ВЕСТНИК машиностроения

ЕЖЕМЕСЯЧНЫЙ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ И ПРОИЗВОДСТВЕННЫЙ ЖУРНАЛ

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)

5
2015

ООО «Издательство Машиностроение»
Адрес издательства:
107076, Москва, Стромынский пер., 4.
Телефон: 8-(499)-268-38-58
Факс: 8-(499)-269-48-97

Адрес редакции:
107076, Москва,
Колодезный пер., д. 2А.
Телефон: 8-(495)-661-38-80.
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 "Канцлер",
150008, г. Ярославль, ул. Клубная, д. 4, кв. 49.
Оригинал-макет: ООО «Адвансед солюшнз».
119071, г. Москва, Ленинский пр-т, д. 19, стр. 1.
Сайт: **www.aov.ru**

Главный редактор А.И. САВКИН

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ:

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

СОДЕРЖАНИЕ

КОНСТРУИРОВАНИЕ, РАСЧЕТ, ИСПЫТАНИЯ И НАДЕЖНОСТЬ МАШИН

Драгунов Г. Д., Лоскутников И. А. — Модель механизма переключения передач в раздаточной коробке с изменяемым межосевым расстоянием 3

Мерзликина Н. В., Секацкий В. С., Титов В. А., Пикалов Ю. А. — Выбор параметров зубчатой передачи как исполнительного механизма универсального измельчителя сырья 9

Иванов А. С., Смирнов Н. И., Муркин С. В., Ермолаев М. М. — Влияние пластических деформаций микронеровностей на сопротивление усталости винтов резьбовых соединений погружных центробежных насосов при их нагружении пульсирующей отрывающей силой. 14

Юрьев Г. С., Рыков А. А. — Пассивное автоматическое управление виброзащитой объекта 17

Румянцев Л. А. — Анализ новых планетарных коробок передач 22

Шетулов Д. И., Кравченко В. Н., Мыльников В. В. — Прогнозирование показателей прочности и долговечности деталей автомобиля на основании модели усталостного разрушения конструкционных материалов 28

Бетковский Ю. Я. — Анализ и идентификация колебаний конструкций с использованием двухмассовой модели 31

Проблемы трибологии — трения, изнашивания и смазки

Гольдфарб В. И., Решетников С. М., Трубачев Е. С., Харанжевский Е. В., Кузнецов А. С., Корнилов А. А. — Экспериментальное исследование материалов опор скольжения колеса и смазочных материалов в низкоскоростных тяжелонагруженных спироидных редукторах. 35

ТЕХНОЛОГИЯ МАШИНОСТРОЕНИЯ

Ивашов Е. Н., Кузнецов П. С., Федотов К. Д. — Оптимизация управления параметрами метрологического обеспечения при производстве МЭМС-гироскопов 40

Панин В. Г. — Выкатываемость кольцевых профилей швеллерного типа для газотурбинных двигателей. 45

Юркевич В. В., Бабин М. С. — Измерение траекторий формообразования с помощью акселерометров 50

Щедрин А. В., Поляков А. О., Сергеев Е. С., Зинин М. А. — Влияние предварительного деформирования на параметры режущего прошивания отверстия 51

Пухальский В. А., Пухальский П. В. — Выбор критерия восстановления режущих свойств инструмента на производстве 55

Проблемы теории и практики резания материалов

Лапшин В. В., Грубый С. В. — Повышение точности и качества алмазной лезвийной обработки плоских поверхностей 57

Кузнецов А. П. — Структуры процессов и оборудования для обработки резанием. Часть 4. Структуры оборудования для обработки резанием 63

Залога В. М., Нагорный В. В. — Контроль состояния фрезы по звуку, сопровождающему процесс фрезерования. 77

Козочкин М. П. — Исследование процесса резания в условиях автоколебаний 81

ТЕХНИЧЕСКАЯ ИНФОРМАЦИЯ

Кухарев О. Н., Семов И. Н. — Устройство для многослойного нанесения покрытий на сферические элементы 87

CONTENTS

DESIGN, CALCULATION, TESTS AND RELIABILITY OF MACHINES

Dragunov G. D., Loskutnikov I. A. — Model of gear shifting mechanism in transfer case with variable axis-to-axis distance

Merzlikina N. V., Sekatskiy V. S., Titov V. A., Pikalov Yu. A. — Selection of parameters of tooth gear as actuating mechanism of universal comminutor of raw materials

Ivanov A. S., Smirnov N. I., Murkin S. V., Ermolaev M. M. — Influence of plastic deformations of microasperities on fatigue strength of screws of threaded joints of sinking centrifugal pumps at their loading by pulsating tearing force

Yur'ev G. S., Rykov A. A. — Passive automatic control on vibration protection of object

Rumyantsev L. A. — Analysis of the new planetary gearboxes

Shetulov D. I., Kravchenko V. N., Myl'nikov V. V. — Forecasting of strength and durability indexes of automobile parts on the base of fatigue failure models of structural materials

Betkovskiy Yu. Ya. — Analysis and identification of vibrations of structures using two-mass model

Problems of tribology — friction, wearing away and lubrication

Gol'dfarb V. I., Reshetnikov S. M., Trubachev E. S., Kharanzhevskiy E. V., Kuznetsov A. S., Kornilov A. A. — Experimental research of materials of wheel slider bearings and lubricants in low-speed heavy-loaded spiroid reducers

MANUFACTURING ENGINEERING

Ivashov E. N., Kuznetsov P. S., Fedotov K. D. — Optimization of parameters control of metrological assurance at manufacturing of MEMS-gyroscopes

Panin V. G. — Expansion ability of ring profiles of channel type for gas turbine engines

Yurkevich V. V., Babin M. S. — Measurement of trajectory of shape generation using accelerometers

Shchedrin A. V., Polyakov A. O., Sergeev E. S., Zinin M. A. — Influence of predeformation on parameters of cutting broaching

Pukhal'skiy V. A., Pukhal'skiy P. V. — Selection of criterion of cutting properties restoration of a tool in production conditions

Problems of theory and practice of materials cutting

Lapshin V. V., Grubyi S. V. — Improvement of accuracy and quality of diamond edge cutting machining of plane surfaces

Kuznetsov A. P. — Structures of processes and equipment of cutting processes. Part 4. Structures of equipment of cutting processing

Zaloga V. M., Nagornyi V. V. — Control of mill state by sound, accompanying to the milling process

Kozochkin M. P. — Research of cutting process under self-vibrations

TECHNICAL INFORMATION

Kukharev O. N., Semov I. N. — Device for applying of multi-layer coatings on spherical elements

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

Сдано в набор 05.03.2015. Подписано в печать 14.04.2015.
Формат 60 × 88 1/8. Бумага офсетная. Усл. печ. л. 10,78.

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

© ООО "Издательство Машиностроение", "Вестник машиностроения", 2015

КОНСТРУИРОВАНИЕ, РАСЧЕТ, ИСПЫТАНИЯ И НАДЕЖНОСТЬ МАШИН

УДК 629.113.001.573

Г. Д. ДРАГУНОВ, д-р техн. наук, И. А. ЛОСКУТНИКОВ (Южно-Уральский государственный университет, г. Челябинск), e-mail: replay757@mail.ru

Модель механизма переключения передач в раздаточной коробке с изменяемым межосевым расстоянием

Представлен механизм переключения передач (МПП) раздаточной коробки с возможностью ее переключения при движении автомобиля. Приведено математическое описание процесса работы МПП в раздаточной коробке движущегося автомобиля.

Ключевые слова: полноприводный автомобиль, переключение передач, межосевое расстояние, раздаточная коробка.

The gear shifting mechanism (GSM) of a transfer case with opportunity of its shifting during movement of a vehicle is presented. The mathematical description of GSM operating process in a transfer case of a moving vehicle is given.

Keywords: four-wheel drive vehicle, gear shifting, distance between axes, transfer case.

Одна из основных характеристик грузового автомобиля — динамичность, увеличить которую можно, используя двигатель большей мощности или трансмиссию, обеспечивающую регулирование крутящего момента в широком диапазоне передаточных чисел и позволяющую проводить такое регулирование (переключение передач) за весьма короткое время. Однако увеличение удельной мощности ведет к необоснованному повышению расхода топлива и снижению экологичности автомобиля. Рациональным способом увеличения динамичности является улучшение характеристик процесса переключения передач в трансмиссии. В современных грузовых автомобилях применяются механические ступенчатые регуляторы крутящего момента — коробки передач, а в случае полноприводного автомобиля (ППА) — еще и раздаточные коробки (РК). При этом экономический аспект не всегда позволяет использовать решения, принятые для легковых автомобилей: переключение с помощью кулачковых муфт; применение коробок передач с преселективным переключением, вариаторов и гидротрансформаторов.

Единственным способом повышения динамики переключения передач является уменьшение времени переключения, что достигается увеличением скорости процесса и необходимого для этого усилия на механизме управления. Однако в классической схеме время переключения передач ограничивается работой синхронизаторов. В коробках передач грузовых автомобилей, где необходимо выровнять угловые скорости зубчатых колес массой до нескольких килограммов, время переключения может достигать нескольких секунд. Кроме того, конструкции РК полноприводных грузовых автомобилей не имеют синхронизаторов, а безаварийное переключение передач с их помощью гарантируется заводом-изготовителем только на остановленном автомобиле.

На основе опыта эксплуатации таких механизмов сформулируем базовые требования к механизму с новыми свойствами.

1. Обеспечение переключения передач без разрыва потока мощности и передаваемого крутящего момента, что позволит улучшить динамические характеристики машины и механизмов.

2. Использование для переключений передач звена, находящегося под воздействием сил и моментов, действующих в механизме и способных осуществлять его перемещение в нужном направлении в требуемый момент времени, что облегчит автоматизацию процесса переключения передач в механизме.

3. Обеспечение переключения передач без разрыва кинематической связи в механизме и передачи угловых или линейных перемещений с заданным коэффициентом трансформации при переключении, т. е. во время переходного процесса. Это позволит на базе эвольвентных передач получить механизмы с новыми кинематическими свойствами.

4. Ввод зубчатой пары в зацепление при включении передачи по полной линии контакта, как это происходит при работе зацепления в нормальном режиме, что повышает работоспособность механизма по условиям механической нагруженности.

