусу А. П., Виттенберг Ю. Р., Пальмов В. А.** Шероховатость поверхности (теоретико-вероятностный подход). М.: Наука, 1975. 344 с.
5. **Джонсон Н., Лион Ф.** Статистика и планирование эксперимента в технике и науке: методы планирования эксперимента / Пер. с англ. М.: Мир, 1981. 520 с.
6. **Поллард Дж.** Справочник по вычислительным методам статистики / Пер. с англ. М.: Финансы и статистика, 1982. 344 с.
7. **Алексахин С. В., Балдин А. В., Николаев А. Б.** Прикладной статистический анализ. М.: Приор, 2001. 224 с.
8. **Мятлев В. Д., Панченко Л. А., Терехин А. Т.** Проверка статистических гипотез. www.sevin.ru/fundecology.
9. **Холлендер М., Вулф Д.** Непараметрические методы статистики / Пер. с англ. М.: Финансы и статистика, 1983. 518 с.
10. **Корн Г., Корн Т.** Справочник по математике для научных работников и инженеров / Пер. с англ. М.: Наука. 1970, 720 с.
11. **Кокс Д., Хинкли Д.** Теоретическая статистика / Пер. с англ. М: Мир, 1978. 560 с.

УДК 621.91.01

М. Х. УТЕШЕВ, д-р. техн. наук, В. А. БЕЛОЗЁРОВ, канд. техн. наук
(Тюменский государственный нефтегазовый университет), e-mail: belozerov60@mail.ru

Эффект шлифования обрабатываемых поверхностей деталей при тонком точении жаропрочных сплавов резцами из СТМ на станках с ЧПУ

Исследуется эффект шлифования поверхностей, обрабатываемых при тонком точении деталей из жаропрочных сплавов резцами из СТМ. Установлено усиление данного эффекта на экономичных режимах резания на станках с ЧПУ.

Ключевые слова: точение, станок с ЧПУ, жаропрочные сплавы, шероховатость поверхности, эффект шлифования.

Grinding effect of surfaces being machined at fine turning of details from heat-resistant alloys by cutters from extra-hard materials is investigated. It is stated that given effect becomes stronger on the economy-type cutting on the NC machine tool.

Keywords: turning, NC machine tool, heat-resistant alloys, surface roughness, grinding effect.

Резцы из сверхтвердых материалов (СТМ) широко используют для тонкого точения жаропрочных сплавов и закаленных легированных сталей, однако процесс резания инструментом из СТМ изучен недостаточно. СТМ отличается высокой твердостью, сравнимой с твердостью алмаза, и низким пределом прочности на растяжение, поэтому относятся к хрупким инструментальным материалам, для которых задаются малые подачи и высокие скорости резания. Не до конца изучен вопрос — почему при тонком точении резцами из СТМ шероховатость получаемой поверхности сравнима с шероховатостью поверхности, полученной при абразивном шлифовании, а при резании твердосплавными резцами закаленных сталей и труднообрабатываемых сплавов шероховатость выше, чем при шлифовании при равных условиях обработки. Поэтому была поставлена задача — исследовать контактный процесс при тонком точении резцами из СТМ и их влияние на шероховатость (параметр *Ra*).

Исследования показали, что параметр *Ra* шероховатости является не только технологическим параметром обработанной поверхности, но и показателем физического взаимодействия обрабатываемого и инструментального материалов, так как он зависит практически от всех показателей контактного взаимодействия на передней поверхности инструмента: радиальной составляющей P_z силы резания; силы N нормального давления; силы F трения; коэффициента K_L укорачивания стружки; температуры θ_p резания; коэффициента μ трения; напряжений q_N и q_F соответственно от сил N и F.

При тонком точении резцами из СТМ имеет место небольшая толщина срезаемого слоя, поэтому процесс в большей степени определяется контактными температурами и напряжениями на задней поверхности. Следует учитывать особенность тонкого точения жаропрочных сплавов и закаленных легированных сталей резцами из СТМ — контактная температура и контактные напряжения на задней поверхности резца выше, чем на передней, и по мере увеличения фаски износа резца по задней поверхности эта разница увеличивается.

При использовании инструментов из СТМ необходимо стремиться к уменьшению контактных напряжений и температур на задней поверхности инструмента, что достигается применением материалов с меньшими коэффициентами теплопроводности (гексанит-Р, композит 05ИТ) и обработкой жаропрочных сплавов на оптимальных режимах резания.

Исследовали работу резцов из трех СТМ: эльбора-Р, композита 05ИТ и гексанита-Р. Инструментальный материал гексанита-Р имеет меньший коэффициент теплопроводности, следовательно, инструменты из этого СТМ отличаются бóльшими значениями температур и контактных напряжений на передней поверхности при постоянном коэффициенте K_L укорачивания стружки, а на задней поверхности резца температура и контактные напряжения меньше.

Экспериментальные и теоретические исследования контактных нагрузок на задней поверхности резца из СТМ требуют постановки двух отдельных задач: 1) определение зависимостей изменения силы N нормального давления и силы F трения от условий резания; 2) исследование распределения нормальных и касательных напряжений на поверхности контакта.

Поскольку силы N_1 и F_1 на задней поверхности не зависят от толщины среза, то для разделения сил на передней и задней поверхностях резца будем использовать методы экстраполяции линий зависимостей составляющих силы резания от толщины среза на нулевую толщину среза, один из которых был разработан А. М. Розенбергом [1] при постоянной температуре резания, другой — Н. Н. Зоревым [2] при постоянном коэффициенте укорачивания (усадки) стружки. Экстраполяция линий зависимостей составляющих P_z и P_y силы резания на нулевую толщину среза осуществлялась при постоянном коэффициенте K_L.

Величину вертикальной P_z и радиальной P_y составляющих силы резания осуществлялось дина-

мометром УДМ-100 при тонком точении жаропрочных сплавов. Методом экстраполяции на нулевую толщину среза при постоянном коэффициенте K_L были определены силы N_1 и F_1 на задней поверхности. Для экспериментального определения сил N_1 и F_1 найдены зависимости $P_y = f_1(a)$ и $P_z = f_2(a)$ (a — толщина срезаемого слоя). При экстраполяции $P_y = f_1(a)$ на нулевую толщину среза точка пересечения с осью y дает значение силы N_1, а точка пересечения зависимости $P_z = f_2(a)$ с осью z — значение силы F_1.

При изучении особенностей нагружения режущей части инструмента из СТМ исследовали влияние фаски $h_з$ износа резца на контактные показатели инструмента для задней поверхности: N_1, F_1, напряжения q_{N_1}, q_{F_1}, а также коэффициент μ_1 трения.

При увеличении параметра $h_з$ силы N и F на передней поверхности при прочих равных условиях в первом приближении остаются постоянными, а силы N_1 и F_1 на задней поверхности возрастают. При точении сплава ХН62МВКЮ-ВД (37...39 *HRC*) при подаче $S = 0{,}02$ мм/об, скорости $v = 0{,}33$ м/с и глубине резания $t = 0{,}05$ мм острым резцом из эльбора-Р ($h_з = 0{,}03$ мм) на задней поверхности сила нормального давления составила $N_1 = 4{,}2$ Н, а сила трения — $F_1 = 3$ Н. При $h_з = 0{,}1$ мм получили: $N_1 = 17{,}7$ Н, $F_1 = 13{,}3$ Н.

Таким образом, установлено, что в зависимости от $h_з$ напряжения q_{N_1} и q_{F_1} могут как увеличиваться, так и уменьшаться. При $h_з = 0{,}1$ мм напряжения q_{N_1} и q_{F_1} возрастают по сравнению с обработкой острым резцом, а в последствии (при $h_з > 0{,}1$ мм) — уменьшаются. Коэффициент μ_1 трения меняется в зависимости от $h_з$ аналогично показателям q_{N_1} и q_{F_1}.

Следовательно, наиболее эффективным (с позиции прочности) из трех рассмотренных СТМ является гексанит-Р, так как вследствие перераспределения средних контактных напряжений на передней и задней поверхностях резца напряжения q_N и q_F на передней поверхности увеличиваются, а на задней поверхности напряжение q_{N_1} уменьшается в $1{,}1 \div 1{,}5$ раза, а напряжение q_{F_1} уменьшается в $1{,}2 \div 1{,}64$ раза по сравнению, соответственно, с напряжениями для резцов из эльбора-Р для рассматриваемых режимов резания.

Эффект шлифования обрабатываемых поверхностей (подшлифовка) деталей из закаленных легированных сталей при тонком точении резцами из СТМ рассмотрен в работах [3, 4]. В статье [5] описан процесс подшлифовывания поверхности детали из закаленной стали при тонком точении резцами из эльбора: "...характерной особенностью тонкого точения резцами из эльбора является то, что при резании с увеличением износа резца до $h_з = 0{,}2$ мм высота микронеровностей обработанной поверхности не только не увеличивается, а даже уменьшается, находясь в пределах одного класса шероховатости. Это достигается благодаря тому, что площадка износа резца из эльбора представляет собой развитую поверхность излома с множеством острых микрокромок, которые в процессе резания подшлифовывают обработанную поверхность".

Таким образом, при тонком точении жаропрочных сплавов и закаленных легированных сталей резцами из СТМ при абразивно-механическом изнашивании по задней поверхности инструмента имеет место подшлифовывание.

При точении сплава ХН62МВКЮ-ВД (37...39 *HRC*) в режиме: $t = 0{,}05$ мм; $S = 0{,}04$ мм/об; $v_h^{оп} = 0{,}584$ м/с; $K_L^{оп} = 1{,}46$; температура резания $\theta_р^{оп} = 673$ К; $q_N^{оп} = 785$ МПа, при оптимизации процесса по методу А. Д. Макарова [6] и стабилизации контактных показателей $K_L^{оп}$, $\theta_р^{оп}$, $q_N^{оп}$ на передней поверхности в зоне контакта стружки и инструмента из гексанита-Р при увеличении фаски $h_з$ износа от 0,1 до 0,4 мм уменьшается и стабилизируется напряжение q_{N_1} с 1095 до 1030 МПа, а напряжение q_{F_1} уменьшается с 620 до 554 МПа (рис. 1). Коэффициент μ_1 трения плавно уменьшается в зависимости от $h_з$ от 0,565 до 0,538, так как сила N_1 резко возрастает с 24,1 до 90,5 Н, т. е. в 3,75 раз, а сила F_1 возрастает с 13,6 до 48,6 Н (в 3,58 раза). Таким образом, изменяются контактные условия на задней поверхности и показатели q_{N_1}, q_{F_1} и μ_1 стабилизируются.

Кроме того, температура задней поверхности резца выше температуры передней поверхности, и выступы микронеровностей на обрабатываемой поверхности сминаются интенсивнее, качество обрабатываемой поверхности повышается.

Аналогично изменяются показатели для задней поверхности резца из композита 05ИТ при точении сплава ХН62МВКЮ-ВД (37...39 *HRC*) при режиме резания: $t = 0{,}05$ мм; $S = 0{,}04$ мм/об; $v_h^{оп} = 0{,}665$ м/с при оптимизации процесса резания. Увеличение $h_з$ с 0,1 до 0,4 мм приводит к плавному уменьшению и стабилизации напряжения q_{N_1} с 1100 до 1045 МПа, т. е. в 1,05 раза, а напряжения q_{F_1} с 630 до 572 МПа.

Силовые и температурные воздействия на заднюю поверхность резца приводят к тому, что острые микрокромки резца подшлифовывают поверхность детали, выступы микронеровностей уменьшаются.

Для получения эффекта шлифования деталей из жаропрочных сплавов и сталей резцами из СТМ

необходимо обеспечить по задней поверхности параметр $h_з \geqslant 0{,}1$ мм.

Усиление эффекта шлифования при точении сплава ХН62МВКЮ-ВД (37...39 *HRC*) на станке с ЧПУ резцом из гексанита-Р получено на оптимальном режиме резания: $t = 0{,}05$ мм, $S = 0{,}04$ мм/об,

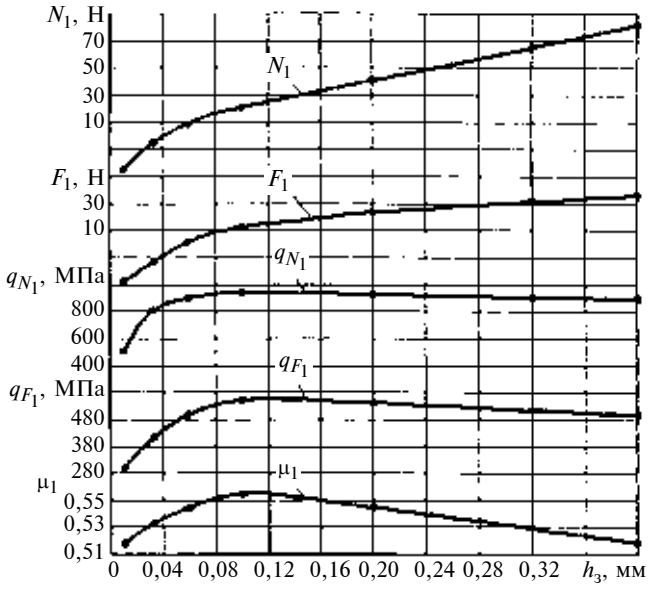


Рис. 1. Зависимости изменения сил N_1 и F_1, показателей q_{N_1}, q_{F_1}, μ_1 для задней поверхности резца из гексанита-Р от фаски $h_з$ износа при точении сплава ХН62МВКЮ-ВД: режим резания: $t = 0{,}05$ мм; $S = 0{,}04$ мм/об; $v_{K_L}^{оп} = v_h^{оп} = 0{,}584$ м/с; $K_L^{оп} = 1{,}46$; $\theta^{оп} = 673$ К; $q_N^{оп} = 785$ МПа

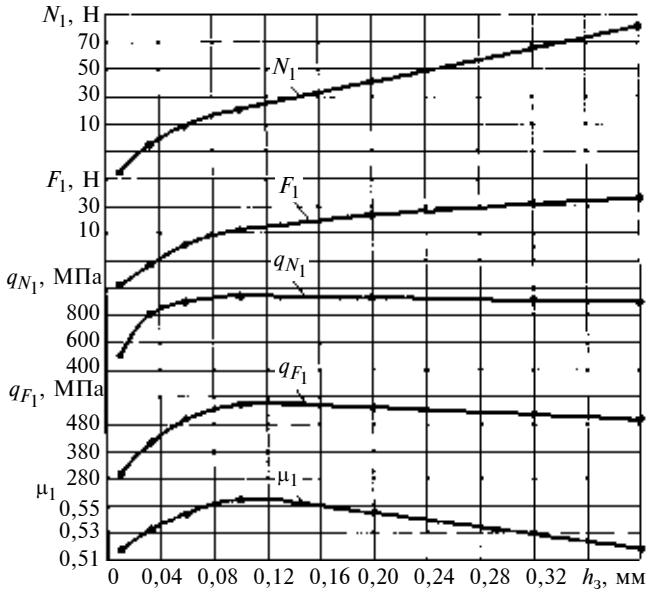


Рис. 2. Зависимости изменения сил N_1 и F_1, показателей q_{N_1}, q_{F_1}, μ_1 для задней поверхности резца из гексанита-Р от фаски $h_з$ износа при точении сплава ХН62МВКЮ-ВД: режим резания: $t = 0{,}05$ мм, $S = 0{,}04$ мм/об, $v_h^{оп} = 1{,}46$ м/с; $K_L^{оп} = 1{,}46$; $\theta^{оп} = 673$ К; $q_N^{оп} = 785$ МПа

$v^{оп} = 1{,}46$ м/с. При увеличении $h_з$ с 0,1 до 0,4 мм сила N_1 на задней поверхности возрастает в 3,94 раза (с 20,9 до 82,1 Н), сила F_1 — в 3,75 раза (с 11,5 до 43,1 Н), средние нормальные контактные напряжения q_{N_1} практически становятся постоянными, уменьшаются с 950 до 934 МПа, т. е. в 1,015 раза (рис. 2). Интенсификация режимов резания приводит к усилению эффекта шлифования и улучшению качества обрабатываемой поверхности.

С учетом условий резания на станке с ЧПУ жаропрочного сплава резцом из СТМ получены следующие оптимальные показатели процесса обработки: наибольшая экономическая эффективность обработки поверхности детали — прибыль $Э_{max} = 1{,}2$ руб./с; оптимальная постоянная вероятность безотказной работы резца из СТМ $P_{оп} = 94$ %; $n_{оп} = 1{,}43$; $q_N^{оп} = 915$ МПа; $K_L^{оп} = 1{,}3$; $\theta^{оп} = 773$ К; $v^{оп} = 1{,}46$ м/с.

Эффект шлифования обрабатываемой поверхности и стабилизация нормальных контактных напряжений на задней поверхности резца в результате интенсификации режима обработки позволяет получить поверхность с показателем шероховатости $Ra = 0{,}2 \div 0{,}4$. Кроме того, имеет место стабилизация показателя шероховатости по длине обрабатываемой поверхности при использовании резцов из гексанита-Р и композита 05ИТ, сравнимых с аналогичными показателями при многопроходном абразивном шлифовании, что является предпосылкой к управлению процессом нагружения режущей части инструмента из СТМ со стороны передней и задней поверхностей путем обеспечения оптимального значения коэффициента укорачивания $K_L^{оп}$ стружки и коэффициента $n_{оп}$ запаса прочности режущей кромки у вершины инструмента. При этом глубина наклепа составляет $h_н = 15 \div 20$ мкм, предел выносливости $\sigma_{-1} = 800$ МПа, тогда как при многопроходном абразивном шлифовании предел выносливости обработанных поверхностей составляет 530 МПа.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Розенберг А. М., Еремин А. Н.** Элементы теории процесса резания металлов. М.: Машгиз, 1956. 320 с.
2. **Зорев Н. Н.** Исследования элементов механики процесса резания. М.: Машгиз, 1956. 367 с.
3. **Веретенников В. Е.** Параметры шероховатости поверхности закаленных сталей при тонком точении поликристаллами эльбора // Межвуз. сб. науч. тр. Обработка высокопрочных сталей и сплавов инструментами из сверхтвердых синтетических материалов. Куйбышев: 1980. Вып. 2. С. 8—13.
4. **Гартфельдер В. А.** Физико-технологические особенности процесса точения конструкционных материалов инструментами из СТМ / Автореф. дисс. ... канд. техн. наук. Куйбышев: 1990. 23 с.
5. **Островский В. И., Маркова Л. Г.** Стружкообразование при точении эльбором // Сб. науч. тр. Л.: ВНИИАШ.1975. С. 113—123.
6. **Макаров А. Д.** Оптимизация процессов резания. М.: Машиностроение, 1967. 278 с.

УДК 541.138

Ю. Н. БОЙКО, Д. В. ОНИЩЕНКО, канд. техн. наук,
А. А. ПОПОВИЧ, д-р техн. наук,
(ДВГТУ им. В. В. Куйбышева, г. Владивосток), e-mail: ondivl@mail.ru

Получение анодных нанокомпозитов с помощью энергосберегающей технологии

Методом механоактивации получены перспективные анодные композитные матрицы системы "углерод - нанодисперсный кремний" для литийионных аккумуляторов, достигнуты высокая дисперсность и удельная поверхность композитных порошков.

Ключевые слова: анодные нанокомпозиты, энергосберегающая технология, насыпная и физическая плотности, зольность, методы исследования.

The perspective anode composite female moulds of the "carbon-nano-dispersible silicon" system for the lithium-ion batteries were obtained. At that high dispersibility and specific surface area of composite powders were provided.

Keywords: anode nano-composites, energy-saving technology, packet and physical densities, ash level (ash value), investigation methods.

Из современных композиционных материалов большой интерес представляют материалы электрохимического назначения, в частности анодные композиты системы "углерод—нанодисперсный кремний" [1—3]. В последние годы все большее внимание привлекают анодные матрицы из углерода и кремния как более дешевый и эффективный альтернативный материал алмазным матрицам. Композиты, содержащие наночастицы металлов и неметаллов, имеют очень малый размер частиц ($10 \div 20$ нм) в узком диапазоне распределения этого параметра [4].

В данной работе рассматривается получение анодных матриц композиционного материала системы "углерод—нанодисперсный кремний" для литий-ионных (полимерных) аккумуляторов по разработанной и запатентованной энергосберегающей технологии [5—7]. Эксперименты проводили в Дальневосточном ГТУ им. В. В. Куйбышева в лаборатории "Синтез неорганических веществ". Процесс включал этапы размола, пиролиза, механоактивации.

В качестве исходных компонентов использовали модификации углерода, полученные пиролизом в вакуумной печи из возобновляемого растительного сырья (тростникового сахара и побегов бамбука) [8], и нанодисперсный кремний чистотой ≈ 96 %, полученный методом механоактивации магнетермического SiO_2. Углерод допировали нанодисперсным кремнием (размер частиц $\approx 15 \div 20$ нм) в следующих процентных соотношениях: 0,1 и 1 мас. %.

Полученную смесь углерода и нанодисперсного кремния подвергали механоактивации для получения композитного материала системы "углерод — кремний", в котором углерод является матрицей, а кремний —наполнителем (активной фазой). Механоактивацию осуществляли в энергонапряженной вибромельнице конструкции ДВГТУ. Для размаха использовали шары диаметром 15 мм из стали ШХ15. Механореактор представляет собой герметичный контейнер диаметром 50 мм и высотой 125 мм. Эксперимент проводили в режиме: частота колебаний реактора — 12 Гц, их амплитуда — 90 мм, атмосфера — воздух, отношение массы исходных материалов к массе размалывающих шаров 1:20; степень заполнения реактора стальными шарами — 30 % от его объема. Время синтеза устанавливалось экспериментально и составило 18 мин. Использование в качестве размольных тел шаров из стали ШХ15 объясняется тем, что при больших скоростях соударения шаров образуются продукты износа — микрочастицы железа и хрома особой глобулярной формы, которые оказывают положительное влияние на электрохимические свойства анодного (композитного) материала.

Методика исследований

Фазовый состав полученных модификаций углерода определяли методом рентгенофазового анализа на дифрактометре D8 ADVANCE (Германия) в CuKα-излучении по стандартной методике. Идентификация соединений, входящих в состав исследуемых образцов, выполнена в автоматическом режиме поиска EVA с использованием банка данных PDF-2. Структуру поверхности, форму и размер частиц исследовали с помощью электронно-сканирующего микроскопа EVO-50XVP фирмы Carl Zeiss (Германия) в лаборатории "Анализа благородных металлов" аналитического центра института геологии ДВО РАН. Распределение частиц по размерам устанавливали с помощью лазерного анализатора частиц "Анализетте 22" NanoTec/MikroTec/XT фирмы Fritsch (Германия) в лаборатории "Материаловедение и наноматериалы" ДВГТУ. Значение удельной поверхности устанавливали по термодесорбции азота с помощью анализатора серии "Сорбтометр"-М, ЗАО "КАТАКОН" (г. Новосибирск).

Зольность полученных композитных материалов определяли по стандартной методике [9], для чего навески нагревали в керамическом тигле на открытом воздухе при температуре 1100 °С до получения несгораемого минерального остатка. Время сжигания, установленное эксперименталь-

но, составляло от 79 до 97 мин. Насыпную и физическую плотности определяли по стандартным методикам [10] на анализаторе AUTOTAP канадской фирмы Quantachrome. Объем градуированного цилиндра составлял 100 мл, число механических воздействий — 260 в минуту.

Содержание и распределение химических элементов в полученных композитных материалах определяли методом полуколичественного эмиссионного спектрального анализа на спектрографе PGS-2 (Германия) и рентгеновским энергодисперсионным микроанализом с помощью электронно-сканирующего микроскопа EXO-50XVP фирмы Carl Zeiss, совмещенного с рентгеновским энергодисперсионным спектрометром INCA Energy-350 (Англия).

Электрохимическое исследование композитных материалов проводили на установке Cell Test System 1470 ("Solartron Mobrey Ltd", Англия).

Результаты и их обсуждение

На энергонапряженной мельнице с применением механоактивации были получены экспериментальные композитные анодные матрицы системы "углерод—нанодисперсный кремний" для литий-ионных (полимерных) аккумуляторов [11].

Методом электронно-сканирующей микроскопии и лазерного анализа частиц было установлено, что полученные композитные порошки являются преимущественно полидисперсными, причем во всех композитных модификациях наблюдаются частицы неправильных форм и отдельные агломераты, состоящие из гладких и сферических частиц, что, вероятнее всего, связано с получением углеродных модификаций и нанодисперсного кремния и режимом механоактивации, который применялся при получении данных композитов. Было установлено, что частицы композитного материала системы "модификация углерода из тростникового сахара + кремний (99,9 % + 0,1 %)" имеют неправильную форму, наблюдаются также частицы осколочной и сферической форм размерами $0,2 \div 8$ мкм, превалирующее число частиц (около 85 мас. %) имеют размеры $0,9 \div 2,5$ мкм. Частицы композитного материала системы "модификация углерода из тростникового сахара + кремний (99 % + 1 %)" (рис. 1, *а*) имеют преимущественно оскольчато-крупенчатую форму размерами $0,8 \div 7$ мкм, превалирующее число частиц (около 70 мас. %) имеют размеры $0,8 \div 2,3$ мкм, наблюдаются также частицы сферической формы размерами $0,12 \div 0,45$ мкм. Частицы композитного материала системы "модификация углерода из побегов бамбука + кремний (99,9 % + 0,1 %)" имеют крупенчатую форму размерами $0,22 \div 7$ мкм, основное число частиц (около 70 мас. %) имеют размеры $0,25 \div 2$ мкм, при больших увеличениях (в 20 000 раз) наблюдаются частицы зернистой формы размерами $0,8 \div 1,5$ мкм. Частицы композитного материала системы "модификация углерода из побегов бамбука + кремний (99 % + 1 %)" (рис. 1, *б*) имеют крупенчато-осколочную форму размерами $0,11 \div 8$ мкм, причем превалируют частицы размерами $0,25 \div 1,4$ мкм (около 80 мас. %).

По данным рентгенофазового анализа все модификации композитных порошков имеют преимущественно рентгеноаморфную структуру с включениями Fe, NaCl, KCl, Si, наличие которых обусловлено процессами получения составляющих композитного материала. Методом полуколичественного эмиссионного спектрального анализа было установлено, что полученные высокодисперсные композитные порошки содержат включения различных химических элементов: Cr, Fe, Al, Ti, Cu, Ni, Zi, Mg, Mr, K, Na, а также P и Si.

Наличие металлов в композитных системах обусловлено технологией их получения. Такие металлы, как Fe и Cr, могли попасть в шихту в результате изнашивания материалов реактора и размольных шаров.

Рентгеновским энергодисперсионным микроанализом было установлено, что в композитных системах "модификация углерода из тростникового сахара + кремний (99 % + 1 %)" (рис. 2, *а*) и "модификация углерода из побегов бамбука + кремний (99 % + 1 %)" (рис. 2, *б*), Si равномерно распределен в углеродной матрице по всему ее объему в разных процентных соотношениях, что подтверждает композитный характер полученных систем. Кроме того, было установлено, что в данных системах по отдельным участкам и в разных процентных соотношениях распределены такие химические элементы, как Fe, Na, K, Cl, Ti, Cu.

В композитных системах "модификация углерода из тростникового сахара + кремний (99,9 % +

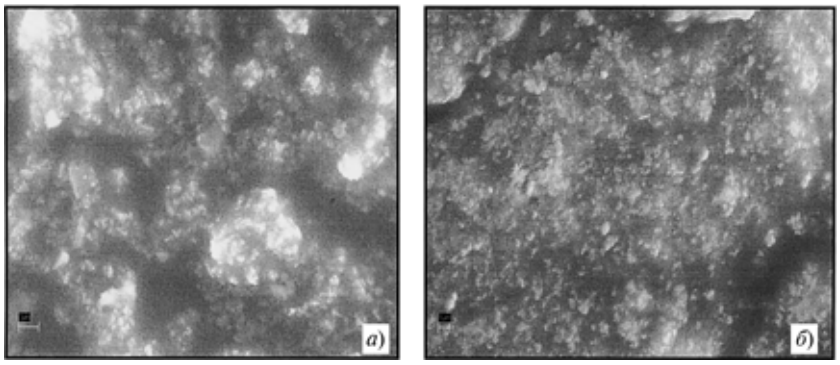
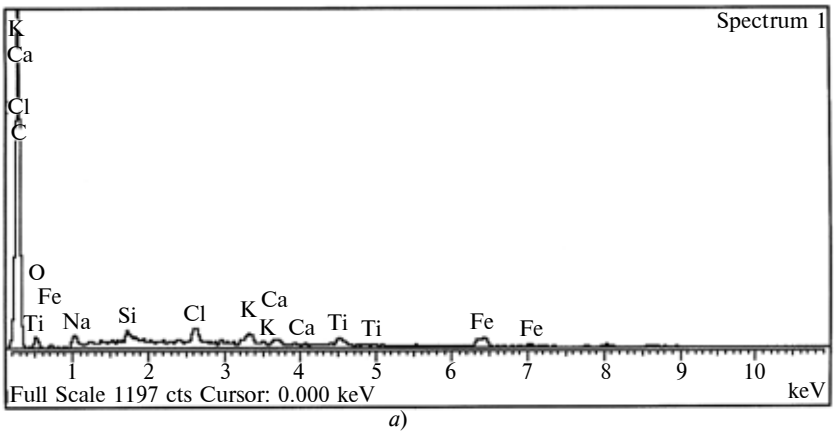
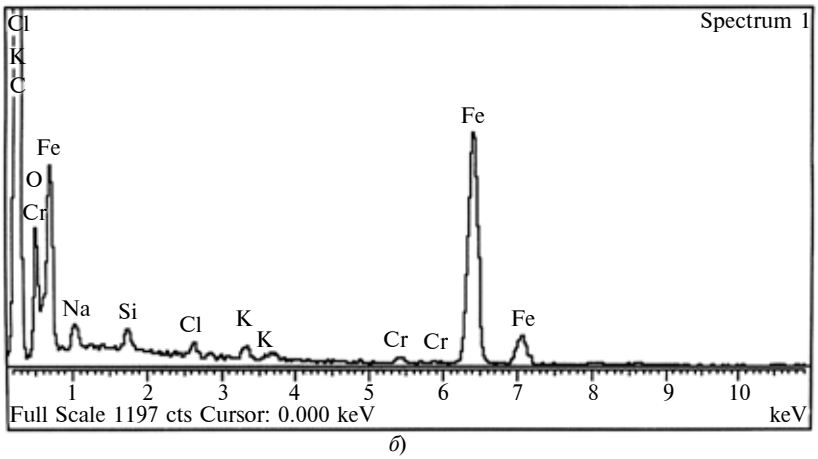


Рис. 1



а)



б)

Рис. 2

Таблица 1

Композиционная система "углерод + кремний"	Плотность, г/см^3		Зольность, %
	насыпная	физическая	
Модификация углерода из тростникового сахара + кремний	0,96/0,98	2,12/2,12	0,49/0,50
Модификация углерода из бамбука	0,94/0,99	2,05/2,06	0,47/0,51

Примечание. В числителе приведены данные для системы "углерод—кремний" в составе 99,9 % + 0,1 %, в знаменателе — 99 % + 1 %.