5. Стопорение должно производиться строго по расчетному межосевому расстоянию включаемой

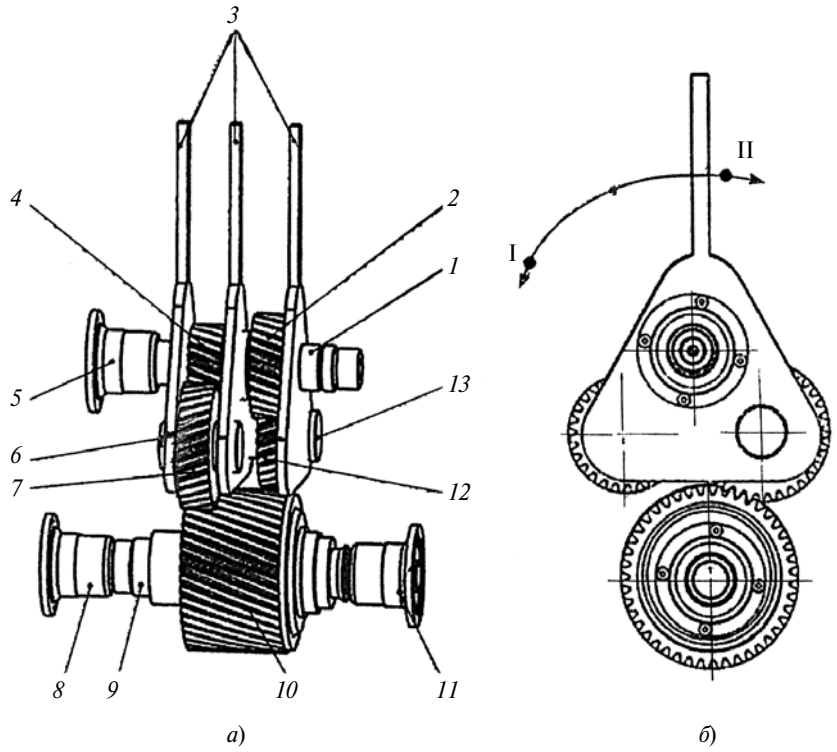


Рис. 1. Основные элементы и способ переключения передач в предлагаемой РК: *1* — ведущий вал; *2* и *4* — ведущие зубчатые колеса повышенной и пониженной передач; *3* — пластины водила; *5* — фланец привода от двигателя; *6*, *13* — оси ПЗК; *7*, *12* — ПЗК; *8* — фланец привода переднего моста; *9* — выходной вал; *10* — коронное зубчатое колесо межосевого дифференциала; *11* — фланец привода заднего моста

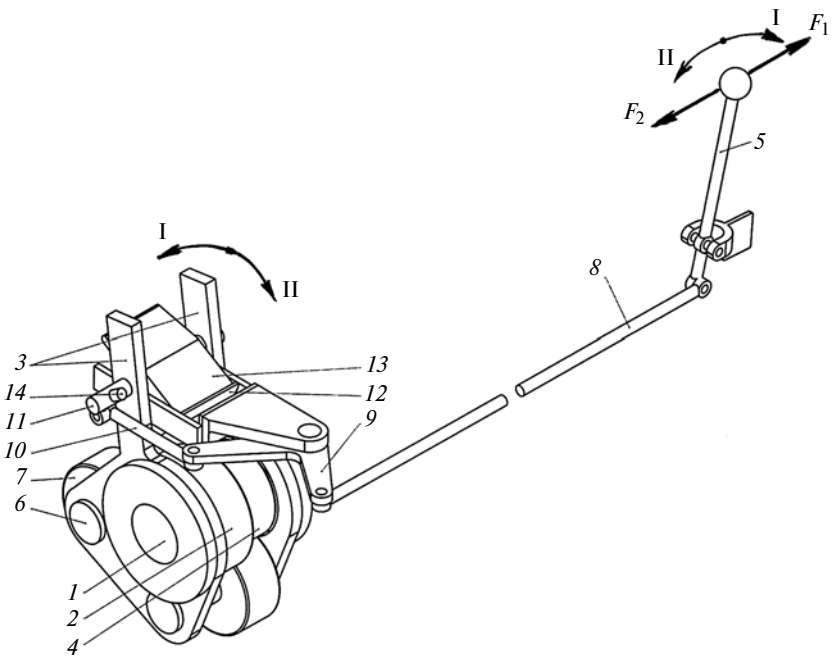


Рис. 2. Механизм переключения и фиксации передачи в предлагаемой РК: *1* — ведущий вал; *2* и *4* — ведущие зубчатые колеса повышенной и пониженной передач; *3* — пластины блока ПЗК; *5* — рычаг переключения передач, установленный в кабине; *6* — ось ПЗК; *7* — ПЗК; *8—10*, *14* — рычаги; *11* — шарнир; *12* — фиксирующий механизм; *13* — рычаг управления

зубчатой пары. Ввиду неизбежности погрешностей изготовления зубчатых колес и их изнашивания механизм стопорения должен быть регулируемым.

6. Обеспечение гашения удара в момент остановки подвижного блока зубчатых колес.

7. Переключение должно быть быстрым.

8. Обеспечение фиксации подвижного блока зубчатых колес в двух положениях (пониженная и повышенная передачи).

Решение поставленной задачи для любого произвольного числа переключаемых передач можно свести к созданию модуля из двух соседних передач, поскольку при переключениях в любом механизме каждый раз работает один из таких модулей. Механизм, имеющий n передач, будет составлен из $n - 1$ модулей.

На рис. 1, *а* представлена новая конструкция РК [1] автомобиля УРАЛ-4320 с переключением передач изменением межосевого расстояния, имеющим ряд особенностей:

1) первичный контакт зубчатых колес включаемой передачи происходит по полной линии зацепления зубьев;

2) крутящий момент через зубчатое зацепление начинает передаваться только при зафиксированном механизме управления переключением, т. е. когда зубчатые колеса включаемой передачи выйдут на расчетное межосевое расстояние;

3) скорость включения передачи определяется усилием на рычаге управления;

4) отпадает необходимость в синхронизаторах для выравнивания угловых скоростей зубчатых колес включаемой передачи;

5) возможно переключение передач "под нагрузкой", т. е. выключение сцепления;

6) обеспечена легкость автоматизации привода переключения передач;

7) ввиду изначально разной угловой скорости зубчатых колес включаемой передачи не происходит контакта вершин зубьев колес при переключении.

Предлагаемая РК, так же как и серийная, имеет две рабочих передачи:

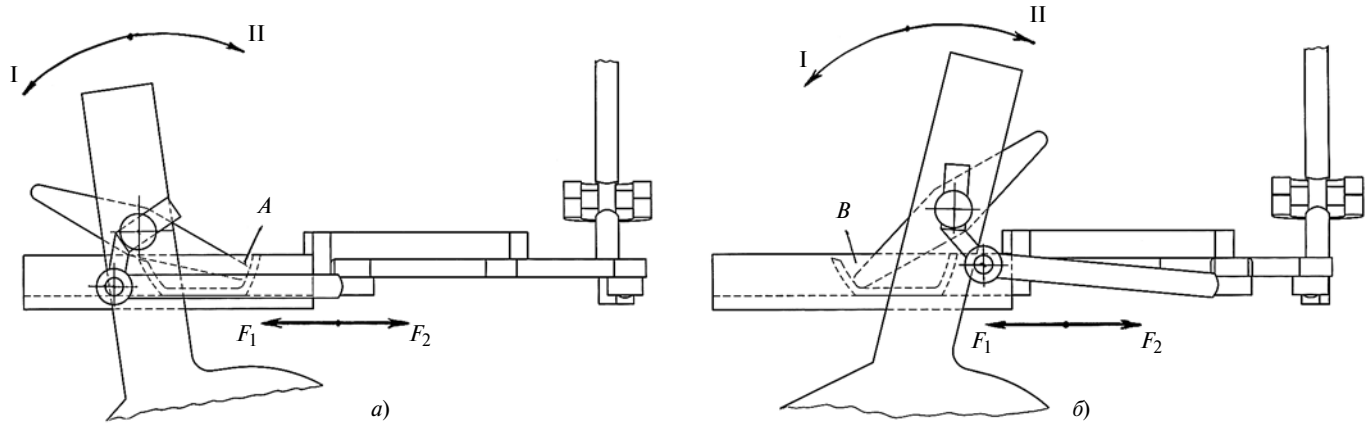


Рис. 3. Фиксация механизма переключения передач в двух положениях:
а — пониженная передача; *б* — повышенная передача

повышенную (включены зубчатые колеса *12* и *10*) и пониженную (включены зубчатые колеса *7* и *10*), а также нейтральную передачу (рис. 1, *б*). Управление переключением осуществляется через верхние рычаги на корпусе блока подвижных зубчатых колес (ПЗК). Переключение производится перемещением рычага из положения I (пониженная передача) в положение II (повышенная передача).

Для выбора и фиксации включенной передачи в РК разработан механизм управления (рис. 2). Переключение с пониженной (I) на повышенную (II) передачу [2] осуществляется поворотом рычага управления *13* с силой F_2 вокруг шарнира *11* и выводом его из паза *A* фиксирующего механизма (рис. 3, *а*) с последующими поворотом рычага *13* (см. рис. 2) вокруг неподвижной оси *11* под действием силы, приложенной водителем через систему рычагов *8*, *9*, *10*, *14*, и соответствующим перемещением (обкаткой по ведущим зубчатым колесам) блока ПЗК вокруг оси ведущего вала и вводом рычага *13* в паз *B* (рис. 3, *б*) фиксирующего механизма. При этом одно из переключаемых зубчатых колес выходит из зацепления, а другое при дальнейшем повороте блока ПЗК входит в зацепление с коронным зубчатым колесом межосевого дифференциала. Обратное переключение происходит под действием силы F_1.

Математическая модель механизма переключения передач РК движущегося автомобиля

Трансмиссию автомобиля УРАЛ-4320 можно представить как систему масс, соединенных упругими связями [3]. Математическая модель механизмов трансформации крутящего момента $M_{кр}$ должна включать в себя зависимости, описывающие переходные процессы в момент переключения передач, уравнения перемещения органов управления и уравнения обратных связей.

Рассмотрим функционирование РК в режиме перехода с высшей передачи на низшую при движении автомобиля, что наиболее часто встречается при эксплуатации автомобиля в сложных дорожных условиях.

Амплитуду и частоту возмущающих воздействий со стороны двигателя определяют по суммарной диаграмме его крутящего момента $M_{кр}$.

Сила сопротивления движению автомобиля имеет случайный характер, но для упрощения расчетов будем считать, что она изменяется по гармоническому закону, тогда возникающий момент [4] составит:

$$M_с = P_{кр} r_к = [P_{кр.ср} + P_а \sin(\omega t)] r_к. \qquad (1)$$

Здесь $P_{кр.ср}$ и $P_а$ — среднее значение силы и амплитуда ее колебаний на крюке прицепного устройства; $\omega = 2\pi f$ — угловая частота изменения силы на крюке, где $f = 1 \div 10$ Гц — частота колебаний силы тяги; t — время работы зубчатого колеса; $r_к$ — радиус качения колеса.

Источники возмущающих воздействий внутри трансмиссии — зубчатые колеса и соединительные муфты. Возмущающие моменты, создаваемые цилиндрическими и коническими зубчатыми колесами, соответственно составляют [2, 5]:

$$M_{з.к.ц} = 0{,}8 \upsilon b_{\min} r \sqrt{\frac{A}{u}(\Delta - 5)} \sin(\omega_{з.к} t); \qquad (2)$$

$$M_{з.к.к} = \frac{K_т \upsilon d_m (b_1 + b_2)}{2 M_н} \sqrt{\frac{d_m (u+1)}{2u}} \sin(\omega_{з.к} t). \qquad (3)$$

В формулах (2) и (3) υ — окружная скорость зубчатого колеса; $b_{\min}$ и r — ширина обода и радиус делительной окружности цилиндрического зубчатого колеса; A — межосевое расстояние передачи; u — передаточное число; Δ — суммарная погрешность зацепления; $\omega_{з.к} = \pi n z/30$ — угловая скорость зубчатого колеса; n и z — частота вращения и число

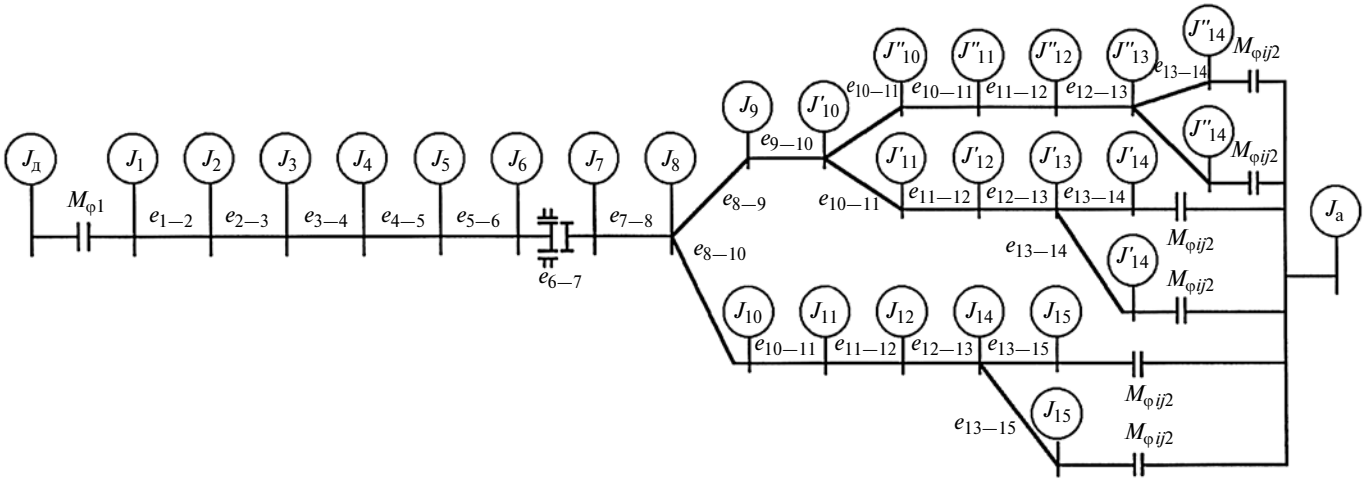


Рис. 4. Упрощенная эквивалентная расчетная схема трансмиссии автомобиля

зубьев зубчатого колеса; $K_т$ — коэффициент точности; d_m — средний диаметр конического зубчатого колеса; b_1, b_2 — длины зубьев конических зубчатых колес; $M_н$ — нагружающий момент.

Частота воздействий возмущающего момента от зубчатых колес $f = nz/60 = 50 \div 300$ Гц.

Возмущающий момент от действия карданных шарниров определяется зависимостью [2, 5]

$$M_{к.ш} = c_\Sigma(\beta_1 - \beta_2)\sin(2\omega t), \qquad (4)$$

где c_Σ — суммарная жесткость карданных шарниров и вала; β_1 и β_2 — углы между ведущим и ведомыми валами; ω — угловая скорость ведущего вала.

В работе К. Н. Семендяева [3] по кинематической схеме с использованием рабочих чертежей и справочной документации составлена схема трансмиссии в виде многомассовой системы с безынерционными связями. Момент инерции каждой массы этой системы эквивалентен моменту инерции соответствующей детали. В работе [3, с. 49 рис. 2.2] фрикционное сцепление представлено в виде фрикциона с моментом $M_{φ1}$, а сцепление колесного движителя с грунтом — в виде фрикциона с моментом $M_{φ2}$.

Момент инерции массы, приведенной к ведущему колесу, эквивалентный моменту инерции автомобиля, составляет:

$$J_a = m_a r_к^2. \qquad (5)$$

Момент инерции массы, имитирующей массу вращающихся и возвратно-поступательных движущихся элементов двигателя, приведенной к коленчатому валу (в соответствии с рекомендацией В. Н. Болтинского [6]), составляет:

$$J_д = (1{,}1 \div 1{,}2)J_м, \qquad (6)$$

где $J_м$ — момент инерции маховика двигателя.

При определении моментов инерции деталей учитывали часть массы валов, на которых эти детали установлены. При этом к моменту инерции детали прибавляли 2/3 момента инерции вала [7]. При расчетах также учитывали податливость соединительных элементов и контактную податливость зубчатых пар.

Податливость шлицевых соединений определяли по формуле [5, 7]

$$e_ш = K_ш/(d^2lhz), \text{ рад}/(\text{Н} \cdot \text{см}), \qquad (7)$$

где $K_ш$ — коэффициент, равный для шлицевых соединений $4 \cdot 10^{-6}$ рад $\cdot$ см^3/Н; d и l — средний диаметр и длина соединения; h — активная высота шлицев; z — число шлицев.

Податливость шарнирных соединительных муфт карданных передач определяли по формуле [4]

$$e_{к.ш} = 5 \cdot 10^{-6}/d^4, \qquad (8)$$

где d — диаметр соединяемых валов.

Податливость зубчатой пары [5]

$$e_з = K_з/(b^2R^2\cos^2\alpha), \qquad (9)$$

где $K_з$ — упругая деформация под действием давления на единицу длины зуба (для прямозубых зубчатых колес $K_з = 6 \cdot 10^{-6}$ рад $\cdot$ см^3/Н, косозубых — $3{,}6 \cdot 10^{-6}$ рад $\cdot$ см^3/Н); b — ширина зубчатого венца; R — радиус делительной окружности зубчатого колеса, установленного на валу приведения; α — угол зацепления.

В результате приведения реальной схемы трансмиссии к эквивалентной расчетной получена сложная, разветвленная схема с большим числом сосредоточенных масс [3]. Анализ такой схемы трудоемок и сложен, поэтому уже на стадии приведения реальной схемы она была упрошена путем уменьшения числа степеней свободы. При предварительном анализе схемы были выявлены звенья с малой

массой, которые почти не влияют на динамику процесса, поэтому их не учитывали.

Были выделены звенья, работающие при включении передачи. В работе К. Н. Семендяева [3, рис. 2.2, с. 49] их массы выделены толстыми линиями. Массы, вращающиеся вхолостую, показаны тонкими линиями, их можно объединить, присоединив к массам, имеющим моменты инерции J'_3, J'_4, J'_7, J'_8. На рис. 4 представлена схема после следующего объединения: $J_3 = J'_3 + J_{16} + J_{17} + J_{18} + J_{20}$; $J_4 = J'_4 + J_{19}$; $J_7 = J'_7 + J_{21}$; $J_8 = J'_8 + J_{22}$, что существенно упростило схему.

Однако даже после предварительного упрощения реальной схемы, приведенная система имеет большое число масс (см. рис. 4). Для дальнейшего упрощения динамической системы использовали метод парциальных частот.

Таким образом, была получена четырехмассовая система (рис. 5), приведенная к первичному валу РК, собственная частота которой определяется уравнением [7]

$$\omega^n + b_1\omega^{n-2} + b_2\omega^{n-4} + ... + b^n = 0, \qquad (10)$$

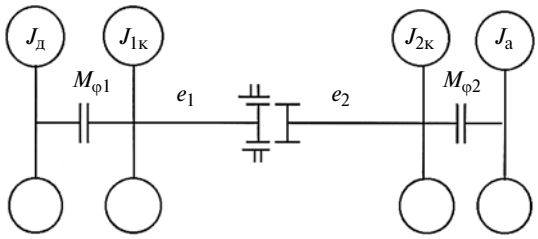


Рис. 5. Четырехмассовая динамическая система, приведенная к первичному валу РК

где ω — собственная частота колебаний системы; n — число приведенных масс в системе; b_1, b_2, ..., b_n — коэффициенты частотных уравнений.

Для двухмассовой системы имеем:

$$b_1 = \frac{1}{e_{12}} \frac{J_1 + J_2}{J_1 J_2}. \qquad (11)$$

В результате выполненных преобразований для приведенных моментов инерции и податливостей деталей трансмиссии получены формулы:

$$\left.\begin{aligned}
J_{1к} &= \frac{J_1/U_1^2 + J_2/U_1^2 + J'_3 + J_{16}U_2^2 + J_{17}U_3^2 + J_{18}U_4^2 + J_{19}U_5^2}{U_{вкл\,КП}} + \\
&+ \frac{(e_{4\text{-}5} + e_{5\text{-}6})\left(J'_4 + J_{20}U_{12}^2 + \dfrac{e_{4\text{-}5}J_5}{e_{4\text{-}5} + e_{5\text{-}6}}\right)}{e_{3\text{-}4} + e_{4\text{-}5} + e_{5\text{-}6} + \dfrac{e_{2\text{-}3}J_2/U_1^2 + e_{1\text{-}2}\left(J'_3 + J_2/U_1^2 + J_{16}U_2^2 + J_{17}U_3^2 + J_{18}U_4^3 + J_{19}U_5^2\right)}{J_1/U_1^2 + 2J_2/U_1^2 + J'_3 + J_{16}U_2^2 + J_{17}U_3^2 + J_{18}U_4^3 + J_{19}U_5^2}} + \frac{e_{4\text{-}5}J_5}{e_{4\text{-}5} + e_{5\text{-}6}} + \\
&+ \frac{e_{3\text{-}4}\left(J'_4 + J_{20}U_{12}^2 + \dfrac{e_{5\text{-}6}J_5}{e_{4\text{-}5} + e_{5\text{-}6}}\right)}{e_{3\text{-}4} + e_{4\text{-}5} + e_{5\text{-}6}} + J_6; \\
e_1 &= \frac{\left[\dfrac{\left(\dfrac{e_{2\text{-}3}J_2/U_1^2 + e_{1\text{-}2}\left(J'_3 + J_2/U_1^2 + J_{16}U_2^2 + J_{17}U_3^2 + J_{18}U_4^3 + J_{19}U_5^2\right)}{J_2/U_1^2 + J'_3 + J_{16}U_2^2 + J_{17}U_3^2 + J_{18}U_4^3 + J_{19}U_5^2}\right)}{J_1/U_1^2 + J_2/U_1^2 + J'_3 + J_{16}U_2^2 + J_{17}U_3^2 + J_{18}U_4^3 + J_{19}U_5^2}\right]}{J_{1к}} \times \\
&\times \frac{\left[\dfrac{\left(\begin{array}{c} J_1/U_1^2 + J_2/U_1^2 + J'_3 + J_{16}U_2^2 + J_{17}U_3^2 + J_{18}U_4^3 + J_{19}U_5^2 + \\ e_{5\text{-}6}J_5 + (e_{4\text{-}5} + e_{5\text{-}6})\left(J'_4 + J_{20}U_{12}^2\right) \\ + \dfrac{}{e_{2\text{-}3}J_2/U_1^2 + e_{1\text{-}2}\left(J'_3 + J_2/U_1^2 + J_{16}U_2^2 + J_{17}U_3^2 + J_{18}U_4^3 + J_{19}U_5^2\right)} + e_{3\text{-}4} + e_{4\text{-}5} + e_{5\text{-}6} \end{array}\right)}{J_1/U_1^2 + J_2/U_1^2 + J'_3 + J_{16}U_2^2 + J_{17}U_3^2 + J_{18}U_4^3 + J_{19}U_5^2}\right]}{J_{1к}};
\end{aligned}\right\} \qquad (12)$$