Таблица 2

Марка коммерческого анодного материала	Плотность, г/см^3		Зольность, %
	насыпная	физическая	
CMP1	0,91	2,22	0,20÷0,40
CMP2	1,19	2,21	0,12÷0,45
MGS	1,17	2,06	0,02÷0,20
CGS	1,28	2,13	0,03÷0,20
CMS	1,40	2,22	0,04÷0,20

+ 0,1 %)" и "модификация углерода из побегов бамбука + кремний (99,9 % + 0,1 %)" присутствие кремния установлено не было, что, вероятнее всего, связано с низким его содержанием в углеродной матрице. Было установлено только распределение Fe и Cu по некоторым участкам углеродной матрицы.

Исследования удельной поверхности порошка и структуры поверхностей частиц позволяют говорить о том, что полученные композитные порошки имеют высокоразвитые поверхности ($S_{уд} \approx 300$ м^2/г) и могут быть эффективными анодными матрицами для литий-ионных (полимерных) аккумуляторов.

Измерение насыпной и физической (пикнометрической) плотностей (табл. 1) показало, что синтезированные композитные модификации имеют близкие значения величин с коммерческими анодными материалами (табл. 2): значения насыпной плотности находятся в пределах от 0,94 до 0,99 г/см^2, физической — от 2,05 до 2,12 г/см^2 и зависят от вида исходных компонентов и их процентного соотношения. Зольность модификаций углерода находится в пределах 0,47÷0,51 мас. %, следовательно, полученные композитные системы имеют высокий выход углерода, что является важным показателем для анодных матриц.

Полученные анодные композиты подвергались электрохимическому исследованию на установке Cell Test System 1470 ("Solartron Mobrey Ltd", Англия) в Институте химии ДВО РАН в "Лаборатории нестационарных поверхностных процессов". Результаты исследований показали, что изготовленные композиты могут служить эффективными анодными матрицами при работе в электрохимических системах литий-ионных (полимерных) аккумуляторов, но нуждаются в дальнейшем усовершенствовании.

Выводы

С помощью разработанной и запатентованной энергосберегающей технологии получены анодные нанокомпозиты системы "углерод — кремний" для литий-ионных (полимерных) аккумуляторов; достигнуты высокая дисперсность и высокоразвитая поверхность композитных порошков.

Полученные композитные порошки (анодные матрицы) имеют высокие насыпную и физическую плотности, низкую зольность, значения которых близки к значениям коммерческих анодных матриц.

Структуры композитных порошков являются рентгеноаморфными.

Показано, что при соотношении 99 мас. % углерода + 1 мас. % нанодисперсного кремния нанодисперсный кремний равномерно распределен по всему объему углеродной матрицы.

Методом электронно-сканирующей микроскопии (ЭСМ) установлено, что полученные композитные порошки являются полидисперсными с размерами частиц $0{,}09 \div 8$ мкм, превалирующее число частиц (около 80 мас. %) имеют размеры $0{,}15 \div 3$ мкм. Форма, размер и дисперсность частиц зависят от природы и способа получения исходных компонентов, а также самого композитного материала.

Изготовленные композиты могут служить эффективными анодными матрицами при работе в электрохимических системах литий-ионных (полимерных) аккумуляторов, но нуждаются в дальнейшем усовершенствовании.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Churikov A. V., Nimon E. S., Lvov A. L.** J. Electrochim. Acta. 1997. V. 42. P. 179.

2. **Кедринский И. А., Яковлев В. Г.** Литий-ионные аккумуляторы. Красноярск: Платина, 2002. С. 150—278.

3. **Получение** нанодисперсного кремния для создания анодных композиционных матриц системы: углерод — кремний / А. А. Попович, П. А. Никифоров, Д. В. Онищенко и др. // Химическая технология. 2007. № 11. Т. 8. С. 481—484.

4. **Электроды** из нанокомпозита "кремний—углеродная матрица—нанофаза титана" / Ю. В. Плесков, М. Д. Кротова, М. Л. Шупегин и др. // Электрохимия. 2006. № 8. Т. 42. С. 1002—1006.

5. **Пат. 67777 Рос. Федерации** на полезную модель. Устройство для изготовления анодного материала.

6. **Пат. 72358 Рос. Федерации** на полезную модель. Устройство для изготовления анодного материала.

7. **Пат. 2327255 Рос. Федерации.** Способ получения анодного материала.

8. **Онищенко Д. В., Попович А. А.** Технология получения углеродных порошков для создания анодных материалов литий-ионных (полимерных) аккумуляторов // Изв. вузов. Порошковая металлургия и функциональные покрытия. 2008. № 2. С. 9—11.

9. **Бок Р.** Методы разложения в аналитической химии. М.: Химия, 1984. С. 131—133.

10. **Ивков А. Г.** Разработка и аттестация методик аналитического контроля на предприятии // Метрологическое обеспечение аналитического контроля на предприятиях основной химической промышленности: Сборник. Деп. в Черкасском отделении НИИТЭХИМа, № 544хп-Д 82. С. 25—45.

11. **Попович А. А.** Механохимический синтез тугоплавких соединений: Монография. Владивосток: Изд-во ДВГТУ, 2003. 201 с.

УДК 669.14.018:539.4.011.24

Е. И. ФРАДКИН (Москва), Г. А. ЖУРАВЛЕВ, канд. техн. наук, О. В. ТВАРИЛИДЗЕ (Южный Федеральный Университет, г. Ростов-на-Дону), e-mail: zhuravl@math.rsu.ru

Зависимость предела текучести стали от содержания углерода, хрома и никеля

Дано объяснение большого разброса значений предела текучести стали колебанием содержания в ней ряда химических элементов. Выявлена заметная зависимость предела текучести стали 12Х2Н4А от содержания C, Cr, Ni.

Ключевые слова: предел текучести стали, содержание химических элементов.

It was shown that wide spacing of a steel's yield point meanings is explained by presence in its structure of different chemical elements. It has been revealed particularly that the yield point of steel 12X2H4A depends noticeable upon C, Cr, Ni content.

Keywords: steel's yield point, chemical elements content.

Статья посвящена объяснению большого разброса значений предела текучести стали колебанием содержания в ней ряда химических элементов на примере анализа влияния содержания трех элементов (C, Cr, Ni) на предел текучести $\sigma_т$ стали 12Х2Н4А.

Предел текучести $\sigma_т$ стали во многом определяет ее прочностные свойства, допускаемые напряжения (контактные, глубинные и изгибные и т. д.) различных деталей и узлов машин, выбор режимов деформационного (поверхностного [1] или объемного [2, 3]) упрочнения. Например, для зубьев зубчатых колес, подвергнутых нормализации, улучшению или объемной закалке с низким отпуском (в том числе и после нагрева ТВЧ), известна зависимость [4] $\sigma_{HP\max} = 2{,}8\sigma_т$, где $\sigma_{HP\max}$ — допускаемое предельное контактное напряжение, МПа; $\sigma_т$ — предел текучести материала при растяжении.

Таблица 1

Экспериментальные значения $\sigma_{т_э}$, предела текучести стали 12Х2Н4А при разном содержании в ней углерода, хрома и никеля

Номер плавки	C, %	Cr, %	Ni, %	$\sigma_{т_э}$, МПа
1	0,14	1,4	3,34	1108,53
2	0,11	1,33	3,38	931,95
3	0,1	1,3	3,37	922,14
4	0,12	1,44	3,3	1020,24
5	0,12	1,4	3,5	931,95
6	0,1	1,34	3,32	922,14
7	0,12	1,31	3,3	990,81
8	0,13	1,43	3,3	1137,96
9	0,13	1,35	3,35	971,19
10	0,11	1,3	3,29	1069,29
11	0,14	1,7	3,25	1167,39
12	0,12	1,34	3,42	1079,1
13	0,11	1,28	3,36	1048,689
14	0,11	1,4	3,4	1030,05
15	0,12	1,39	3,44	1071,252
16	0,1	1,49	3,29	982,962
17	0,11	1,42	3,35	1062,423
18	0,13	1,31	3,34	1048,689
19	0,14	1,39	3,3	1108,53
20	0,15	1,33	3,3	1098,72
21	0,11	1,46	3,33	951,57
22	0,12	1,5	3,46	931,95
23	0,12	1,32	3,29	971,19
24	0,11	1,37	3,22	951,57
25	0,12	1,37	3,38	1000,62
26	0,14	1,4	3,34	1000,62
27	0,1	1,25	3,25	941,76

Согласно ГОСТ 21354—87 [4], условие контактной прочности имеет вид: $\sigma_{H\max} \leqslant \sigma_{HP\max}$, где $\sigma_{H\max}$ — расчетное контактное напряжение, создаваемое наибольшей нагрузкой $T_{1\max}$ из числа подводимых к передаче, даже при однократном ее действии.

При этом (например, согласно [4]) допускаемый крутящий момент T_{1P} на валу ведущего колеса линейно зависит от квадрата допускаемых напряжении, что позволяет записать:

$$T_{1P} = c\sigma_{т}^2. \qquad (1)$$

Очевидно, что в действительности это влияние существенно сложнее. Но уже и такая упрощенная зависимость (1) показывает, что оно весьма велико. Например, колебание предела текучести в диапазоне $\sigma_{т} \approx 920 \div 1100$ МПа (табл. 1) приводит, согласно равенству (1), к изменению допускаемого крутящего момента более чем на 40 %. С увеличением вероятности отсутствия отказа степень этого влияния возрастает.

Хорошо известно [4] большое влияние твердости поверхности стальных зубьев, зависящей от предела текучести стали, на прирабатываемость зубчатых колес:

$$K_{H\beta} = 1 + (K^{\circ}_{H\beta} - 1)K_{HW},$$

где $K_{HW} = 2 \cdot 10^{-3} H_{HB} + a_{HV}$;

$$K_{F\beta} = 1 + (K^{\circ}_{F\beta} - 1)K_{FW},$$

где $K_{FW} = 2 \cdot 10^{-3} H_{HB} + a_{FV}$; $a_{FV} = a_{FV}(v_{\text{о}})$.

Здесь $K_{H\beta}$, $K_{F\beta}$ — коэффициенты, учитывающие приработку зубьев в расчетах на контактную и изгибную прочность соответственно; $K^{\circ}_{H\beta}$, $K^{\circ}_{F\beta}$ — коэффициенты, учитывающие неравномерность распределения нагрузки по ширине зубчатого венца в начальный период работы передачи при тех же расчетах; a_{HV}, a_{FV} — коэффициенты, учитывающие влияние окружной скорости $v_{\text{о}}$ зубчатых колес на их прирабатываемость.

Более того, влияние прирабатываемости зубьев значительно сложнее и шире традиционных представлений. В работах [5, 6] показано, что уровень прирабатываемости передачи с начально линейным (или близким к нему) касанием зубьев определяет степень влияния геометрических факторов на возможности увеличения несущей способности и выбор направления совершенствования зубчатых зацеплений. Учет этих особенностей уже привел к созданию зубчатых передач с кардинально улучшенными показателями [7]. Особое влияние уров-

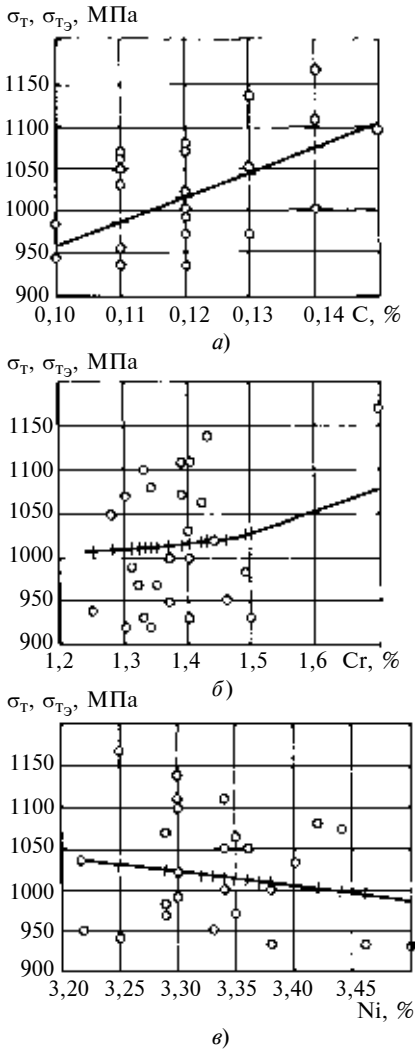


Рис. 1. Зависимость предела текучести $\sigma_{т}$ от содержания в стали 12Х2Н4А углерода (*а*), хрома (*б*), никеля (*в*): точки — эксперимент; линии — уравнение регрессии (2)

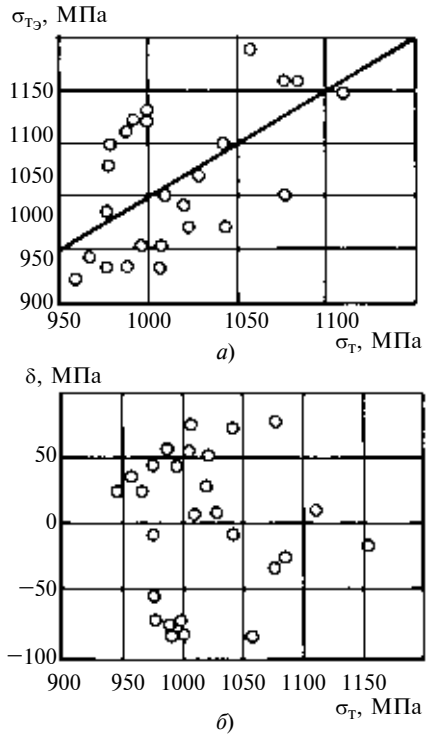


Рис. 2. Вероятностная оценка формулы (2):
а — регрессия (точки — $\sigma_{т_э}$); *б* — диапазон погрешностей расчетных данных относительно экспериментальных (стандартная погрешность δ = 53,702 МПа)

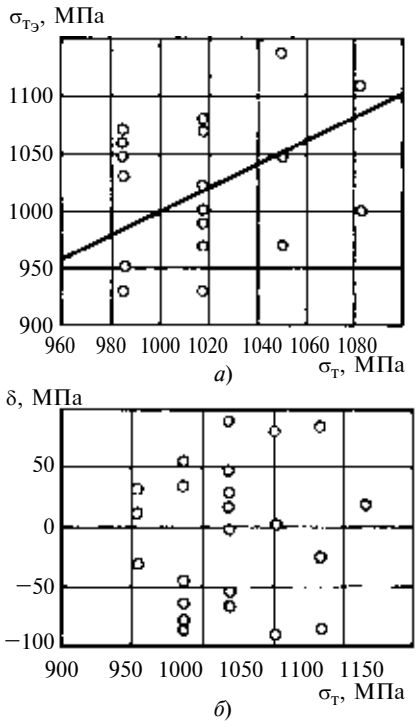


Рис. 3. Вероятностная оценка формулы (3):
а — регрессия; *б* — диапазон погрешностей расчетных данных относительно экспериментальных (стандартная погрешность δ = 56,944 МПа)

ня прирабатываемости зубчатых колес на направление развития зубчатых зацеплений свидетельствует о том, что колебание предела текучести материала зубьев еще больше увеличивает разброс показателей работоспособности передач и снижает их надежность.

Для анализа влияния на $\sigma_т$ содержания в стали 12Х2Н4А углерода, хрома и никеля были выбраны данные 27 плавок на разных металлургических заводах, сведенные в табл. 1. Экспериментальные значения $\sigma_{т_э}$, были определены с точностью до 1 кгс/мм^2. Корреляционный анализ выполнен пересчетом значений $\sigma_{т_э}$ с точностью до 10 МПа. Принято, что распределение величины $\sigma_{т_э}$, подчиняется нормальному закону Гаусса.

Заметим, что колебание предела текучести $\sigma_т$ сталей 45ХН и 20Х2Н4А из разных плавок больше, чем стали 12Х2Н4А. Согласно данным работ [8, 9] это колебание составляет 40 %, тогда как у стали 12Х2Н4А оно равно 20 %. Останавливаясь на анализе именно стали 12Х2Н4А, можно показать, что даже при более стабильном, чем у сталей некоторых других марок, показателе $\sigma_т$ разброс его значений вызывает много проблем, требующих решения.

Для стали 12Х2Н4А по данным 27 плавок были определены коэффициент корреляции, корреляционное отношение и уравнение регрессии для трех (отдельно для каждого) элементов: углерода (рис. 1, *а*), хрома (рис. 1, *б*), никеля (рис. 1, *в*). В результате была получена приближенная формула

$$\sigma_т = 758{,}2610218926 + 60{,}78e^{(\%\ C)} - 7{,}5975e^{(\%\ Cr)} + 0{,}5065e^{(\%\ Ni)} + 2904{,}271(\%\ C) + 1{,}291575[(\%\ Cr)^8 + (\%\ Ni)^4]. \quad (2)$$

Формула (2) дает максимальный (из других оцениваемых зависимостей) коэффициент корреляции $r = 0{,}6825$ (рис. 2). Так, например, упрощенная формула (рис. 3).

$$\sigma_т = 627{,}336 + 3259\ (\%\ C), \quad (3)$$

учитывающая влияние только углерода, дает коэффициент корреляции $r = 0{,}632$.

Считается, что корреляционная связь величин достаточна для ее учета в практических целях (например, при решении задач машиностроения), если коэффициент их корреляции $r \geqslant 0{,}6$. Поэтому обе формулы (2) и (3) в той или иной степени отвечают требованию практического использования. Однако можно считать очевидным и то обстоятельство, что обе они нуждаются в существенном уточнении. На наш взгляд, такое уточнение целесообразно осуществить на базе выявления физических основ влияния содержания в стали оцениваемых элементов на предел текучести, а также — выявления и учета дополнительных факторов, определяющих степень этого влияния (табл. 2).

Таблица 2

Сравнение результатов расчета предела текучести $\sigma_т$ с экспериментальными значениями $\sigma_{т_э}$

Номер плавки	$\sigma_{т_э}$, МПа	$\sigma_т$, МПа, расчет по формуле	
		(2)	(3)
1	1108,53	1076,6	1082,3
2	931,95	975,8	984,84
3	922,14	946,66	952,34
4	1020,24	1027,7	1017,3
5	931,95	986,51	1017,3
6	922,14	957,36	952,34
7	990,81	1018,9	1017,3
8	1137,96	1056,4	1049,8
9	971,19	1041,7	1049,8
10	1069,29	990,51	984,84
11	1167,39	1152,2	1082,3
12	1079,1	998,5	1017,3
13	1048,689	977,52	984,84
14	1030,05	976,41	984,84
15	1071,252	997,73	1017,3
16	982,962	975,8	952,34
17	1062,423	987,27	984,84
18	1048,689	1041,6	1049,8
19	1108,53	1082,8	1082,3
20	1098,72	1109	1114,8
21	951,57	994,86	984,84
22	931,95	1005,4	1017,3
23	971,19	1021	1017,3
24	951,57	1005,5	984,84
25	1000,62	1007,7	1017,3
26	1000,62	1076,6	1082,3
27	941,76	966,01	952,34

При анализе влияния $\sigma_т$ (а значит, и оцениваемых здесь факторов) на прочностные свойства конструкций особенно важно использовать более достоверный аппарат, например на базе точечной концепции контактных расчетов [10] с переходом от теории прочности по максимальным нормальным напряжениям к более универсальным теориям прочности, например по октаэдрическим напряжениям [11]. Это позволит существенно уточнить влияние предела текучести стали (и его колебаний) на показатели надежности деталей машин.

Выводы

1. Несмотря на сравнительно низкий коэффициент корреляции, анализ показал наличие заметного влияния на предел текучести содержания в стали 12Х2Н4А углерода и в меньшей степени — содержания хрома и никеля.

2. Влияние содержания в стали 12Х2Н4А углерода наиболее значительно, а его разброс (для разных плавок) в пределах $0{,}1 \div 0{,}15$ % приводит к заметному колебанию предела текучести ($\sigma_т \approx 920 \div 1100$ МПа) и допускаемых нормальных контактных напряжений ($\sigma_{HP\max} \approx 2600 \div 3100$ МПа).

3. Оценка влияния содержания хрома и никеля требует уточнения. Однако уже прослеживаются определенные тенденции к уменьшению предела текучести стали с увеличением содержания в нем никеля и с уменьшением содержания хрома.

4. Для выявления более точных зависимостей предела текучести $\sigma_т$ целесообразно провести дополнительные исследования, в том числе с уточнением экспериментального определения значений $\sigma_т$ и описанием физических основ влияния рассмотренных и других факторов.

5. Колебание предела текучести приводит к изменению допускаемого крутящего момента (при вероятности отсутствия отказа 50 %) не менее чем на 35 %. С увеличением вероятности отсутствия отказа степень этого влияния возрастает.

6. Результаты исследования показывают необходимость глубокого анализа факторов, определяющих параметры стали разных поставок, на их предел текучести.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Балтер М. А.** Упрочнение деталей машин. М.: Машиностроение, 1978. С. 184.

2. **Журавлев Г. А.** О конструктивной прочности деталей с нагруженными выступами // Механика сплошной среды. Ростов н/Д.: РГУ, 1981. С. 83—89.

3. **Журавлев Г. А., Онишкова В. М., Никулинская Л. К.** Методика исследования плоского упругопластического деформирования зубчатых колес // Машиноведение. 1977. № 1. С. 76—82.

4. **ГОСТ 21354—87.** Передачи зубчатые цилиндрические эвольвентные. Расчет на прочность. М.: Изд-во стандартов, 1987. 61 с.

5. **Zhuravlev G. A.** About Influence of Hydrodynamic Factors to Choice of a Pressure Angle // International Conf. "Mechanical Transmissions and Mechanisms", 1—4 July, Tianjin. China. 1997. P. 554—558.

6. **Журавлев Г. А**. Условия трибосопряжения зубьев и пути совершенствования зубчатых зацеплений // Трение и износ. Т. 20. 1999. № 2. С. 175—188.

7. **Евразийский** пат. 011706: МПК^7 B1. Зубчатая передача. Заявл. 05.06.2005; опубл. 04.08.2009. Бюл. № 2. С. 13.

8. **Фрадкин Е. И.** Точность крупномодульных шлифованных зубчатых колес из разных сталей // Вестник машиностроения. 2003. № 4. С. 58—63.

9. **Фрадкин Е. И.** Производственный опыт шлифования крупномодульных зубчатых колес на станках с коническим кругом // Вестник машиностроения. 2002. № 11. С. 58—64.

10. **Журавлев Г. А.** Оценка применимости решения Герца в задачах о контакте зубьев колес // Техника машиностроения. 2001. № 2. С. 82—90.

11. **Ковальский Б. С.** Расчет деталей на местное сжатие. Харьков: Изд-во ХВКИУ. 1967. 222 с.

УДК 629.9.01

А. Л. ВОРОНЦОВ, д-р техн. наук (МГТУ им. Н. Э. Баумана),
Н. М. СУЛТАН-ЗАДЕ, д-р техн. наук (МГИУ),
А. Ю. АЛБАГАЧИЕВ, д-р техн. наук (МГУПИ), А. И. САВКИН, e-mail:vestmash @ mashin.ru

Разработка новой теории тепловых процессов резания. 3. Влияние переднего угла резца на температуру резания и температуры искусственного подогрева обрабатываемого материала на силу резания*

Дано новое объяснение влиянию переднего угла резца на температуру резания и влиянию температуры искусственного подогрева обрабатываемого материала на силу резания.

Ключевые слова: теория резания, температура и сила резания, передний угол резца, искусственный подогрев.

A new explanation of influence of the cutter's face angle upon the cutting temperature and of artificial preheating temperature of work material upon the cutting force is done.

Key words: cutting theory, temperature and cutting force, cutter's face angle, artificial preheating.

Наблюдаемое при проведении экспериментов уменьшение температуры резания при увеличении переднего угла γ до настоящего времени объясняли на основании известной экспериментальной закономерности уменьшения силы резания при увеличении упомянутого угла.

Выполненный нами анализ деформированного состояния позволяет дать более глубокое, математически обоснованное объяснение уменьшения температуры резания (т. е. температуры контактных слоев режущего и обрабатываемого материалов) при увеличении переднего угла γ [1, с. 36].

В соответствии с выражением (9) [В. М. 2, с. 60] увеличение накопленной деформации e_i будет приводить к увеличению теплового эффекта деформации сразу по двум причинам: из-за увеличения второго сомножителя, а также из-за увеличения напряжения текучести σ_s [т. е. первого сомножителя, что наглядно показывает формула (10) [В. М. 2, с. 60] вследствие большего упрочнения, обусловленного большей величиной накопленной деформации e_i. А из формулы (197) работы [2, с. 67], определяющей величину накопленной деформации в контактной зоне, видно, что с увеличением переднего угла γ накопленная деформация в зоне контакта с режущим инструментом будет уменьшаться, что и приводит к соответствующему уменьшению температурного эффекта резания.

При определенных условиях предварительный подогрев обрабатываемого материала повышает стойкость режущего инструмента и производительность различных видов обработки резанием [1]. При подогреве срезаемого слоя уменьшается его сопротивление пластической деформации в зоне резания, а также снижаются контактные напряжения, действующие на инструмент. В связи с этим обычно повышается коэффициент запаса прочности инструмента и, как следствие, появляется возможность увеличить толщину и ширину срезаемого слоя. Одновременно может снижаться и интенсивность адгезионного и усталостного износов. В результате в условиях обработки с подогревом появляется возможность повысить режимы резания и производительность обработки. При резании с подогревом, применяя большие подачи и малые скорости, можно во многих случаях подобрать такое сочетание температуры подогрева и режима резания, при котором значительно повысится производительность обработки при достаточной стойкости инструмента. Именно в этом заключается положительный эффект резания материалов с искусственным подогревом.

Здесь следует рассмотреть одно интересное явление, которое нельзя объяснить на основе традиционных теоретических схем процесса резания, но можно описать с помощью новой расчетной схемы. В книге [3, с. 142] указано, что согласно экспериментальным данным при резании стальной заготовки, нагретой внешним источником до температуры 700 °С, сила резания снижается в 3 раза по сравнению с обычными условиями обработки. В то же время при увеличении температуры резания до $700 \div 800$ °С в результате повышения скорости резания без подогрева сила резания снижается всего на $10 \div 30$ %.

Но согласно традиционной схеме (рис. 5, *а*) процесс резания представляет собой сдвиг в пределах узкой плоскости *OB* с одинаковым мгновенным упрочнением и, соответственно, одинаковым

* Продолжение. Начало см. "Вестник машиностроения" № 1, 2 за 2010 г. (далее В. М. 1, В. М. 2), продолжение — № 4 за 2010 г.

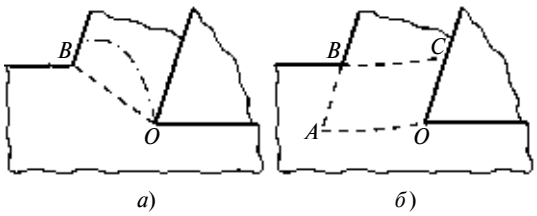


Рис. 5. Области влияния предварительного подогрева при традиционной (*а*) и новой (*б*) расчетных схемах резания

тепловыделением по всей длине плоскости сдвига. При таком представлении совершенно неважно, снизится ли напряжение текучести в плоскости сдвига вследствие температурного эффекта деформации в этой плоскости или же оно будет снижено в этой плоскости до той же величины предварительным подогревом. В обоих случаях расчетная величина напряжения сдвига будет одной и той же. Это же относится и к схемам типа представленных на рис. 15, 21—23 в работе [4] и характеризующимся более протяженным очагом пластической деформации, расположенных выше начальной плоскости сдвига OB (верхняя граница такого очага показана штрихпунктирной линией на рис. 5, *а*). Для этих схем также неважно, будет ли обрабатываемый материал прогрет заранее или же нагреется до той же температуры резким скачком в момент достижения начальной линии сдвига, являющейся нижней границей очага пластической деформации.

Поэтому согласно традиционным схемам сила резания должна быть одной и той же независимо от способа достижения определенной температуры в зоне резания. Но вопреки этому экспериментальные силы резания при одной и той же температуре резания, достигаемой в одном случае в результате подогрева, а в другом — температурного эффекта деформации, будут отличаться в несколько раз. В связи с этим автор книги [3] назвал эти экспериментальные результаты "странным явлением".

В отличие от традиционных схем согласно новой расчетной схеме (рис. 5, *б*) на силу резания заметно влияет не только состояние обрабатываемого материала на узкой линии сдвига или вблизи контактной поверхности с передней гранью резца, но и большой объем деформируемого материала (область *OABC*), расположенного на достаточном удалении как от этой грани, так и от условной плоскости сдвига.

Если температура повышается локально вследствие эффекта деформации и поверхностного трения, то ее эпюра имеет близкий к треугольнику вид, показанный на рис. 3, *б* [В. М. 2, с. 60], с учетом которого мы при вычислении среднего напряжения текучести во всем очаге пластической деформации проводили осреднение по формуле (294) из работы [5, с. 68], что затем было отражено в расчетной формуле (297) [5, с. 69]. Например, для материала с напряжением текучести σ_s при нормальной температуре по формуле (298) из работы [5, с. 69] при температуре резания 700 °С получим $\sigma_{st} = 0{,}8\sigma_s$. Это означает, что сила резания уменьшится вследствие температурного эффекта самого процесса всего на 20 %.