$$
\left.
\begin{aligned}
J_{2к} &= J'_7 + J_{21} + J'_8 + J_{22} + J_9 + J_{10} + J_{11} + J_{12} + 3J_{13} + 6J_{14} + \\
&+ \frac{e_{10'11'}}{e_{10'11'} + e_{9\text{-}10'}} J_{10'} + \frac{e_{10''11''}}{e_{10''11''} + e_{10'10''}} J_{10''} + \frac{e_{10\text{-}11}}{e_{10\text{-}11} + e_{10\text{-}8'}} J_{10}; \\
e_2 &= \frac{J_9 + J_{10} + J_{11} + J_{12} + 3J_{13} + 6J_{14} + }{J'_7 + J_{21} + J'_8 + J_{22} + J_9 + J_{10} + J_{11} + J_{12} + 3J_{13} + 6J_{14} + } \rightarrow \\
&\rightarrow \frac{+ \frac{e_{10'11'}}{e_{10'11'} + e_{9\text{-}10'}} J_{10'} + \frac{e_{10''11''}}{e_{10''11''} + e_{10'10''}} J_{10''} + \frac{e_{10\text{-}11}}{e_{10\text{-}11} + e_{10\text{-}8'}} J_{10}}{+ \frac{e_{10'11'}}{e_{10'11'} + e_{9\text{-}10'}} J_{10'} + \frac{e_{10''11''}}{e_{10''11''} + e_{10'10''}} J_{10''} + \frac{e_{10\text{-}11}}{e_{10\text{-}11} + e_{10\text{-}8'}} J_{10}} \frac{J'_7 + J_{21}}{J'_7 + J_{21} + J'_8 + J_{22}} e_{7\text{-}8}; \\
e_{02} &= \frac{J'_7 + J_{21} + J'_8 + J_{22}}{J'_7 + J_{21} + J'_8 + J_{22} + J_9 + J_{10} + J_{11} + J_{12} + 3J_{13} + 6J_{14} + } \rightarrow \\
&\rightarrow \frac{}{+ \frac{e_{10'11'}}{e_{10'11'} + e_{9\text{-}10'}} J_{10'} + \frac{e_{10''11''}}{e_{10''11''} + e_{10'10''}} J_{10''} + \frac{e_{10\text{-}11}}{e_{10\text{-}11} + e_{10\text{-}8'}} J_{10}} \frac{J'_7 + J_{21}}{J'_7 + J_{21} + J'_8 + J_{22}} e_{7\text{-}8},
\end{aligned}
\right\} \quad (13)
$$

где U_i — расстояние от i-го элемента до его оси.

В качестве обобщенных координат системы принимаем углы φ_i закрутки связей. Все динамические параметры системы приведены к первичному валу РК. Тогда приведенную колебательную систему (см. рис. 5) можно описать системами дифференциальных уравнений:

$$
\left.
\begin{aligned}
&J_д\ddot{\varphi}_д + K_д\dot{\varphi}_д = M_д(t) - M_{\varphi 1}(t); \\
&J_{1к}\ddot{\varphi}_{1к} + K_{1к}\dot{\varphi}_{1к} + e_1(\varphi_{1к} - \varphi_2) = M_{\varphi 1}(t);
\end{aligned}
\right\} \quad (14)
$$

$$
\left.
\begin{aligned}
&J_{2к}\ddot{\varphi}_{2к} + K_{2к}\dot{\varphi}_{2к} + M_{\varphi 2} = e_2(\varphi_1 - \varphi_{2к}); \\
&J_a\ddot{\varphi}_a + K_a\dot{\varphi}_a + M_a(t) = M_{\varphi 2},
\end{aligned}
\right\} \quad (15)
$$

где $J_д$ — момент инерции движущихся масс двигателя и маховика; $J_{1к}$, $J_{2к}$ — моменты инерции, приведенные к первичному валу РК и зубчатому колесу включения пониженной передачи в РК; J_a — момент инерции поступательно движущегося ППА; e_1, e_2 — податливости элементов трансмиссии, приведенные к первичному валу и зубчатому колесу; K_i — коэффициент затухания; M_a — крутящий момент от сил сопротивления движению ППА.

Заметим, что при установившемся движении автомобиля (при включенном сцеплении и передачах в агрегатах трансмиссии) системы уравнений (14) и (15) следует решать как одну систему из четырех уравнений и лишь при выключенной передаче в РК система из четырех уравнений решается как две системы независимых уравнений.

Система четырех дифференциальных уравнений предусматривает две нелинейности, обусловленные буксованием фрикционного сцепления (нелинейность $M_{\varphi 1}$) и колесного движителя ППА по опорной поверхности (нелинейность $M_{\varphi 2}$). При отсутствии буксования (или пренебрежении им) зависимости (14) преобразуются в уравнения:

$$(J_д + J_{1к})\varphi_1 + (K_д + K_{1к})\varphi_1 + e_1(\varphi_1 - \varphi_2) = M_д(t); \quad (16)$$

$$(J_{2к} + J_a)\varphi_2 + (K_{2к} + K_a)\varphi_2 - e_2(\varphi_1 - \varphi_2) = -M_a(t). \quad (17)$$

Зависимости (1)—(17) описывают работу трансмиссии автомобиля и, в частности, механизма переключения передач в РК.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Яковлев П. В.** Повышение динамики переключения передач в раздаточной коробке полноприводного автомобиля применением новой кинематической схемы: Дис. ... канд. техн. наук. Челябинск, 2005. 147 с. Машинопись.

2. **Гжиров Р. И.** Краткий справочник конструктора. Л.: Машиностроение, 1983. 464 с.

3. **Семендяев К. Н.** Повышение проходимости полноприводного автомобиля выбором режимов управления раздаточной коробкой: Дис. ... канд. техн. наук. Челябинск, 2003. 205 с. Машинопись.

4. **А. с. 1659260 СССР.** Раздаточная коробка транспортного средства.

5. **Барский И. Б.** Конструирование и расчет тракторов. М.: Машиностроение, 1980. 335 с.

6. **Болтинский В. Н.** Повышение рабочих скоростей машинно-тракторных агрегатов и задачи науки // Механизация и электрификация социалистического сельского хозяйства. 1959. № 6. С. 5, 6.

7. **Проектирование** трансмиссий автомобилей: Справочник / Под общ. ред. А. И. Гришкевича. М.: Машиностроение, 1984. 272 с.

УДК 621.833

Н. В. МЕРЗЛИКИНА, канд. техн. наук, В. С. СЕКАЦКИЙ, канд. техн. наук, В. А. ТИТОВ, канд. техн. наук, Ю. А. ПИКАЛОВ, канд. техн. наук (Сибирский федеральный университет, г. Красноярск), e-mail: mnv190573@mail.ru

Выбор параметров зубчатой передачи как исполнительного механизма универсального измельчителя сырья[1]

Разработан метод выбора основных параметров зубчатых передач, являющихся исполнительным механизмом измельчителя, на этапе его проектирования.

Ключевые слова: измельчитель, исполнительный механизм, зубчатая передача, параметры.

The method of selection of principal parameters of gears, which are an actuating mechanism of a comminutor, on the stage of its design, is developed.

Keywords: comminutor, actuating mechanism, gear, parameters.

Механическое измельчение — один из наиболее распространенных технологических процессов. Измельчители и дробилки широко применяют в сельском хозяйстве для приготовления комбикормов. К продукту измельчения предъявляются жесткие требования (ГОСТ Р 52254—2004, ГОСТ Р 52346—2005, ГОСТ Р 20257—92 и др.).

При измельчении зерна и минеральных добавок наиболее часто используют молотковые (роторные) дробилки, принцип работы которых основан на ударном воздействии молотков по измельчаемому сырью. В молотковых дробилках молотки навешиваются на оси, в роторных дробилках они жестко крепятся к ротору.

В молотковых и роторных дробилках рабочие механизмы быстро изнашиваются, что приводит к снижению производительности, нарушению балансировки ротора и возникновению вибраций, которые могут стать причиной даже обрыва молотков. При замене молотков меняют весь комплект, после чего требуется балансировка ротора.

Экструзионное измельчение — наиболее эффективный способ измельчения, основанный на воздействии сжимающих и сдвигающих усилий, часто применяется и достаточно исследован, однако при его реализации возникают определенные трудности.

Зубчатые передачи, используемые в качестве исполнительного механизма измельчителей, имеют ряд особенностей. Они могут быть как торцевыми, так и цилиндрическими передачами внутреннего зацепления, имеют в 3—5 раз больший модуль, чем у традиционных зубчатых передач, компактны и технологичны. Призматическая форма консольных зубьев торцевой передачи обеспечивает их высокую изгибную прочность. Передачу можно использовать и как традиционную (для передачи крутящего момента), и как исполнительный механизм измельчителя. Оси вращения зубчатых колес могут быть параллельными или пересекающимися. Такие передачи имеют широкую сквозную впадину между зубьями колес, что обеспечивает большой объем камеры измельчителя. В торцевых зубчатых передачах можно регулировать боковой зазор в зацеплении.

В основу исследования параметров профиля зубчатой передачи исполнительного механизма измельчителя положено ее функциональное назначение — измельчение материала, поэтому особый интерес вызывают форма и размеры камеры измельчения и размеры активного участка профиля зуба шестерни. Разработанный программно-математический комплекс [3, 4] позволяет проектировать геометрию зубчатой передачи при заданных основных параметрах зацепления.

Цель данной работы — обоснование выбора основных параметров торцевой передачи (модуля, высоты зуба и др.).

Важнейший показатель эффективной работы измельчителя — производительность, т. е. количество материала, перерабатываемого измельчителем в единицу времени. Производительность может выражаться объемом переработанного материала в единицу времени, например для роторных и щековых дробилок (ГОСТ 6937—91, ГОСТ 12375—70 и др.), или массой в единицу времени, например для молотковых дробилок (ГОСТ 7090—72). При теоретическом исследовании удобнее использовать объемную производительность, так как она не зависит от свойств измельчаемого материала.

Увеличение производительности машины означает использование всех возможных ресурсов конкретной конструктивной схемы ее рабочего органа. Производительность измельчителя с рабочим органом в виде зубчатой передачи в зависимости от геометрических и конструктивных параметров в общем случае определяется выражением

$$Q = Vz_1n_1, \qquad (1)$$

где V — объем камеры измельчения; z_1 и n_1 — число зубьев и частота вращения шестерни.

Выражение (1) не учитывает сопротивление на выходе из камеры измельчения, обусловленное нормируемыми размерами отверстий сменной решетки, свойствами измельчаемого сырья и др., т. е.