Если же весь объем очага пластической деформации будет искусственно нагрет до одинаковой температуры, равной 700 °С, то усреднять температуру не требуется, т. е. в формуле (297) работы [5] надо убрать двойку из знаменателя. В этом случае получим $\sigma_{st} = 0{,}5\sigma_s$, т. е. при использовании подогрева сила резания уменьшится уже в 2 раза. В конкретных расчетах, проведенных для сопоставления с экспериментальными данными [6, с. 71, пример 6], это было учтено. Полученные результаты достаточно хорошо согласуются с приведенными выше известными опытными данными.

Из того, что на силу резания влияют напряжение текучести и температура значительного объема металла, расположенного в области *OABC*, следует важный для практики вывод: можно снизить температуру на передней поверхности резца (температуру резания) интенсивным внутренним охлаждением его проточной водой, но при этом соответствующим повышением температуры предварительного подогрева остального объема деформируемого материала все же уменьшить силу резания в результате общего уменьшения средней величины напряжения текучести в очаге пластической деформации. Таким образом, появляется возможность существенного увеличения производительности при достаточной стойкости режущего инструмента, что хорошо подтверждается практикой [1, с. 291].

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Лоладзе Т. Н.** Прочность и износостойкость режущего инструмента. М.: Машиностроение, 1982. 320 с.

2. **Воронцов А. Л., Султан-заде Н. М., Албагачиев А. Ю.** Разработка новой теории резания. 5. Определение кинематического, напряженного и деформированного состояний обрабатываемой заготовки // Вестник машиностроения. 2008. № 5. С. 61—69.

3. **Вульф А. М.** Резание металлов. Л.: Машиностроение, 1973. 496 с.

4. **Воронцов А. Л., Султан-заде Н. М., Албагачиев А. Ю.** Разработка новой теории резания. 2. Состояние вопроса // Вестник машиностроения. 2008. № 2. С. 56—66.

5. **Воронцов А. Л., Султан-заде Н. М., Албагачиев А. Ю.** Разработка новой теории резания. 9. Практические расчеты параметров резания при точении // Вестник машиностроения. 2008. № 9. С. 67—76.

6. **Воронцов А. Л., Султан-заде Н. М., Албагачиев А. Ю.** Разработка новой теории резания. 13. Расчет параметров торцевого фрезерования // Вестник машиностроения. 2008. № 12. С. 65—73.

УДК 621.002.6"4013"

А. Е. БРОМ, канд. техн. наук, О. О. ШАТОХИНА (МТГУ им. Н. Э. Баумана), e-mail: lamben@mail.ru

Современная индустриальная модель управления жизненным циклом машиностроительной продукции

Предлагается индустриальная модель управление жизненным циклом продукции машиностроительного производства, основанная на концепции ключевых компетенций, которая позволяет выстроить производственно-логистическую цепь на основе центров технологической специализации производства.

Ключевые слова: индустриальная модель, центры компетенций, жизненный цикл, производственно-логистическая цепь.

An industrial controlling model by the engineering production life cycle based on the key competence concept is proposed. The model enables to organize industrial-logistical chain on the basis of production technological specialization centers.

Keywords: industrial model, competence centers, life cycle, industrial-logistical chain.

Исторически сложилось так, что большинство российских машиностроительных предприятий в настоящее время имеет замкнутый производственный цикл, что ведет к необоснованному завышению стоимости выпускаемой продукции. Если такое положение вещей было оправданным несколько десятилетий назад (такие предприятия практически не зависели от внешних поставщиков и сбоя поставок), то на сегодняшний день в условиях открытой рыночной экономики российским машиностроительным предприятиям необходим принципиально новый подход к хозяйствованию. Такие предприятия практически работают в "вакууме", что порождает следующие проблемы: 1) высокая стоимость конечной продукции; 2) длительный производственный цикл; 3) как правило, высокий уровень запасов.

Таким образом, производственная концепция замкнутого цикла не смогла адаптироваться к изменяющимся целям и ресурсным условиям, тем самым исчерпав себя. Такая модель была рассчитана на огромные материальные и человеческие ресурсы, избыточные и непрофильные активы, стоимость которых и приводит к удорожанию конечной продукции. В связи с этим необходимо сконцентрироваться на производстве, которое является наиболее эффективным и составляет основу конкурентного преимущества; остальные же производства могут и должны быть переданы предприятиям, специализирующимся на выполнении определенного вида работ.

Таким образом, приоритетное направление сегодня — поиск инструментов для создания такой производственно-логистической цепи, которая *разомкнет производственный цикл* и позволит реагировать на меняющиеся условия и приспосабливаться к ним, а также управлять процессами переходных периодов: в связи с изменением состояний рынка, появлением новых технологий и различных требований, предъявляемых на разных этапах жизненного цикла изделия (ЖЦИ).

Вместо управления замкнутым производственным циклом авторы предлагают использовать новую модель, основанную на межзаводской кооперации и специализации, которая заключается в построении производственно-логистической цепи на основе стратегического взаимодействия центров ключевых компетенций. Усиление специализации производства и концентрация внимания на ключевых компетенциях предприятия в рамках производственно-логистической цепи является одним из наиболее действенных способов обеспечения необходимого уровня экономической эффективности функционирования машиностроительного предприятия. В описываемой модели происходит качественный переход от управления поставками к управлению цепями создания стоимости на принципах логистизации.

Фактически речь идет о выборе наиболее эффективной модели, которую с учетом ее характеристик можно обозначить как современную индустриальную модель.

Авторами вводится следующее определение современной индустриальной модели (СИМ) — концептуальное представление производственно-логистической цепи, построенной на взаимодействии центров ключевых компетенций. Такое взаимодействие строится на дополнении компетенций участвующих организаций.

В соответствии с предложенным подходом за каждый этап ЖЦИ отвечает определенный центр компетенции. В рамках рассматриваемой модели у

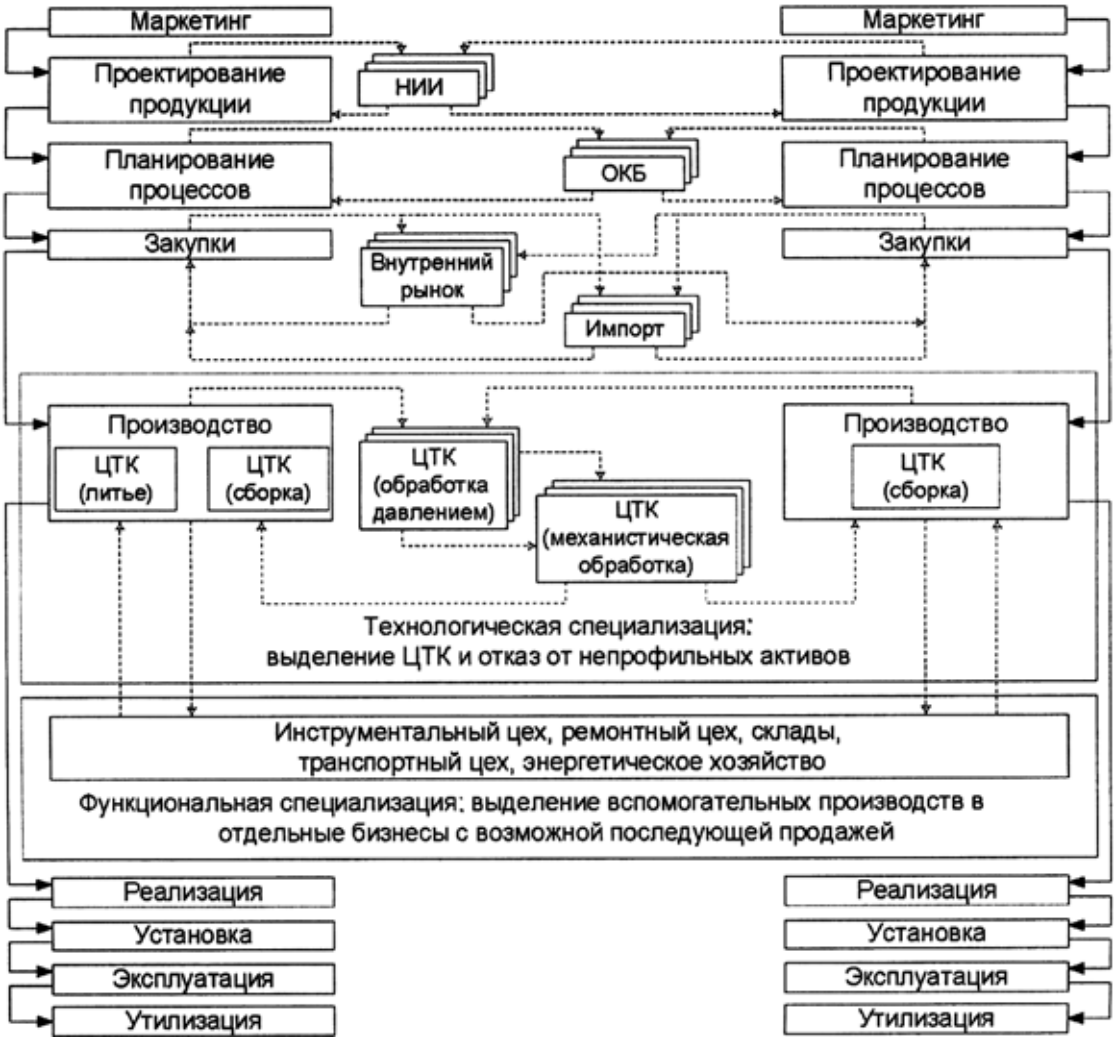
каждого бизнес-процесса появляется свой "хозяин", который будет стремиться снижать затраты и повышать его качество.

Под центром технологических компетенций (ЦТК) подразумеваются предприятия малого и среднего бизнеса, специализирующиеся на определенной технологии [1]: 1) заготовительные производства (литье, сварка, обработка давлением); 2) обрабатывающие производства (механическая, электрохимическая, отделочная обработки); 3) сборочные производства (промежуточная сборка, а общая сборка ведется на головном предприятии).

Результатом интеграции компаний на основе ключевых компетенций являются [2]: сокращение длительности производственного цикла в результате устранения дублирующих операций и непродуктивных затрат времени и ресурсов; низкий уровень запасов; высокая надежность сроков поставок; быстрая реакция и гибкость производства.

Развитие сети таких предприятий, основанных на технологической специализации, которые выпускают комплектующие изделия с меньшими затратами по сравнению с заводами, позволит разорвать замкнутый производственный цикл и даст возможность предприятию сосредоточиться на основном производстве. Однако на рынке по-прежнему недостаточно небольших и средних компаний, организованных по принципу технологической специализации. Это связано, во-первых, с тем, что государственная политика не была направлена на стимулирование их создания и развития. Во-вторых, существует ряд таких факторов [3], как отсутствие надежных альтернативных поставщиков, возможная монополия поставщика, снижение оперативности, высокие сроки производства на стороне, неприемлемые для процесса основного производства.

Сложившаяся структура российской экономики остается серьезной преградой на пути создания специализированных компаний — центров технологических компетенций. Преобладающая ориентация российских машиностроительных предприятий на собственные производственные подразделения и цеха существенно ограничивает рынок специализированных поставщиков и размывает имеющиеся у предприятия ресурсы. Применение предложенной модели позволит изменить схемы взаимодействия машиностроительных предприятий и перейти к новой структуре, представленной на рисунке.



Для того чтобы управлять представленной структурой, необходимо синхронизировать производство и скоординировать логистические потоки. Обеспечение эффективного продвижения логистических потоков (материальных, финансовых, информационных) в сети распределения требует межорганизационной логистической координации, затрагивающей согласование в работе всех звеньев интегрированной производственно-логистической цепи.

Взаимодействие и координация ЦТК с головным производством в рамках производственно-логистической цепи должны осуществляться в едином информационном пространстве (ЕИП), которое с помощью электронного обмена данными позволяет обеспечить синхронизацию бизнес-процессов различных предприятий и совместное планирование спроса и закупок. Электронный обмен данными (Electronic Data Interchange) как технология, которая в значительной степени способствует развитию кооперации внутри производственно-логистической цепи, уже занимает важное место в общем объеме передаваемой информации (например, информация о расчетах, заказах и складских запасах). Здесь используются такие логистические концепции, как управление складом силами поставщика (Vendor Managed Inventory — VMI), статистическое управление складскими запасами (Statistical Inventory Control — SIC), совместное планирование, прогноз и пополнение склада (Collaborative Planning, Forecasting and Replenishment — CPFaR) [4].

Основной эффект ЕИП состоит в возможности быстрого нахождения поставщика продукта или услуги. В ЕИП также есть возможность на основе введенных параметров заказа и существующей базы технологических операций определить технологию изготовления конкретного продукта, после чего с учетом баз данных поставщиков установить технологические возможности выполнения каждой операции технологического плана производства того или иного изделия или компонента. Затем сравнить разные варианты, выстроить наилучшую конфигурацию производственно-логистической цепи в соответствии с параметрами заказа и распределить работы по отдельным исполнителям — центрам ключевых компетенций.

Такое взаимодействие позволяет сконцентрировать ресурсы и усилия на участках (ключевых компетенциях), определяющих конкурентоспособность отдельного предприятия и производственно-логистической цепи в целом.

Внедрение современной индустриальной модели управления жизненным циклом машиностроительной продукции позволит решить ряд следующих основных практических задач:

1) планирование производства наукоемкой машиностроительной продукции (определение потенциальных участников и выбор структуры производственно-логистической цепи);

Наименование статьи	Преимущества	Недостатки
Риск	Распределение рисков между участниками производственно-логистической цепи	Зависимость от партнеров: риски срыва поставок, повышения цен, закупки заготовок ненадлежащего качества; опасность потери "ноу-хау"
Затраты	Снижение операционных издержек	Расходы на информационные технологии. Длительный срок принятия решений. Расходы на интеграцию, в том числе временные
Доход	Возможная прибыль от продажи непрофильных активов	Опасность не найти покупателя
Результат	Расширение возможностей в плане освоения рынка. Повышение эффективности компании	Необходимость коллегиального согласования решений
Ресурсы	Концентрация ресурсов на основном бизнесе (приоритетном)	Закупка заготовок на стороне требует жесткого планирования

2) мониторинг выполнения плана производства машиностроительной продукции;

3) реконфигурирование проиводственно-логистической цепи (в случае изменений состава участников производственно-логистической цепи, изменения сроков, условий оплаты и т. д.) [5];

4) формирование единой информационной среды взаимодействия малых, средних и крупных предприятий;

5) усиление связей научно-технической и производственной сфер экономики;

6) ускорение появления и устойчивого роста технологически ориентированных инновационных специализированных малых и средних предприятий;

7) внедрение эффективных механизмов ресурсного обеспечения и управления разделением рисков для малых и средних производственных предприятий, цепочек кооперированных поставок и инновационных процессов;

8) развитие конкурентоспособных производственных предприятий, специализированных по основным технологическим переделам;

9) углубление специализации и расширение кооперации промышленных предприятий, усиление связи предприятий малого и крупного научно-производственного бизнеса.