[1] Материал подготовлен при выполнении Государственного контракта № 02.740.11.0044 на тему "Создание параметрического ряда универсальных измельчителей, реализующих способ экструзионного измельчения, для переработки сельскохозяйственного сырья".

определяется не производительность измельчителя, а теоретическая производительность измельчения зубьями передачи.

Повысить производительность измельчения можно увеличением объема камеры измельчения, определяемого угловыми и линейными размерами впадины между зубьями зубчатого колеса и увеличением числа зубьев или частоты вращения шестерни.

Определение объема камеры измельчения

Объем камеры измельчения зависит от параметров зубчатой передачи. В работе [1] приводится упрощенная формула для расчета производительности, которая основана на том, что объем измельчаемого материала определяется размерами активного участка зуба шестерни. При использовании в измельчителях зубчатых передач с эвольвентным профилем зуба производительность определяют с учетом объема всего зуба шестерни, воздействующего на измельчаемый материал [5]. В действительности объем камеры измельчения определяется и геометрическими параметрами зубчатого колеса, т. е. зависит от угла наклона и высоты профиля зуба колеса и других его параметров.

Силовое воздействие на измельчаемый материал происходит в камере, образованной впадиной между зубьями колеса и расточкой в корпусе, начиная с момента ее закрытия зубом шестерни (рис. 1). Видно, что объем этой камеры равен приблизительно половине объема впадины.

Ввиду того, что зубья торцевой зубчатой передачи — призматические, при определении объема камеры измельчения рассматриваем среднее по длине зуба продольное сечение, что позволяет считать площадь продольного сечения зуба (впадины) постоянной по длине. Такое предположение справедливо и для цилиндрической зубчатой передачи внутреннего зацепления.

Площадь поперечного сечения впадины зубчатого колеса в среднем сечении по длине зуба определяется частью площади S_1 кольца, ограниченного окружностью выступов и окружностью впадин зубчатого колеса, с добавлением двух площадей S_2 (учет угла α наклона профиля зуба по высоте его головки) и исключением двух площадей S_3 (учет угла α наклона профиля зуба по высоте его ножки) (рис. 2).

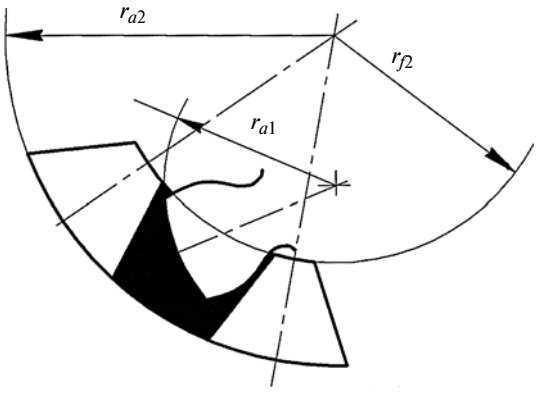


Рис. 1. Схема определения объема камеры измельчения

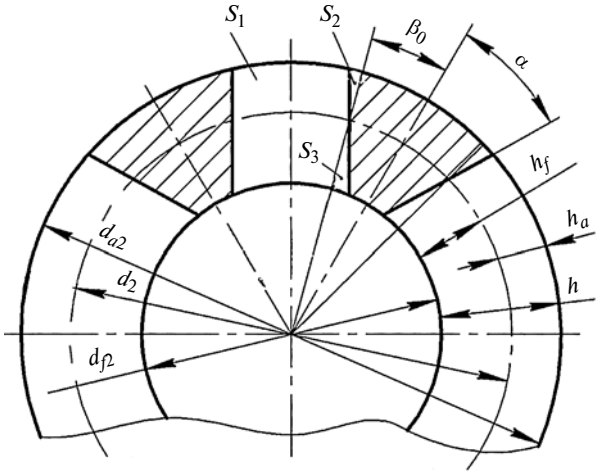


Рис. 2. Схема определения площади впадины между зубьями колеса

Площадь S_1 определяется выражением

$$S_1 = \frac{\pi}{8z_2}(d_{a2}^2 - d_{f2}^2), \qquad (2)$$

где d_{a2} и d_{f2} — диаметры окружностей выступов и впадин зубчатого колеса; z_2 — число зубьев колеса.

Высоту h зуба колеса выразим через высоту зуба шестерни и представим как сумму высоты h_a головки и высоты h_f ножки зуба. Последние выразим через модуль и коэффициенты k_a, k_f, характеризующие соответственно высоту головки зуба и высоту ножки зуба.

Тогда выражение (2) будет иметь вид:

$$S_1 = \frac{\pi m^2}{8z_2}[(z_2 + 2k_a)^2 - (z_2 - 2k_f)^2]. \qquad (3)$$

Площади участков, зависящие от угла наклона профиля зуба колеса, представим в виде прямоугольных треугольников со смежными углами $(\alpha - \beta_0)$. Тогда добавляемые площади составят $S_2 = m^2 k_a^2 \operatorname{tg}(\alpha - \beta_0)$, а исключаемые — $S_3 = m^2 k_f^2 \times \operatorname{tg}(\alpha - \beta_0)$.

Таким образом, площадь впадины зуба определяется выражением

$$S = m^2 F,$$

где $F = \frac{\pi}{16z_2}[(z_2 + 2k_a)^2 - (z_2 - 2k_f)^2] + 0{,}5(k_f^2 - k_a^2) \times \operatorname{tg}(\alpha - \beta_0)$.

Для торцевых зубчатых передач рекомендуется длина зуба в осевом направлении $h_t = 0{,}25m(z_1 + z_2)$.

Для цилиндрических зубчатых передач таких рекомендаций нет.

Объемы камер измельчения:

для торцевой зубчатой передачи

$$V = 0{,}25Fm^3(z_1 + z_2); \qquad (4)$$

для цилиндрической зубчатой передачи внутреннего зацепления

$$V = Flm^2,$$

где l — длина зуба.

Объемную производительность измельчителя определяем по формуле (1) в зависимости от параметров исполнительного механизма измельчителя.

Выбор угла профиля зуба

Одним из основных параметров зубчатой передачи является угол профиля зубчатого колеса. В публикациях рекомендаций по выбору данного параметра для рассматриваемого случая нет.

Угол α наклона профиля зуба в реальных условиях может изменяться в зависимости от угла β, соответствующего ширине впадины между зубьями колеса по диаметру d_2 делительной окружности ($\beta = 90/z_2$), до 45°.

Как было показано, угол наклона профиля зуба определяет площадь камеры измельчения, а следовательно, и производительность измельчителя (рис. 3). Так, при одинаковых габаритных размерах передачи площадь камеры измельчения можно увеличить на 40 %. Это зависит от разности размеров головки и ножки зуба, т. е. от отношений диаметров делительной окружности, окружности выступов и окружности впадин зубчатого колеса.

Кроме того, установлено, что при определенном угле наклона профиля зуба боковые поверхности впадины будут параллельными. Это значительно упрощает технологию изготовления зубчатого колеса, так как впадину можно изготовить мерным инструментом, например фрезой, или шлифовать ее боковые поверхности с одной установки.

Параллельность боковых поверхностей впадины обеспечивается, если хорды e_0c_0 и e_1c_1 будут равны.

Из треугольника $e_1f_1'O$ (рис. 4) найдем угол β_1, который обеспечивает равенство хорд и, следовательно, параллельность боковых поверхностей впадины колеса:

$$\beta_1 = \arcsin\left(\frac{d_2}{d_{a2}}\sin\beta_0\right).$$

Выразим дугу e_1c_1 через угол β_1:

$$e_1c_1 = \pi d_{a2}\frac{\beta_1}{180} \qquad (5)$$

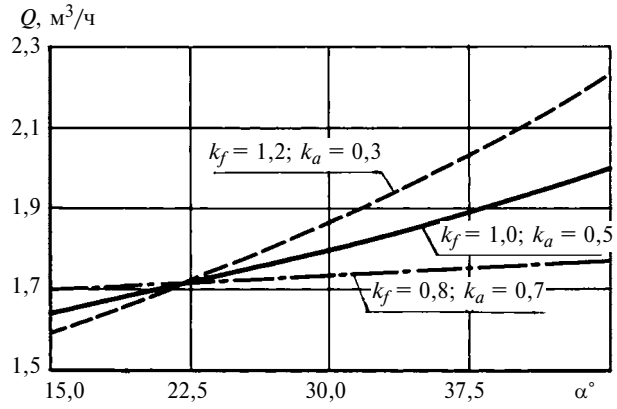


Рис. 3. Зависимости производительности Q измельчения от угла α наклона профиля зуба зубчатой передачи при разных k_f и k_a

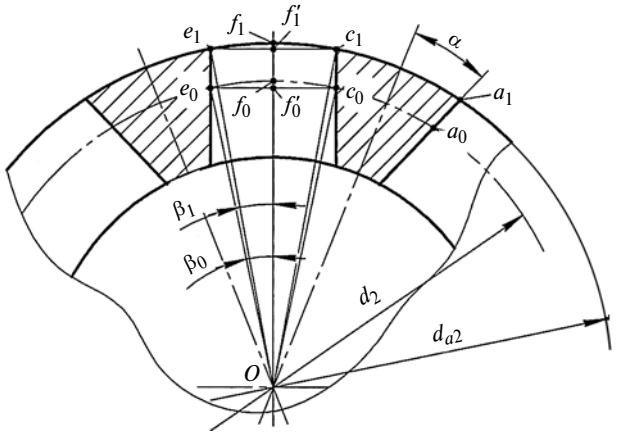


Рис. 4. Параметры зубчатого колеса с параллельными боковыми поверхностями впадины

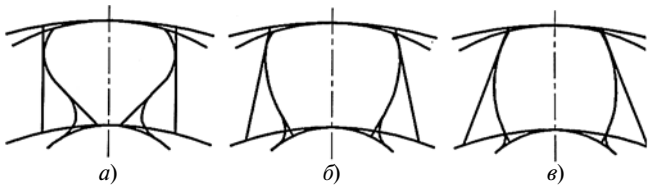


Рис. 5. Профили зуба шестерни при α = 20 (*а*), 30 (*б*), 40° (*в*)

и через угол α наклона профиля

$$e_1c_1 = \frac{\pi d_{a2}}{z_2} - a_1c_1, \qquad (6)$$

где $a_1c_1 = \frac{\pi m}{2}\left(1 + \frac{h_a}{h_0}\right)$; $h_0 = \frac{mz_k}{2}\left(1 - \cos\beta_0 + \frac{\sin\beta_0}{\mathrm{tg}\alpha}\right)$.