Современная индустриальная модель имеет чрезвычайно важное значение как для крупных предприятий, так и для малого и среднего бизнеса. Для малого предприятия участие в производственно-логистической цепи — один из решающих факторов сохранения и повышения уровня доходности и конкурентоспособности на современных и будущих рынках. Для крупного предприятия применение предложенной модели означает выделение

ТЕХНИЧЕСКАЯ ИНФОРМАЦИЯ

УДК 621.974.4

Ю. М. ОСОКИН, С. В. КОЗЛОВ (ФГУП "Комбинат "Эдектрохимприбор", г. Лесной Свердловской обл.), e-mail: main@ehp-atom.lesnoy.ru

Гидравлический пресс с двуруким управлением

Рассматриваются принцип работы и конструкция малогабаритного пресса с двуруким управлением для прессования изделий, требующих достаточно большой выдержки под давлением. Пресс отличается простотой конструкции благодаря исключению электрических элементов управления и уменьшению числа управляющих и регулирующих элементов гидросхемы.

Ключевые слова: гидравлический пресс с двуруким управлением, гидропривод.

Principle of operation and design of small-size press with two-handed control for pressing of items demanding sufficiently large postpressing stage are considered. The press has simple construction owing to absence of electrical controlling elements and low count of controlling and regulating elements of the hydraulic scheme.

Keywords: hydraulic press with two-handed control, hydraulic circuit.

Специалистами ФГУП "Комбинат "Электрохимприбор" спроектирован, изготовлен и внедрен в опытно-промышленную эксплуатацию гидравлический пресс с двуруким управлением, предназначенный для прессования резинотехнических изделий [1]. Необходимость создания такого пресса вызвана тем, что отечественная промышленность не выпускает достаточно простых малогабаритных прессов, обеспечивающих выдержку пресс-форм под давлением с соблюдением требований безопасности [2].

Известные приводы с двуруким управлением, работающие при одновременном нажатии двух рукояток, не обеспечивают регулирования скорости рабочего органа, а также выдержки его под давлением при отключении источника питания [3]. Среди известных конструкций гидроприводов наиболее технически близким к предполагаемому решению является гидропривод, обеспечивающий выдержку под давлением [4].

Описанный гидропривод имеет ряд недостатков. Во-первых, он не обеспечивает плавного регулирования скорости рабочего органа. Во-вторых, наличие электрической схемы управления электромагнитами гидрораспределителей и обеспечение электрической блокировки кнопок управления усложняет систему управления прессов в целом. В-третьих, данный гидропривод не обеспечивает возможности аварийного отвода рабочего органа при отключении подачи рабочей жидкости под давлением, например при отказе насоса, или электрических элементов системы управления.

На рис. 1 представлен общий вид предлагаемого гидравлического пресса с двуруким управлением.

(Окончание статьи. Начало см. на стр. 77)

значительной части избыточных и непрофильных активов как основных (технологических), так и обеспечивающих (сервисных) в отдельный бизнес на долговременной основе.

Основные преимущества и недостатки кооперации приведены в таблице.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Организация** и планирование машиностроительного производства (производственный менеджмент) / К. А. Грачева, М. К. Захарова, Л. А. Одинцова и др. М.: Высшая школа, 2005. 470 с.

2. **Иванов Д. А.** Логистика. Стратегическая кооперация. М.: Вершина, 2006. 176 с.

3. **Белов А.** Выделение непрофильных активов и создание специализированных компаний промышленного сервиса // Тр. межрег. конф.: "Предпринимательство в промышленности: Пути развития. Организация промышленных кластеров на основе реструктуризации предприятий машиностроительного комплекса". М.: Центральный дом предпринимателя, 2002. С. 9—12.

4. **Сергеев В. И.** Корпоративная логистика. 300 ответов на вопросы профессионалов. М.: Инфра-М, 2008. 976 с.

5. **Иванов Д. А.** Тенденции развития форм организации и систем информационной поддержки субконтрактинга. [Электронный ресурс]. http://www.subcontract.ru/Conf2004/Disk/section1/section1_22.htm.

6. **Федосов Б. Т.** Классификация моделей физических и технических систем и устройств. [Электронный ресурс]. http://model.exponenta.ru/bt/bt_0001.html.

Техническая характеристика пресса

Усилие прессования, кН	250
Размер стола (подвижной траверсы), мм	300 × 300
Открытая высота рабочего пространства, мм	340
Ход подвижной траверсы, мм	180
Скорость прессования, мм/с	0÷10
Габаритные размеры пресса ($L \times B \times H$), мм	800 × 708 × 1670
Масса, кг (без гидростанции)	250

Техническая характеристика гидростанции

Мощность электродвигателя, кВт	5,5
Частота вращения электродвигателя, мин$^{-1}$	1500
Подача насоса, л/мин	14
Габаритные размеры ($L \times B \times H$), мм	708 × 405 × 891
Емкость бака, дм^3	125
Масса гидростанции, кг	200

Силовой агрегат пресса (см. рис. 1) включает в себя две щеки *1*, соединенные в нижней части с цилиндром *2*, шток которого связан с подвижной траверсой (столом) *3*. В верхней части обе щеки соединены неподвижной траверсой *4*. Силовой агрегат смонтирован на подставке *5*, к столу которой крепятся гидрораспределители с рукоятками управления скоростью прессования (*6*) и направлением движения плунжера (*7*).

С учетом возможности подключения нескольких прессов к одной гидростанции она выполнена в виде отдельного бака, соединенного с силовым агрегатом трубопроводами. Принципиальная схема гидропривода представлена на рис. 2. Работа гидропривода осуществляется по следующему циклу.

В исходном положении поршень гидроцилиндра *1* находится в нижнем положении, гидрораспределители *3* и *8* под действием пружинных механизмов — в положении, показанном на схеме, рукоятки *4* и *9* управления занимают нейтральное положение I. Предохранительный клапан *12* настраивается на величину рабочего давления для данной операции. В рабочее пространство пресса устанавливается оснастка (например, пресс-форма с прессуемым материалом), и при одновременном включении рукояток *4* и *9* в положении II рабочая жидкость под давлением от источника *5* через гидрораспределители *3* и *8* и гидрозамок *7* поступает в поршневую полость гидроцилиндра *1*. Штоковая полость через гидрораспределитель *3* соединяется со сливом. Шток цилиндра *1* перемещается вверх, причем скорость штока прямо пропорциональна углу отклонения рукоятки *9* от нейтрального положения в результате дросселирования рабочей жидкости гидрораспределителем *8*. Оператор по манометру *11* контролирует величину давления в поршневой полости, соответствующую усилию прессования.

При достижении усилия, заданного технологическим процессом, оператор отпускает рукоятки *4* и *9*, которые под действием пружинных механизмов возвращаются в исходное положение I. При этом поршневая полость гидроцилиндра *1* запирается замком *7*, а штоковая полость соединяется со сливом. В соответствии с технологическим процессом прессуемое изделие выдерживается под нужным давлением (усилием) в течение заданного времени.

По окончании времени выдержки оператор одновременно переводит рукоятку *4* из нейтрального положения I в положение III, а рукоятку *9* — в положение II. Переключением распределителя *3* давление подается в штоковую полость гидроцилиндра *1*, а поршневая полость соединяется со сливом через гидрозамок *7*, который открывается совместным действием давления, подводимого в полость управления

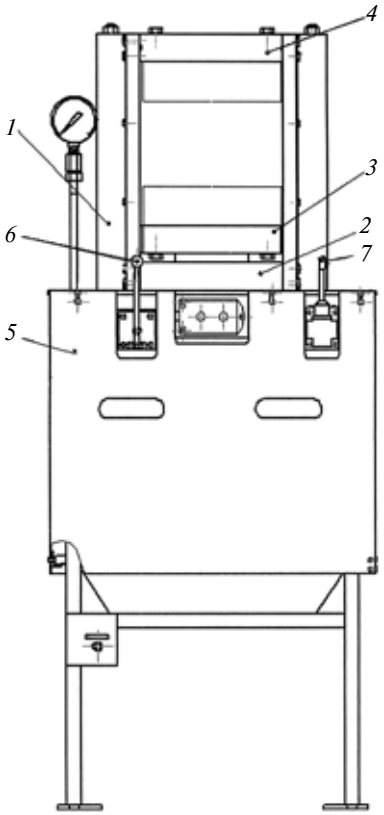


Рис. 1

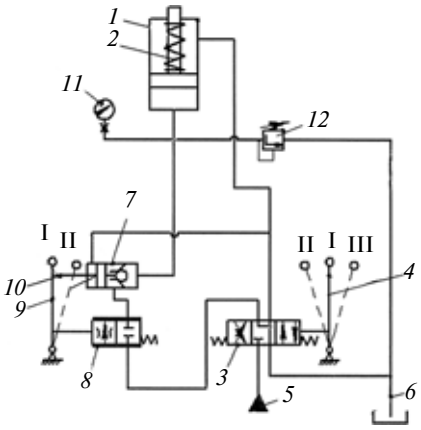


Рис. 2

гидрозамка и рычага *10*, взаимодействующего с рукояткой *9*. Шток гидроцилиндра *1* перемещается вниз под действием давления в штоковой полости и усилия пружины *2*. Скорость отвода регулируется за счет дросселирования рабочей жидкости дросселирующим гидрораспределителем *8*. По окончании отвода штока гидроцилиндра *1* рукоятки *4* и *9* возвращаются пружинным механиз-

мом в нейтральное положение и пресс останавливается.

В случае возникновения аварийной ситуации, например отказа насоса при выдержке пресс-формы под давлением, переводом рукоятки *9* из положения I в положение II обеспечивается соединение поршневой полости гидроцилиндра *1* со сливом через гидрозамок *7*, который открывается рычагом *10*. Под действием пружины *2* шток отводится и пресс-форма освобождается. Усилие, прилагаемое к рукоятке *9* при аварийном отводе штока гидроцилиндра при отсутствии давления, будет несколько больше, чем при работе в штатном режиме двумя рукоятками, так как в полость управления гидрозамка *7* не подается давление разгрузки.

При включении только рукоятки *4* шток гидроцилиндра *1* двигаться не будет, так как гидрораспределитель *8* находится в нейтральном положении, соответствующем положению I рукоятки *9*, и перекрывает подачу давления в поршневую полость гидроцилиндра *1*. Если включается только рукоятка *9* гидрораспределителя *8*, а рукоятка *4* гидрораспределителя *3* находится в нейтральном положении I, то шток гидроцилиндра *1* двигаться также не будет, так как обе полости гидроцилиндра *1* будут соединены со сливом через гидрораспределитель *3*.

Таким образом, рассмотренный пресс отличается простой конструкцией вследствие исключения электрических элементов управления гидрораспределителями и обеспечивает безопасное выполнение работ в результате двурукого управления. Подобные прессы наиболее целесообразно использовать в мелкосерийном производстве при усилиях прессования до 25 т для изделий, требующих при прессовании выдержки под давлением.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Пат. 2240919 Рос. Федерации.** Гидравлический пресс с двуруким управлением.
2. **ГОСТ 12.2.017—93.** Оборудование кузнечно-прессовое. Общие требования безопасности. Введен 01.01.1995. М.: ИПК Изд-во стандартов, 1997. 22 с.
3. **А. с. 1171639 СССР.** Пневмопривод с двуруким управлением.
4. **Добринский И. С.** Гидравлический привод прессов. М.: Машиностроение, 1975. С. 145, 146.

Информационная служба ФГУП "Комбинат "Электрохимприбор" готова на договорной основе реализовать комплект конструкторской документации на пресс, а также рассмотреть с заинтересованными предприятиями возможность изготовления подобных прессов.

Наши реквизиты:
г. Лесной Свердловской обл.,
"Комбинат "Электрохимприбор",
тел./факс (34342) 3-73-56,
e-mail: main@ehp-atom.lesnoy.ru.

УДК 629.114.4

РУСТАМОВ ЗАКИР АЛИ АГА ОГЛЫ, канд. техн. наук (Азербайджанский ТУ, г. Баку), e-mail: rzao@mail.ru

Новый рулевой механизм, улучшающий маневренность автомобиля

В статье исследуется влияние маневренности на транспортный процесс специализированного автотранспортного средства мусоровоз (САТСМ). Далее с целью повышения производительности путем улучшения маневренности САТСМ, предложены новый рулевой механизм, улучшающий маневренность автомобиля, и методика определения его конструктивных параметров.

Ключевые слова: Рулевой механизм, управляемость, маневренность, эксцентрическая шестерня, рейка.

The mobility influence upon the transport process of such specialized vehicle as the sanitation car is investigated. Purposely the car's productivity enhancement a new steering gear improving the vehicle's mobility and the determination technique of its design factors are proposed.

Keywords: steering gear, controllability, mobility, eccentric gear wheel, rack.

Рулевое управление (РУ) автотранспортных средств, включающее в себя рулевой механизм (РМ), рулевой привод и, как правило, рулевой усилитель, предназначен для изменения направления и обеспечения безопасного движения автомобиля в заданном направлении. Поэтому к нему предъявляется ряд требований, к которым, в частности, относятся: минимальное значение радиуса поворота автомобиля и правильное соотношение углов поворота управляемых колес, обеспечиваемое рулевым приводом и направленное на исключение бокового скольжения [1, 2] (рис. 1).

Специфика эксплуатации мусоровоза, обусловленная стесненными условиями работы в городе, требует улучшенных показателей по маневренности и управляемости. Созданные специализированные автотранспортные средства (САТС) — мусоровозы на базе серийно выпускаемых большегрузных автомобилей, имеют две или три оси. Их маршрут, как правило, проходит по подъездным дорогам и во дворах населенных пунктов. А так как маршрут может включать в себя до 20 мусоросборочных пунктов, то улучшение маневренности САТС может существенно уменьшить его продолжительность, следовательно, увеличить производительность автотранспортного средства.

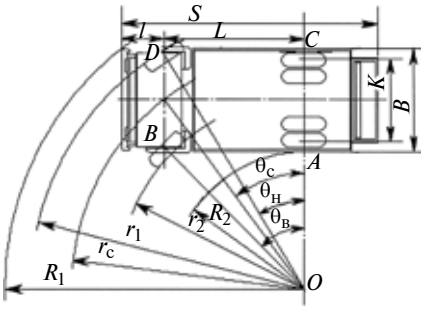


Рис. 1. Схема поворота автомобиля

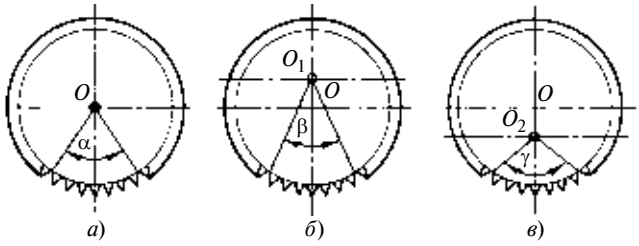


Рис. 2. Возможные варианты расположения осей вращения зубчатых колес для получения разницы углов поворота управляемых колес

Для улучшения маневренности большегрузных и многоосных автомобилей, применяют дорогостоящие конструктивные решения. Целесообразным считается усовершенствование рулевого механизма базового автомобиля путем обеспечения оптимальных углов поворота управляемых колес для исключения бокового скольжения.