Приравняв выражения (5) и (6), получим угол наклона профиля зуба при параллельных боковых поверхностях профиля впадины:

$$\alpha = \mathrm{arctg}\left(\frac{mz_2\sin\beta_0}{2D + mz_2(\cos\beta_0 - 1)}\right),$$

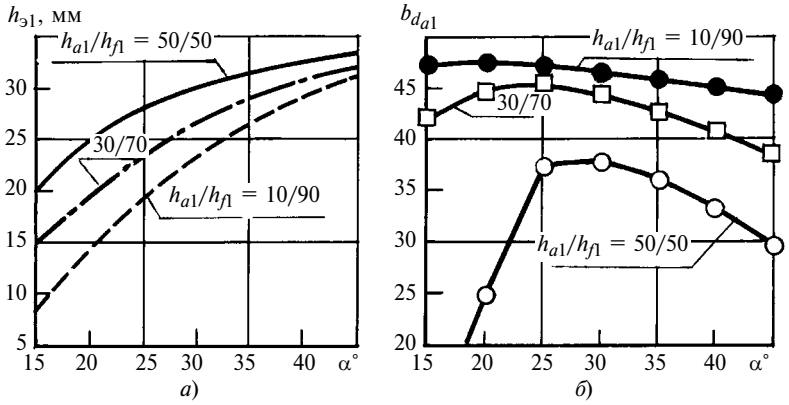


Рис. 6. Зависимости эффективной высоты $h_{э1}$ зуба (*а*) и ширины $b_{d_{a1}}$ головки зуба по диаметру вершин (*б*) от угла α профиля зуба колеса при разных отношениях h_{a1}/h_{f1}

где $D = \dfrac{h_a}{\dfrac{2d_{a2}}{d_2} - \dfrac{2z_2\beta_1}{180} - 1}$.

Угол наклона профиля зуба колеса определяет форму профиля зуба шестерни, сопряженной с колесом. Разработанная программа позволяет определить эту зависимость.

На рис. 5 показаны профили зубьев шестерен, сопряженных с зубчатыми колесами, имеющими разные углы α наклона профиля зуба. С увеличением угла наклона профиля зуба колеса уменьшается величина выкружки, что способствует увеличению эффективной высоты $h_э$ зуба шестерни. При этом уменьшается ширина головки зуба шестерни по окружности выступов.

Зависимости данных параметров приведены на рис. 6 для разных отношений h_{a1}/h_{f1} высоты к высоте ножки зуба шестерни.

Синтез передач, выполненный с помощью разработанных программ, показал, что при малых углах наклона зуба колеса передача становится несопряженной. Так, при отношении h_{a1}/h_{f1} = 30/70 профили зубьев становятся несопряженными при α ≤ 17°, а при h_{a1}/h_{f1} = 50/50 несопряжение наблюдается при α ≤ 19°, т. е. вероятность несопряжения профилей в передаче увеличивается с уменьшением угла α профиля. Анализ показал, что при необходимости назначения угла профиля зуба α ≤ 20° необходимо проверять зубчатую передачу на сопряжение профилей.

При увеличении угла профиля зуба колеса в 2 раза (с 20 до 40°) высота эффективной части зуба шестерни увеличивается от 20 % при h_{a1}/h_{f1} = 50/50 до 40 % при h_{a1}/h_{f1} = 10/90 (рис. 6, *а*).

Заключительная фаза измельчения материала и его проталкивание через отверстия решетки происходят под воздействием наружной поверхности головки зуба шестерни. Поэтому ширина головки зуба шестерни по диаметру вершин является важным параметром, влияющим на качество и производительность измельчения. Изменение ширины головки шестерни по диаметру вершин в зависимости от угла наклона профиля зуба колеса носит экстремальный характер (рис. 6, *б*).

Суммировав эффективную высоту зуба (см. рис. 6, *а*) и ширину головки зуба по диаметру вершин (см. рис. 6, *б*), получим зависимости (рис. 7), которые отражают суммарную длину $L_{Σэ}$ контура эффективной части зуба, участвующей в процессе измельчения, которая имеет максимальное значение при α = 25÷35°.

Данный диапазон углов профиля зуба гарантирует сопряженность в передаче, отсутствие интерференции и обеспечивает наиболее благоприятные условия для измельчения материала с помощью зубчатой передачи.

Выбор модуля зубчатой передачи

Модуль зубчатой передачи оказывает существенное влияние на производительность измельчения (рис. 8, *а*), так как он определяет объем камеры измельчения.

Однако увеличение производительности измельчения путем увеличения модуля зубчатой передачи приводит к увеличению размеров зубчатого колеса (рис. 8, *б*) и, следовательно, к увеличению массогабаритных параметров измельчителя.

Дальнейшего повышения производительности измельчения можно достигнуть увеличением других параметров, например числа зубьев и частоты вращения шестерни, причем производительность зависит прямопропорционально от последней, увеличение же числа зубьев шестерни в 2 раза повышает производительность передачи в 2,6 раза.

При переходе от объемной производительности к массовой формула (1) будет иметь вид:

$$Q_м = V\rho z_1 n_1 K_1 K_2, \qquad (7)$$

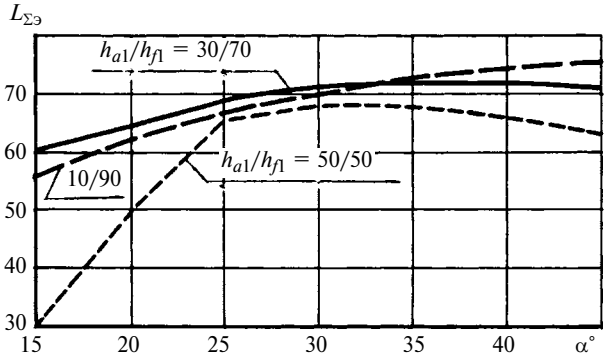


Рис. 7. Зависимости суммарной длины $L_{Σэ}$ эффективной части зуба от угла α профиля при разных отношениях h_{a1}/h_{f1}

где ρ — плотность измельчаемого материала; K_1 — коэффициент заполнения камеры измельчения; K_2 — коэффициент сопротивления сменных решеток на выходе из камеры измельчения.

Из выражения (7) определим модуль передачи в зависимости от массовой производительности измельчения:

$$m = \sqrt[3]{\frac{8Q_{\text{м}}}{\rho z_1 n_1 K_1 K_2 \pi (k_a + k_f)(z_1 + z_2)\psi_{ha} F}}, \quad (8)$$

где $\psi_{ha} = 0{,}5 \div 0{,}7$ — коэффициент высоты зуба в осевом направлении.

Выражение (8) позволяет выбрать модуль зубчатой передачи при проектировании измельчителей для насыпного материала, когда размеры частиц исходного сырья меньше ширины впадины между зубьями колеса.

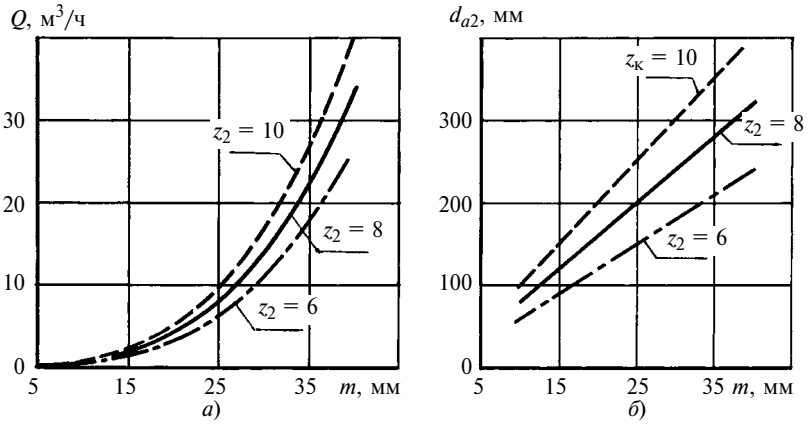


Рис. 8. Зависимости производительности Q измельчения (*а*) и диаметра d_{a2} зубчатого колеса (*б*) от его модуля m при разном числе зубьев z_2

Исследуемые зубчатые передачи являются исполнительным механизмом измельчителей для материалов с разными свойствами (хрупких и упругопластичных), разных видов (насыпных и кусковых) и разных размеров.

Установим зависимость модуля передачи от размеров кускового материала.

Условно примем, что измельчаемый материал представляет собой куб со стороной c. С учетом принятого допущения площадь F камеры измельчения в среднем сечении по высоте зуба колеса определится формулой

$$S_{\text{к.ус}} = 1{,}2m^2F.$$

Объем камеры находим по формуле

$$V = 0{,}6m^3(z_1 + z_2)\psi_{ha}F.$$

Так как форма реального измельчаемого материала отличается от правильного куба, неизбежно будут образовываться пустоты. Введем поправку на пустоты в размере 20 % от объема V. Тогда реальный объем, занимаемый материалом, составит $V_{\text{м}} = 1{,}2c^3$.

Из условия равенства объемов камеры измельчения и измельчаемого материала получим выражения, позволяющие определить по заданным параметрам зубчатой передачи максимально допустимый размер измельчаемого материала:

$$c = \sqrt[3]{0{,}5m^3(z_2 + z_1)\psi_{ha}F},$$

или исходя из размера материала рассчитать модуль зубчатых колес:

$$m = \sqrt[3]{\frac{c^3}{0{,}5(z_2 + z_1)\psi_{ha}F}}. \quad (9)$$

Зависимости (7)—(9) были апробированы при проектировании измельчителей на основе зубчатых передач.

Проведенные исследования показали следующее:

угол α профиля зуба в диапазоне 25÷35° обеспечивает высокое качество измельчения сопряжения в передаче и исключает интерференцию;

обеспечение параллельности боковых поверхностей впадины между зубьями снижает технологические расходы и повышает точность изготовления колеса;

полученные аналитические зависимости позволяют на начальном этапе проектирования зубчатой передачи рассчитать модуль колеса и шестерни с учетом требуемой производительности измельчителя и размеров измельчаемого сырья;

рациональные максимальные высоты зуба шестерни составляют: $h = 1{,}5m$ при $z_1 = 4$; $h = 2{,}0m$ при $z_1 = 6$;

оптимальное соотношение высоты головки и высоты ножки зуба 0,5:1,0.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Использование** возможностей торцевой зубчатой передачи для измельчения материалов / В. А. Титов, В. С. Секацкий, Н. А. Колбасина, Н. В. Мерзликина // Проблемы машиностроения и автоматизации. 2009. № 4. С. 99—105.

2. **Пат. 2412006 Рос. Федерации:** МПК B02C 15/16. Измельчитель.

3. **Программно-математический** комплекс для создания специальных зубчатых передач измельчителей / В. А. Титов, Н. А. Колбасина, Н. В. Мерзликина и др. // Изв. Самарского науч. центра РАН. 2011. Т. 13. № 6. С. 246—251.

4. **Колбасина Н. А., Мерзликина Н. В., Титов В. А.** Современный подход к проектированию торцевых зубчатых передач и измельчителей материалов на их основе // Вестн. Сиб. гос. аэрокосм. ун-та им. акад. М. Ф. Решетнева. 2010. Вып. 2 (28). С. 134—136.

5. **Шербина В. И.** Ресурсосберегающие процессы гранулирования и брикетирования кормов шестеренными прессами: Автореф. дис. ... д-ра техн. наук: Зерноград. 2004. 38 с.