Проведем сравнительный анализ маневренности автомобилей. Зададим угол поворота для наружного управляемого колеса: $\theta_н = 17°$, определим радиус r_2 поворота автомобиля по внутреннему колесу:

для автомобиля с $\theta_н = \theta_в = \theta_с = 17°$ получим:

$$r_2 = \frac{L}{\sin\theta_в} = \frac{3{,}4}{0{,}2924} = 11{,}63 \text{ м}, \qquad (1)$$

где L — база автомобиля;

для автомобилей с разницей углов поворота управляемых колес

$$\mathrm{ctg}\theta_н - \mathrm{ctg}\theta_в = \frac{K}{L} = 2{,}01/3{,}4,\ \theta_в = 20{,}4°, \qquad (2)$$

где K — колея автомобиля, тогда

$$r_2 = \frac{L}{\sin\theta_в} = 9{,}75 \text{ м}. \qquad (3)$$

Таким образом, из выражений (1) и (3) видно, что при разнице углов управляемых колес маневренность автомобиля увеличивается на 20 %.

Смещение оси вращения зубчатого колеса, как показано на рис. 2, изменяет угол поворота: чем ближе ось вращения к венцу зубчатого колеса, тем больше угол поворота. Этот принцип лег в основу нового конструктивного решения РУ, обеспечивающего получение разницы углов поворота управляемых колес.

Была предложена новая конструкция рулевого механизма (рис. 3, *а*) с двумя симметрично расположенными эксцентричными зубчатыми колесами, оси которых перемещались по горизонтали [3, 4]. Необходимая разница углов поворота валов достигается опережением зубчатого колеса *1* и опозданием зубчатого колеса *2* или при равномерном перемещении рейки *3* (рис. 3, *б*).

Направляющая зубчатой рейки имеет синусоидальную форму, что делает эксцентричные зубчатые колеса полноповоротными. С учетом того, что управляемые колеса поворачиваются в двух направлениях (на ± 38°), рейка может перемещаться тоже в двух направлениях. Максимальное расстояние от центра a = 100 мм (рис. 4, 5).

В рулевом механизме зазоры между зубьями зубчатых колес и рейки недопустимы. Это обеспечивается формой направляющей поверхности рейки и дополнительным устройством.

С изменением таких конструктивных параметров автомобиля, как расстояния между центрами

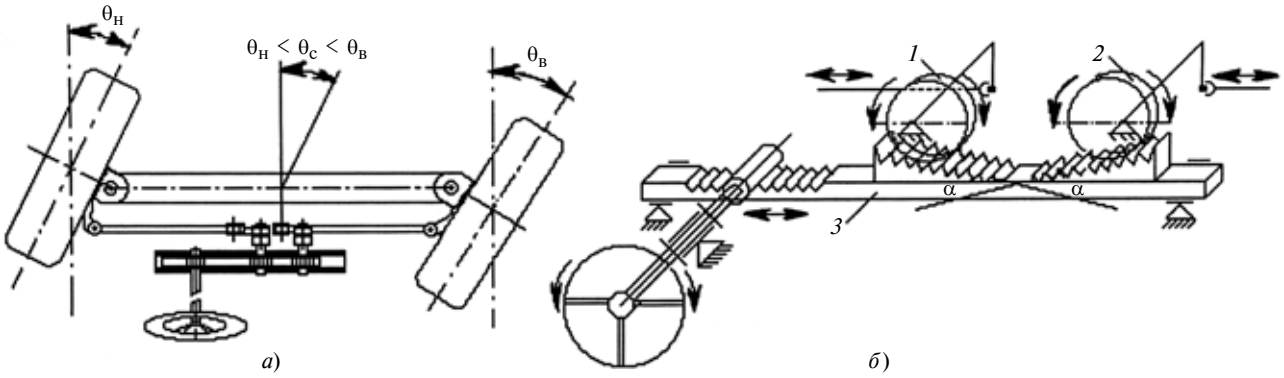


Рис. 3. Схема устройства (*а*) и работы (*б*) РУ "RZAO"

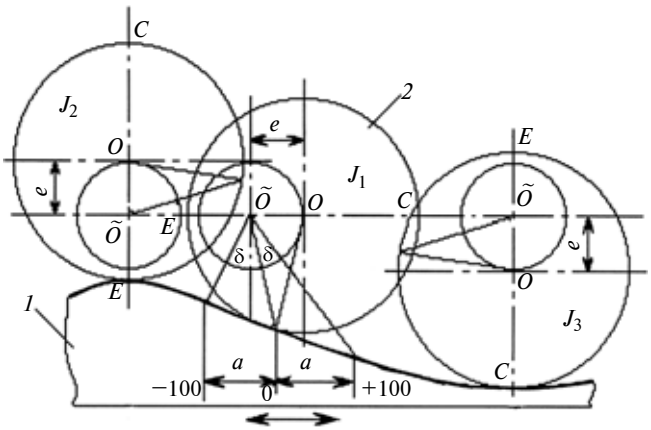
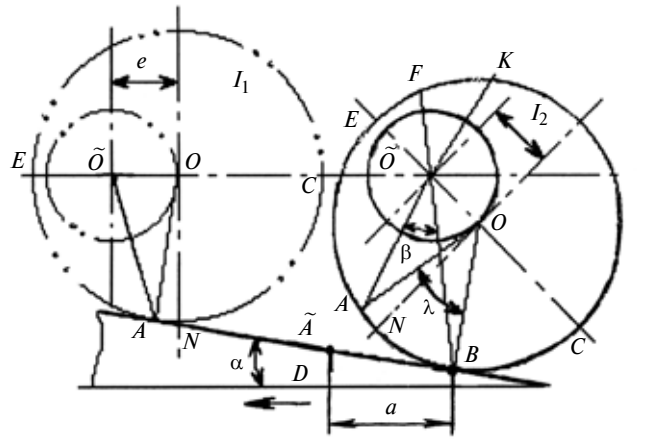
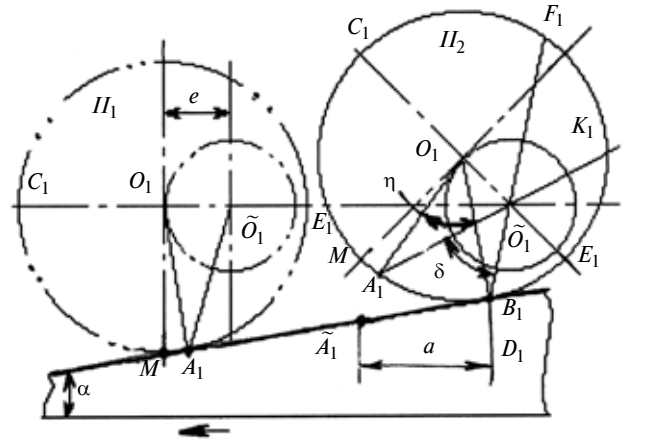


Рис. 4. Расчетная схема для построения профиля рейки:
1 — рейка; *2* — эксцентричное зубчатое колесо



а)



б)

Рис. 5. Перемещение эксцентричных зубчатых колес по рейке на расстояние *a*

осей поворота управляемых колес и осей мостов автомобиля, изменяется разность котангенсов углов управляемых колес [1, 2, 5]. С учетом параметров автомобиля найдем конструктивные параметры нового рулевого механизма (см. рис. 5), т. е. наклон рейки и расстояние *e* [6, 7]. Определив первичные параметры положения (I_1 и II_1) эксцентричных зубчатых колес, по второму их положению (I_2 и II_2) из $\Delta A\tilde{O}B$ и $\Delta A_1\tilde{O}_1B_1$ запишем:

$$|AB|^2 = |\tilde{O}A|^2 + |\tilde{O}B|^2 - 2|\tilde{O}A||\tilde{O}B|\cos\beta; \quad (4)$$

$$|A_1B_1|^2 = |\tilde{O}_1A_1|^2 + |\tilde{O}_1B_1|^2 - 2|\tilde{O}_1A_1||\tilde{O}_1B_1|\cos\delta. \quad (5)$$

Из формул (4) и (5) получим:

$$2|\tilde{O}A|\,[|\tilde{O}B|\cos\beta - |\tilde{O}_1B_1|\cos\delta] = |\tilde{O}B|^2 - |\tilde{O}_1B_1|^2. \quad (6)$$

Таким образом, система из уравнений (2) и (6) позволяет определить конструктивные параметры рулевого механизма с требуемой разницей углов β и δ поворота осей эксцентричных зубчатых колес и соответствующих им углов $\theta_н$ и $\theta_в$ поворота управляемых колес:

$$\begin{cases} 2|\tilde{O}A|\cdot[|\tilde{O}B|\cos\beta - |\tilde{O}_1B_1|\cos\delta] = |\tilde{O}B|^2 - |\tilde{O}_1B_1|^2; \\ \mathrm{ctg}\,\theta_н - \mathrm{ctg}\,\theta_в = \dfrac{K}{L}. \end{cases} \quad (7)$$

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Геслер В. М., Яуре В. В.** Книга самодеятельного конструктора автомобилей. М.: ДОСААФ, 1989.278 с.
2. **Осепчков В. В., Фрумкин А. К.** Автомобиль: Анализ конструкций, элементы расчета. М.: Машиностроение, 1989. 304 с.
3. **Пат. № 2142893 Рос. Федерации:** Рулевое управление "RZAO".
4. **Pat. PCT/AZ99/ 00001, WO 01/25071 A2.** "RZAO" Steribg and variants. Notice informing the applicant of the communication of the International application to the designated offices. Geneva: 2001. P. 6.
5. **Рустамов З. А.** Анализ и синтез соотношения углов поворота управляемых колес // Междунар. конф. Варшава: 1999. С. 545—551.
6. **Rystamov Z. A**. Steering and steadiness of vehicles// International Conference on Machine Design and Production. Ankara: 2000. P. 315—321.
7. **Рустамов З. А.** Структурный синтез нового рулевого механизма // Междунар. науч.-практ. конф. Владимир: 2006. С. 152—155.

Вниманию читателей

В номере 1 за 2010 г. была допущена опечатка: на с. 2 обложки вместо "Рис. 3. Развитие ОСН (эквивалентных напряжений), распределенных вдоль верхнего шва (*y* = 5,2 м)" должно быть "Рис. 4. Распределение асимметрии цикла (два левых рисунка) и предельной повреждаемости (два правых рисунка) соответственно в зонах *1* и *2*", на с. 29 вместо "Распределение асимметрии цикла (*а*, *б*) и предельной повреждаемости (*в*, *г*) соответственно в зонах *1* и *2*" должно быть "Рис. 3. Эволюция ОСН, распределенных вдоль верхнего шва (*y* = 5,2 м)".

УДК 621.9

О. Г. КОКОРЕВА, канд. техн. наук (Муромский институт — филиал Владимирского ГУ),
kokoreva-murom@rambler.ru

Результаты производственных испытаний по упрочнению сердечников крестовин стрелочных переводов

Предложен метод упрочнения стрелочных переводов с использованием статико-импульсной обработки, не требующий больших материальных затрат.

Ключевые слова: упрочнение, поверхностный слой, пластическое деформирование, микроструктура, статико-импульсная обработка.

A hardening technique of point frog cores with use of static-pulse working, characterized by low material expenses, is proposed.

Key words: hardening, surface layer, plastic forming, microstructure, static-pulse working.

Известно, что причиной изнашивания сердечников крестовин стрелочных переводов в зоне перекатывания является циклическое силовое воздействие, которое приводит к контактному усталостному выкрашиванию [1—3]. Износ сердечника в вертикальном направлении составляет $4 \div 6$ мм, ширина площадки износа $\approx$ 30 мм. Поэтому для того, чтобы повысить износостойкость наиболее нагруженных частей сердечника, упрочненный поверхностный слой этих участков должен превышать глубину износа, т. е. составлять не менее $5 \div 6$ мм. При этом микротвердость упрочненного слоя должна быть не менее 3500 МПа, остаточные напряжения первого рода — макронапряжения, должны иметь отрицательные значения по всей глубине упрочненного слоя. Кроме того, значения этих показателей должны быть одинаковыми по всей упрочняемой поверхности. Ширина поверхности, упрочняемая за один проход, должна составлять $15 \div 40$ мм. Глубина пластической вмятины не должна превышать $0{,}1 \div 0{,}12$ мм.

Используя статико-импульсную обработку (СИО), параметры шероховатости обрабатываемой поверхности можно снизить в $5 \div 6$ раз.

Технологические показатели при СИО: удельная энергия a удара, статическая нагрузка $P_{ст}$, диаметр $D_р$ стержневого ролика, частота f удара, подача s, число i проходов.

С помощью генератора механических импульсов можно реализовать удары, энергия которых будет составлять $100 \div 400$ Дж, а частота f — от 3 до 40 Гц.

Производственные испытания показали, что для стали 110Г13Л диаметр d вмятин при диаметре ролика $D_р = 10 \div 30$ мм может составлять от 2 до 4 мм. При испытаниях подачу s изменяли за один проход от 70 до 800 мм/мин, за два прохода от 140 до 1600 мм/мин.

При СИО оптимальное соотношение динамической и статической нагрузок $P_д/P_{ст} > 0{,}01$. При фиксированной продолжительности создаваемого ударного импульса для получения удара определенной энергии можно установить статическую нагрузку $P_{ст}$. Для разработанной конструкции генератора механических импульсов (ГМИ) с бойком диаметром $d_1 = 0{,}0485$ мм, длиной $L_1 = 480$ мм при соотношении площадей поперечных сечений бойка и волновода $r = 10$ мм, скорости удара $v = 7 \div 11{,}5$ м/с, энергии удара $A = 150 \div 400$ Дж динамическая составляющая нагрузки рассчитывается по формуле

$$P_д = vC_1/2 = 255 \div 401 \text{ кН}.$$

Здесь $C_1 = \rho_1 a_1 \pi d_1^2/4$, где ρ_1 — плотность материала бойка, кг/м^3; a_1 — скорость волны деформации в волноводе, м/с; d_1 — диаметр бойка, м.

Следовательно, целесообразно принимать $P_{ст} > 25 \div 40$ кН.

На рис. 1 и 2 представлены зависимости изменения микротвердости $H_{\mu 0}$ по глубине упрочненного слоя при СИО от ширины и диаметра индентора. Нагружение осуществлялось стержневыми роликами, энергия удара ГМИ составляла $A = 150$ Дж, что соответствует удельной энергии $a = 4 \div 11$ Дж/мм, частота ударов $f = 3{,}5$ Гц, подача $s = 70$ мм/мин. Установлено, что максимальная глубина упрочнения составила $7 \div 8$ мм, а показатель микротвердости — 3000 МПа на глубине 4 мм.

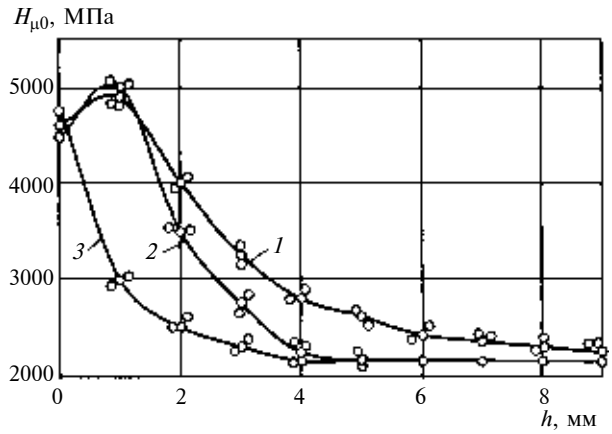


Рис. 1. Зависимости изменения микротвердости $H_{\mu 0}$ по глубине упрочненного слоя при СИО от ширины b индентора при $D_р$ = 20 мм:
1 — b = 15 мм; *2* — b = 25 мм; *3* — b = 40 мм

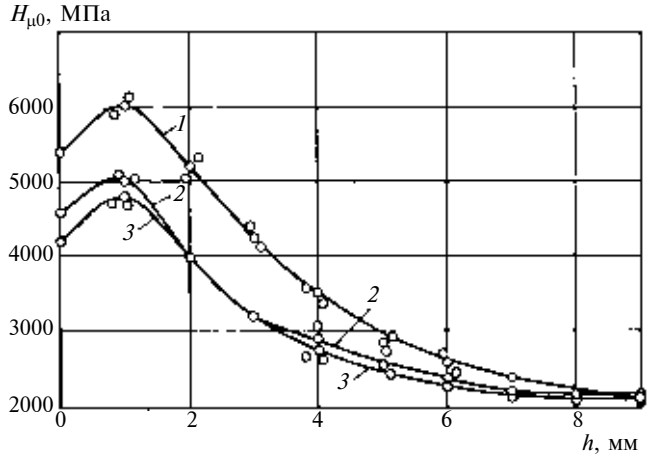


Рис. 2. Распределение микротвердости $H_{\mu 0}$ по глубине упрочненного слоя при СИО от диаметра $D_р$ индентора при b = 15 мм:
1 — $D_р$ = 10 мм; *2* — $D_р$ = 15 мм; *3* — $D_р$ = 20 мм

Фактор	Диапазон изменения факторов		
	минимальное значение (−)	0	максимальное значение (+)
X1	150	250	350
X2	20	30	40
X3	10	15	20
X4	15	25	35

При ширине упрочненной поверхности 30÷35 мм и энергии удара A = 150 Дж упрочнение целесообразно проводить роликами шириной b = 15 мм в два ряда. Для получения поверхности требуемой шероховатости в поперечном направлении обработки окончательный проход следует выполнять роликом шириной 40 мм. Это позволит сравнять выступы между дорожками от роликов шириной b = 15 мм.

Микроструктура образцов, прошедших упрочнение СИО, исследовалась на размер зерен по ГОСТ 5639—82. Установлено, что получена чисто аустенитная микроструктура без карбидов, зерна поверхностного слоя деформированы, полосы деформации наблюдаются на глубине 8÷9 мм, в сечениях обнаружены отдельные микросколы усадочного происхождения. Структура исследуемых образцов разнозернистая: у поверхности зерно мелкое — типа А4 и А5, на глубине 4,5÷7,5 мм — А2, А1.

Кроме того, металлографические исследования предусматривали анализ полос деформации при СИО, который показал, что деформация представляет собой узкие полосы с острыми концами различной длины и ширины. Наибольшее число полос располагается в области наибольшего деформирования. Изучение полос деформирования позволяет сделать вывод о том, что они являются областями двойникования. Размеры двойников зависят от уровня нагружения и режимов обработки. Увеличение энергии удара приводит к увеличению числа двойников, что повышает упрочнение. Анализ образцов из стали 110Г13Л, упрочненных СИО, показал влияние режимов СИО на основные показатели микроструктур.

На основе полнофакторного эксперимента и обработки данных в программе Statistica 5.1 получена математическая модель характеристик микроструктуры в зависимости от режимов СИО, представленная полиномом второй степени.

Рассматривались такие показатели микроструктуры, как диаметр зерна d_m, площадь S, число N зерен на единице площади, микротвердость поверхности. Исследовали данные параметры при независимых показателях: энергии E удара — фактор XI, предварительном статическом усилии $F_{ст}$ — фактор $X2$, диаметре $D_р$ ролика — фактор X3, ширине b ролика — фактор X4, глубины h упрочнения — фактор X5 (таблица).

Результаты эксперимента представлены в виде матрицы планирования. Используя программу Statistica 5.1, составила уравнение регрессии:

$$y = b_0 + b_1X1 + b_2X2 + ... + b_kXK + b_{12}X1X2 + \\ + b_{13}X1X3 + ... + b_{k-1}X(k-1)XK.$$

Определив коэффициенты b_0, b_1, ..., b_k регрессии, получим зависимости:

при X3 = 20, X4 = 15, X5 = 0÷8

$$Y2_{x4,\,x5} = 0{,}009403X3 + 0{,}000104X4^2 + \\ + 0{,}002243X5^2;$$

при X3 = 10÷20, X5 = 0÷8

$$Y1_{x3,\,x5} = 0{,}016823X5 + 0{,}002438X3;$$

при X3 = 10÷20, X5 = 0

$$Y3_{x3,\,x5} = 0{,}126098 + 0{,}002243X5^2 - 0{,}003475X3;$$

при X3 = 10÷20, X4 = 15, X5 = 0÷8

$$Y4_{x3,\,x5} = 4293{,}39X3 + 0{,}83X3X5 + 284{,}11X5^2 - \\ - 3567{,}07X5 - 2138X4.$$

Ряд слагаемых модели отражает влияние как отдельных факторов, так и смешанных эффектов взаимодействия: энергии удара, статической составляющей нагрузки, геометрических параметров индентора, глубины упрочненного слоя. Анализ математической модели показал, что наиболее сложный вид имеет зависимость изменения размера зерна стали 110Г13Л от диаметра индентора. Исследования также подтвердили необходимость оптимизации этого показателя. Таким образом, было установлено, что мелкое зерно фиксируется на по-

верхности образцов из стали 110Г13Л, упрочненных СИО.

Проверку значимости коэффициентов проводили по критерию Стьюдента: $S\{b_j\} = 2{,}57$ при значимости 0,05, доверительном интервале $\Delta b_j = 2{,}5$ и $S\{b\} = 1{,}05$. По коэффициенту регрессии ясно, что наиболее значимым фактором является диаметр ролика. При этом дисперсия воспроизводимости результатов $S^2(y)$ составляет 0,28; дисперсия адекватности — $S^2_{\text{ад}} = 1{,}0$; значение усилия $F_{\text{экс}}$, установленное экспериментально, составило 3,4 кН; рассчитанное усилие $F_{\text{р}} = 10{,}5$ кН. Следовательно, получена адекватная модель, для которой уровень значимости равен 0,05.

Таким образом, установлено, что упрочнение высокомарганцовистой стали (ВМС) при СИО происходит в результате дробления зерен аустенита на мелкие блоки и блокирования плоскостей скольжения.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Амелин С. В.** Стрелочные переводы для высокоскоростной линии // Путь и путевое хозяйство. № 1. 1993. С. 12.

2. **Волошко Ю. Д., Орловский А.** Н. Как работают стрелочные переводы под поездами. М.: Транспорт, 1987. 112 с.

3. **Кац Р. З.** Перспективные методы повышения износостойкости железнодорожных крестовин // Вестник ВНИИЖТ. 1967. № 2. С. 42, 43.

Вниманию читателей!

Комплексное решение вопросов энергосбережения и ресурсосбережения для инновационного развития отраслей экономики[1]

Цель данной работы — повышение эффективности исследований в рамках ФЦП "Исследования и разработки по приоритетным направлениям развития научно-технологического комплекса России на 2007—2012 годы" (далее ФЦП) и социально-экономической значимости использования их результатов, развитие государственно-частного партнерства в сфере энерго- и ресурсосбережения.

В рамках реализации цели выполнения НИР должны быть решены следующие основные задачи:

1. Разработаны методические материалы по представлению информации для потребителей научно-технических разработок и проведены пилотные представления разработок в сфере энерго- и ресурсосбережения заинтересованным потребителям. На основе полученного опыта будут разработаны предложения по дальнейшей организации работ по продвижению разработок, выполненных в рамках ФЦП.

2. Разработаны методики сбора информации по запросам промышленности на научно-технические разработки.

3. Разработаны методики представления информации по спросу на результаты научных исследований для научно-исследовательских организаций.

Выбор в качестве пилотных проектов продвижения энерго- и ресурсосбережения связан с тем, что они названы Президентом Д. А. Медведевым в качестве одного из приоритетов по модернизации и технологическому развитию экономики.

Актуальность данной работы связана с тем, что с одной стороны в Российской Федерации накоплен значительный научный потенциал, а с другой его использование в отраслях промышленности недостаточно эффективно.

По данным Федеральной службы государственной статистики[2] общее количество организаций, выполняющих исследования и разработки, в 2006 году составило 3641 ед., из них наибольшее число организаций расположены в Нижегородской (111), Свердловской (114), Московской (243) областях, городах Санкт-Петербурге (369), Москве (785). Общая численность персонала, занимающегося исследованиями и разработками, составила 809136 чел. в 2006 г.

В то же время, в Российской Федерации уровень инновационной активности промышленных предприятий существенно ниже, чем в зарубежных странах (Ирландия — 75 %, Канада, Германия, Австралия — 60 %, Мексика — 46 %, Эстония — 38 %, Латвия — 35 %).

Большая часть инновационных предприятий (54 %) сконцентрирована в четырех отраслях, связанных с производством электрооборудования, электронного и оптического оборудования (17,8 %), пищевых продуктов (16,1 %), машин и оборудования (11,3 %), производством и распределением электроэнергии, газа, воды (8,8 %).

Наивысшего уровня инновационной активности, приближающегося к средним европейским значениям данного индикатора, в 2005 г. достигали только две отрасли: производство аппаратуры для радио, телевидения и связи (38,4 %), а также производство кокса и нефтепродуктов (31,4 %). В целом по отраслям наиболее высокие показатели уровня инновационной активности ха-

[1] Данная работа выполняется Автономной некоммерческой организацией "Центр информационно-аналитической и правовой поддержки органов исполнительной власти и правоохранительных структур" в рамках государственного контракта, финансируемого Федеральным агентством по науке и инновациям (Роснаука).

[2] Материалы с сайта www.gks.ru.

рактерны для высокотехнологичных отраслей, где пятая часть (20,6 %) предприятий осуществляла инновационную деятельность, среди них, помимо уже приведенной, такие отрасли, как производство офисного оборудования и вычислительной техники (26,9 %), производство автомобилей, прицепов и полуприцепов (25,9 %), производство изделий медицинской техники, средств измерений, оптических приборов и аппаратуры, часов (24,8 %).

В большинстве отраслей деятельность по созданию инновационных заделов утратила для предприятий приоритетный характер: если ранее наибольшее их число было занято выполнением исследований и разработок (57,9 % в 1995 г.), то к 2005 г. эта доля резко сократилась — до 31,6 %. Подобная ситуация оказывает отрицательное воздействие на весь инновационный процесс, ведет к деградации научно-технического потенциала промышленности, снижению качества и новизны инноваций, утрате предприятиями самостоятельности в создании нововведений и, как результат, потере конкурентоспособности в производстве принципиально новой высокотехнологичной продукции.

Традиционно невелика доля предприятий, приобретавших новые технологии (менее 15 %), и в частности, права на патенты и патентные лицензии (8,7 %). Более активно приобретались программные средства, хотя за последние годы здесь наметилась определенная тенденция к снижению (с 28,3 % в 1999 г. до 25,0 % в 2003 г. и 27,2 % в 2005 г.).

Анализ структуры инновационной деятельности по отраслям экономики позволяет выделить ряд особенностей. В наибольшей мере диверсифицирована инновационная деятельность на предприятиях, связанных с металлургическим и химическим производством, а также производством электрических машин и электрооборудования, отличающихся, как правило, высоким уровнем инновационной активности. Здесь интенсивно осваиваются практически все виды инновационной деятельности. Далее следуют нефтеперерабатывающие компании, которые несколько отстают в приобретении машин и оборудования, а также в проведении маркетинговых исследований. Однако ими уделяется значительное внимание выполнению научных исследований и разработок, приобретению новых технологий, а также программных средств. К числу отраслей — аутсайдеров относятся, прежде всего, целлюлозно-бумажное производство и производство прочих неметаллических минеральных продуктов, которые по степени участия почти во всех видах инновационной деятельности заметно уступают и средним показателям, и другим обследуемым отраслям.

Возможности обеспечения динамичного устойчивого экономического роста путем диверсификации российской экономики, усиления факторов инновационного роста ограничены низкой восприимчивостью бизнеса к любым нововведениям, особенно технологического характера. Анализ динамики инновационных процессов в промышленности и ряде отраслей сферы услуг России свидетельствует о наметившихся тенденциях к стагнации в рассматриваемой сфере.

Решению этой проблемы посвящена данная работа. Предполагается проработка по следующим направлениям.

Во-первых, требуют анализа существующие механизмы представления информации научными организациями потенциальным потребителям разработок. По имеющимся данным до трети производственных организаций не владеют информацией о состоянии разработок в сфере своей деятельности.

В то же время большая часть научных организаций не обладает штатом специалистов, способных доходчиво представить информацию для производственных предприятий, фокусируясь на научных деталях, а не на потенциальной выгодности разработки для потребителя.

Кроме того, научные организации слабо владеют вопросом о потребностях производственного сектора, поскольку такая информация никем не собирается и не анализируется.

Поэтому в рамках данной работы будут разработаны методические материалы по сбору информации о потребностях производственных организаций в научных разработках.

В условиях финансового кризиса наиболее платежеспособный спрос могут предъявлять крупные организации, поэтому основное внимание будет уделено работе с крупными производственными предприятиями. Предполагается привлечение к работе в рамках данного проекта не менее 50 крупнейших российских компаний.

Кроме этого будут привлечены к работе регионы России, где предполагается провести не менее четырех презентаций современных разработок для региональных предприятий, включая предприятия среднего и малого бизнеса. Для реализации мероприятий в регионах России АНО "Центр информационно-аналитической и правовой поддержки органов исполнительной власти и правоохранительных структур" обладает широкими связями в регионах, в частности, при содействии Управления Делами Президента Российской Федерации и Службы Коменданта Московского Кремля в рамках программы "Россия сегодня" постоянно проводит тематические выставки, которые отражают наиболее значимые достижения в экономической, социальной и политической жизни страны, иллюстрируют работу по национальным проектам, раскрывают суть и задачи прогрессивных молодежных движений, деятельность религиозных организаций и многое другое.

По результатам реализации перечисленных мероприятий будут разработаны методики представления информации по спросу на результаты научных исследований для научно-исследовательских организаций, а также предложения по организации работ по продвижению разработок, выполненных в рамках ФЦП в сфере энерго- и ресурсосбережения на 2011—2012 гг.

Более подробную информацию о проекте **«Комплексное решение вопросов энергосбережения и ресурсосбережения для инновационного развития отраслей экономики»** вы можете узнать в Автономной некоммерческой организации "Центр информационно-аналитической и правовой поддержки органов исполнительной власти и правоохранительных структур":

Россия, 129110, г. Москва, пр-т Мира, д. 106, а/я 42,
тел. (495) 682-38-94, тел./факс (495) 687-63-01,
E-mail: ano-info@ano-info.ru,
а также на сайте www.ano-info.ru