УДК. 621.81.001.24

А. С. ИВАНОВ, д-р техн. наук, проф. (МГТУ им. Н. Э. Баумана), Н. И. СМИРНОВ, канд. техн. наук (ИМАШ РАН), С. В. МУРКИН, М. М. ЕРМОЛАЕВ (МГТУ им. Н. Э. Баумана), e-mail: a-s-ivanov@yandex.ru

Влияние пластических деформаций микронеровностей на сопротивление усталости винтов резьбовых соединений погружных центробежных насосов при их нагружении пульсирующей отрывающей силой[1]

Разработана методика расчета сопротивления усталости винтов резьбовых соединений погружных центробежных насосов при действии пульсирующей отрывающей силы, учитывающая контактную податливость витков резьбы и стягиваемых винтами фланцев. Показано, что повторная затяжка винтов повышает надежность насосов.

Ключевые слова: погружной насос, резьбовое соединение, винт, контактная деформация, сопротивление усталости.

The analysis method of fatigue strength of screws in threaded joints of sinking centrifugal pumps at action of pulsating tearing force, taking into account contact flexibility of thread turns and flanges, tightened by screws, is developed. It is shown, that repeated preloading of screws increases reliability of pumps.

Keywords: sinking pump, threaded joint, screw, contact deformation, fatigue strength.

В России около 80 % нефти добывается с помощью погружных установок электрических центробежных насосов (УЭЦН). Наиболее часто используют оборудование с корпусом, имеющим диаметр 93, 103 или 114 мм. Длина установки может достигать нескольких десятков метров и зависит от глубины расположения нефтегазоносного пласта. Установка представляет собой последовательно соединенные с помощью фланцев (рис. 1) секции длиной 3÷5 м. Разрушение резьбовых соединений при эксплуатации УЭЦН может привести к межсекционному разъединению и падению части установки на забой скважины. В этом случае при необходимости капитального ремонта скважины затраты могут достигнуть 1,5 млн руб.

Основная причина разрушения резьбовых соединений — усталостные повреждения [1], которые накапливаются в крепежных деталях под действием различных динамических нагрузок, возникающих, например, при изнашивании радиальных сопряжений, дисбалансе вращающихся деталей и т. д.

Снижение усталостной прочности фланцевых соединений происходит, в частности, в результате ослабления затяжки резьбового соединения, которое имеет место при опускании УЭЦН в скважину на глубину 1000÷2800 м. Опускание осуществляется со скоростью ≈0,5 м/с с остановками через каждые 9 м для наращивания насосно-компрессорной трубы, по которой при работе установки добываемая пластовая жидкость поднимается наверх. При этом торможение сопровождается ударными нагрузками во фланцевых соединениях и осевыми колебаниями спускаемой установки. На каждой ступени опускания резьбовые соединения УЭЦН нагружаются отрывающей пульсирующей силой $F_т$, обусловленной инерционностью процесса торможения.

На рис. 2 показано одновинтовое соединение двух втулок (сила затяжки $F_{зат}$), нагруженных циклически изменяющейся отрывающей силой F. В этом случае в предположении отсутствия пластических деформаций диаграмма усилий в винтовом соединении согласно работам [2, 3] имеет вид, представленный на рис. 3, *а*: по оси x отложены удлинения, по оси y — усилия. На рис. 3 обозначены: $\varphi_в = \text{arctg}(1/\lambda_в)$, $\varphi_д = \text{arctg}(1/\lambda_д)$, где $\lambda_в$ и $\lambda_д$ — податливости винта и стягиваемых винтом деталей; $\delta_в = \lambda_в F_{зат}$ — удлинение винта под действием силы $F_{зат}$; $\delta_д = \lambda_д F_{зат}$ — укорочение деталей под действием силы $F_{зат}$; F — внешняя сила; $F_в$ и $F_д$ — внешние силы, нагружающие винт и детали; $F_a = 0{,}5F_в$ — амплитуда силы, нагружающей винт; $F_т = F_{зат} + 0{,}5F_в$ — статическая сила, нагружающая винт; t — время. Если на соединение действует циклически изменяющаяся отрывающая сила и возникают пластические деформации винта, то диаграмма усилий в соединении принимает вид [2], представленный на рис. 3, *б*, где $F_{зат1}$ — сила затяжки при первом нагружении винта, $\delta_{в.пл}$ — перемещения, вызванные пластическими деформациями винта. При последующих нагружениях сила затяжки уменьшается до $F_{зат}$.

Податливость винта определяется выражением [2, 3]

$$\lambda_в = 4[(0{,}5d + l_0)/(\pi d^2) + (0{,}5d + l_1)/(\pi d_3^2)]/E_в, \quad (1)$$

где l_1 и l_0 — длины соответственно нарезанной, нагруженной части и гладкой части винта (см. рис. 1); d — номинальный диаметр резьбы; $d_3 = d - 1{,}227P$ — внутренний диаметр резьбы винта (P — шаг резьбы); $E_в$ — модуль упругости материала винта.

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

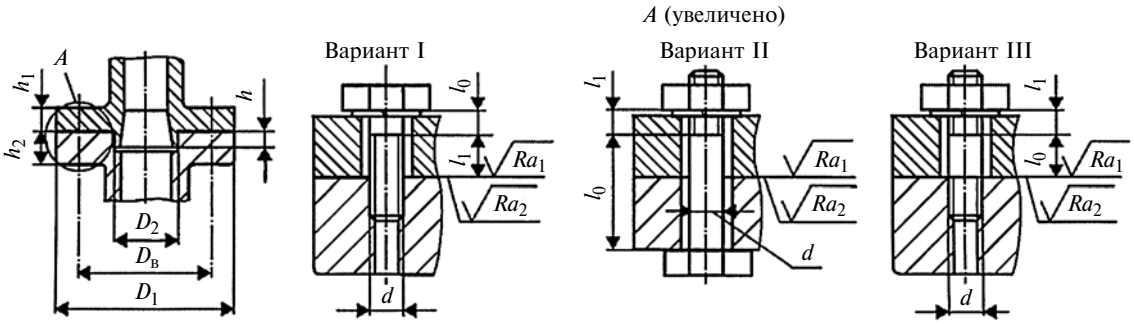


Рис. 1. Варианты резьбовых соединений фланцев погружных центробежных насосов:
I — винтами; II — болтами; III — шпильками

Соотношение податливостей винта и детали одновинтового соединения определяет [2, 3] коэффициент основной нагрузки $\chi = \lambda_в/(\lambda_в + \lambda_д)$, характеризующий долю внешней нагрузки, приходящуюся на винт:

$$F_в = \chi F. \qquad (2)$$

Тогда суммарная сила, нагружающая винт, составит $F_\Sigma = F_{зат} + F_в$.

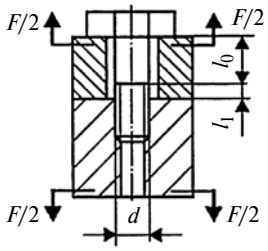


Рис. 2. Резьбовое соединение двух втулок одним винтом, нагруженное отрывающей силой *F*

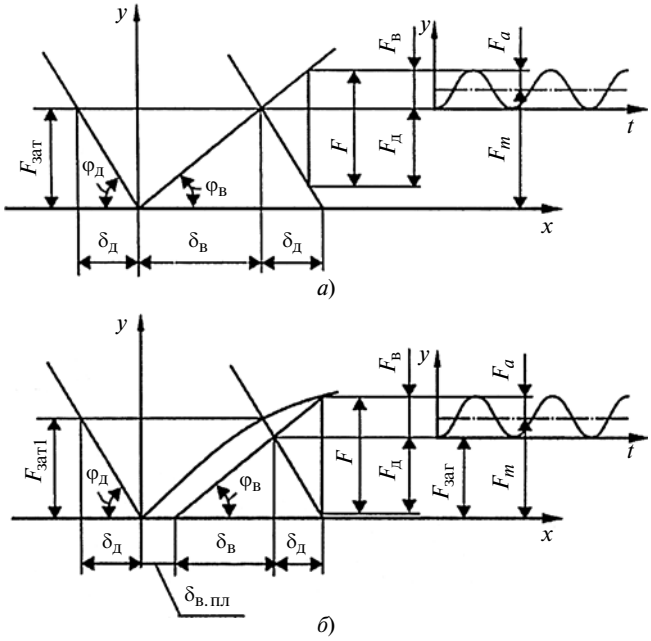


Рис. 3. Диаграммы усилий в одновинтовом резьбовом соединении при его нагружении растягивающей пульсирующей силой *F* при отсутствии (*а*) и наличии (*б*) пластических деформаций винта

Запас прочности по пределу выносливости стержня винта [3] вычисляют, учитывая наличие концентратора напряжений — галтели вблизи головки винта:

$$S_{\sigma c} = \sigma_{-1}/(K_{\sigma D}\sigma_{ac} + \Psi_\sigma \sigma_{mc}), \qquad (3)$$

где σ_{-1} — длительный предел выносливости материала; $K_{\sigma D} \approx 1{,}42$ — коэффициент снижения предела выносливости детали; $\sigma_{ac} = 0{,}5F_a/(\pi d^2/4)$ — амплитуда напряжений в винте; $\Psi_\sigma \approx 0{,}15$ — коэффициент, характеризующий чувствительность материала к асимметрии цикла; $\sigma_{mc} = F_m/(\pi d^2/4)$ — среднее напряжение цикла.

Запас прочности по пределу выносливости резьбовой части [2—4] винта составляет:

$$S_\sigma = \sigma_{-1}/(K_{\sigma D}\sigma_a). \qquad (4)$$

Эффективный коэффициент концентрации напряжений $K_{\sigma D}$ в формуле (4) равен: для крепежа из углеродистой стали — 3,3÷3,6, из низколегированной стали — 3,5÷4,0, из легированной стали — 4,0÷4,5. Амплитуда напряжений в винте составляет

$$\sigma_a = F_a/(\pi d_3/4).$$

Сопротивление усталости считается обеспеченным, если получен запас по пределу выносливости не меньше допустимого: $S_\sigma \geq [S_\sigma]$, как правило, принимают $[S_\sigma] \geq 2{,}5$ [2—4].

Влияние шероховатости контактной поверхности характеризует зависимость [5, 6] упругого сближения δ в контактном слое от номинального давления p в контакте:

$$\sigma = Ra\, c_0 \varepsilon (p/E)^{0,5}. \qquad (5)$$

Здесь $Ra = (Ra_1^2 + Ra_2^2)^{0,5}$ — приведенная средняя арифметическая высота микронеровностей контактирующих поверхностей; c_0 — коэффициент, зависящий от вида обработки поверхностей и направления следов обработки, который при повторных нагружениях соединения в случае параллельности следов обработки для контактирующих поверхностей, полученных торцевым точением или строганием, равен 115, а во всех остальных случаях,

т. е. для контактирующих поверхностей, полученных шлифованием или фрезерованием (независимо от направления следов обработки) и полученных торцевым точением или строганием в случае непараллельности следов обработки, составляет 355; $\varepsilon = f(\Delta - W\max)$ — масштабный коэффициент, зависящий от допуска Δ плоскостности, определяемого степенью точности по ГОСТ 24643—81 и наибольшим размером l контактной поверхности, а также наибольшей высотой $W\max$ волны.

Согласно исследованию [6], коэффициент основной нагрузки для группового резьбового соединения с $z_в$ винтами и площадью поверхности контакта фланцев $A = \pi(D_1^2 - D_2^2)/4$, нагруженного отрывающей силой $F_т$, определяется выражением

$$\chi = \frac{\lambda_к + \lambda_д}{\lambda_к + \lambda_д + \dfrac{\lambda_{кв} + \lambda_в}{z_в}}, \qquad (6)$$

где $\lambda_к = k\varepsilon/A$ — податливость контактного слоя фланцев (k — коэффициент податливости контактного слоя); $\lambda_д = (h_1 + h_2)/(EA)$ — податливость стягиваемых деталей (см. рис. 1); $\lambda_{кв}$ — контактная податливость витков; $\lambda_в$ — податливость винта, вычисляемая по формуле (1).

Коэффициент податливости контактного слоя

$$k = 0{,}5Ra c_0/(Ep_{зат})^{0,5}, \qquad (7)$$

где $p_{зат} = z_в F_{зат}/A$ — давление в контактном слое, создаваемое силами затяжки $z_в$ винтов.

Контактная податливость витков

$$\lambda_{кв} = k_{кв}\varepsilon_в/A_в \qquad (8)$$

с опорной поверхностью площадью $A_в = \pi(d^2 - d_3^2)/4$ зависит от коэффициента податливости витков

$$k_{кв} \approx 0{,}5Ra_в c_0/(E_в p_в)^{0,5} \qquad (9)$$

и от коэффициента $\varepsilon_в = d/50$ влияния размера опорной поверхности винта [5].

В формуле (9) $Ra_в$ — приведенный параметр шероховатости резьбы; $p_в = 0{,}34F_{зат}/A_в$ — давление на первый нагруженный виток резьбы при допущении, что после затяжки соединения первый виток винта нагружен силой $0{,}34F_{зат}$ [2].

Если наибольшие напряжения в винте не превосходят предела текучести его материала, то пластические деформации винта обусловлены смятием микронеровностей рабочих поверхностей витков винта и детали.

Ослабление $\Delta F_{зат} = F_{зат1} - F_{зат}$ силы затяжки винтов резьбового соединения при повторных нагружениях внешней отрывающей силой, согласно рис. 3, *б*, составляет:

$$\Delta F_{зат} \approx F_{зат}\delta_{в.пл}/\delta_в, \qquad (10)$$

где $\delta_в = \lambda_в F_{зат} + Ra_в c_0 \varepsilon_в (p_в/E_в)^{0,5}$ — удлинение винта под действием силы $F_{зат}$.

Как показали результаты экспериментальных исследований [7], при первом нагружении сближения в контактном слое приблизительно в 4 раза больше, чем при повторных нагружениях, что объясняется упругопластическими деформациями микронеровностей контактирующих поверхностей. В этом случае коэффициент c_0 в формуле (5) увеличим приблизительно в 4 раза: $c_0^* \approx 4c_0$. Тогда получим:

$$\delta_{в.пл} \geq Ra_в(c_0^* - c_0)\varepsilon_в(p_в/E_в)^{0,5}. \qquad (11)$$

В формуле (11) знак "≥" указывает на то, что на самом деле значение параметра $\delta_{в.пл}$ будет больше полученного, так как его величину определяет сила F_Σ, а не сила $F_{зат}$, и более точное значение $\Delta F_{зат}$ следует находить методом последовательных приближений.

Оценим ослабление затяжки винтов резьбового соединения УЭЦН с параметрами: $d = 12$ мм; $P = 1{,}75$ мм; $l_0 = 0$; $l_1 = 12$ мм; $z_в = 6$; $Ra_1 = Ra_2 = 3{,}2$ мкм; $Ra_{в1} = Ra_{в2} = 2{,}5$ мкм; $E = E_в = 2{,}1 \cdot 10^5$ МПа; класс прочности винтов 10.9 ($\sigma_т = 900$ МПа, $\sigma_{-1} = 250$ МПа), число винтов резьбового соединения $z_в = 6$. Принимаем, что внешняя циклическая отрывающая сила ориентировочно составляет $F_т = 60$ кН. Сила затяжки выбрана из условия, что напряжения в винте от силы затяжки составляют $\sigma_{зат} = 0{,}7\sigma_т$, т. е. $F_{зат} = 4{,}8 \cdot 10^4$ Н.

Расчетом по формулам (1)—(11) для винтов М12, имеющих: $d_3 = 9{,}85$ мм; $\lambda_д = 7{,}15 \cdot 10^{-8}$ мм/Н; $\lambda_в = 1{,}31 \cdot 10^{-6}$ мм/Н, при $F_{зат1} = 4{,}8 \cdot 10^4$ Н получим: $\varepsilon = 1{,}159$; $\lambda_к = 6{,}14 \cdot 10^{-8}$ мм/Н; $\lambda_{кв} = 2{,}05 \cdot 10^{-7}$ мм/Н; $\chi = 0{,}345$; $S_{\sigma c} = 2{,}85$; $S_\sigma = 2{,}76$. Момент завинчивания составил $T_{зав} = 112$ Н · м.

После первого нагружения сила затяжки уменьшается на $\Delta F_{зат} = 2{,}74 \cdot 10^4$ Н, т. е. имеем $F_{зат} = 2{,}06 \cdot 10^4$ Н. При этом параметры соединения изменяются: $\varepsilon = 1{,}239$; $\lambda_к = 1{,}00 \cdot 10^{-7}$ мм/Н; $\lambda_{кв} = 3{,}125 \cdot 10^{-7}$ мм/Н; $\chi = 0{,}388$, что приводит к изменению запасов по пределу выносливости: $S_{\sigma c} = 4{,}6$; $S_\sigma = 2{,}45$.

Из расчета следует, что ослабление силы затяжки повысило запас прочности в стержне винта и в то же время понизило запас прочности в его резьбовой части до недопустимого значения.

Чтобы сила затяжки не уменьшалась при повторных нагружениях соединения и соответствовала первоначальной силе затяжки, целесообразно затяжку винтов соединения проводить в два этапа: сначала затянуть все винты силой F_Σ, а затем уменьшить эту силу до $F_{зат}$. В первом приближении силу F_Σ можно принять равной $1{,}2F_{зат}$. При затяжке винтов следует пользоваться динамометрическими ключами, предварительно рассчитав необходимый момент завинчивания.

УДК 531

Г. С. ЮРЬЕВ, д-р техн. наук, А. А. РЫКОВ, канд. техн. наук (Новосибирский ГТУ), e-mail: teormech@ngs.ru

Пассивное автоматическое управление виброзащитой объекта

Рассмотрено пассивное автоматическое управление вибразащитой объекта с помощью низкочастотной упругой подвески, несущая способность которой регулируется гидравлическим рычагом или электромеханическим способом.

Ключевые слова: объект, виброзащита, упругая подвеска, рабочая точка, гидравлический рычаг, электромеханическое управление.

The passive automatic control of vibration protection of an object using low-frequency elastic suspension, the load-carrying ability of which is regulated by hydraulic lever or electromechanical method, is considered.

Keywords: object, vibration protection, elastic suspension, operating point, hydraulic lever, electromechanical control.

Эксплуатация новых машин и приборов нередко требует применения виброзащиты или повышения ее эффективности. Для этого созданы и совершенствуются нелинейно-упругие элементы, системы регулирования их жесткости и несущей способности, устройства целесообразного демпфирования колебаний. Более высокая эффективность виброзащиты достигается применением элементов с минимальной (околонулевой) жесткостью в рабочей точке статической характеристики элемента, что обеспечивает собственную частоту его малых колебаний, равную 1 Гц.

Однако использование для эффективной виброзащиты объекта, например упругих подвесов с минимальной жесткостью, обусловливает и более высокую их чувствительность к изменениям нагрузки при эксплуатации, т. е. слишком большие перемещения и работу на неоптимальных режимах. Решение данной задачи заключается во введении управляемой обратной связи по нагрузке упругой подвески защищаемого объекта. При пассивном автоматическом управлении виброзащитой объекта в отличие от ряда известных разработок активной виброзащиты рассматриваемая упругая подвеска остается, по сути, пассивной и сохраняет высокие защитные свойства, а управление ее несущей способностью (положением оптимальной рабочей точки) осуществляется с помощью гидравлического рычага, т. е. без внешних источников энергии.

На рис. 1 приведена расчетная схема упругого подвеса объекта виброзащиты [1]. Защищаемый

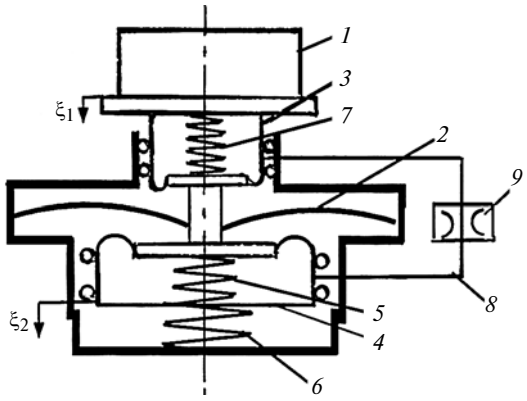


Рис. 1. Схема упругого подвеса объекта виброзащиты

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

Для повышения ресурса резьбовых соединений в УЭЦН следует уменьшить циклическую отрывающую силу $F_т$ путем стабилизации скорости опускания УЭЦН в скважину и снижения ускорения торможения насосно-компрессорной трубы.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Смирнов Н. И., Смирнов Н. Н., Мухамадеев К. Г.** Исследования и пути повышения ресурса УЭЦН // Химическое и нефтегазовое машиностроение. 2000. № 3. С. 13—16.

2. **Биргер И. А., Иосилевич Г. Б.** Резьбовые соединения. М.: Машиностроение, 1973. 256 с.

3. **Иосилевич Г. Б.** Детали машин: Учебник для вузов. М.: Машиностроение, 1988. 368 с.

4. **Биргер И. А., Иосилевич В. Г.** Резьбовые соединения // Машиностроение: Энциклопедия. Т. IV-1. Детали машин. Конструкционная прочность. Трение, износ, смазка / Редактор-составитель Д. Н. Решетов. М.: Машиностроение, 1995. С. 329—373.

5. **Иванов А. С., Измайлов В. В.** Расчет контактной деформации при конструировании машин // Трение и смазка в машинах и механизмах. 2006. № 8. С. 3—10.

6. **Муркин С. В., Иванов А. С., Ермолаев М. М.** Теоретико-экспериментальное исследование группового резьбового соединения, нагруженного отрывающей силой и опрокидывающим моментом // Вестник машиностроения. 2014. № 5. С. 20—28.

7. **Рыжов Э. В.** Контактная жесткость деталей машин. М.: Машиностроение, 1966. 196 с.

объект *1* опирается на нелинейно-упругую рессору *2* и пружину *6* посредством соответственно гидроцилиндров *3* и *4*. Полости гидроцилиндров соединены каналом *8* со встроенным дросселем *9*. Цилиндро-поршневые пары содержат также упругие элементы *7* и *5* вспомогательного нагружения. Расчетное положение объекта (рабочую точку) устанавливают, изменяя натяг пружины *6*.

Устройство работает следующим образом. При увеличении веса объекта повышается давление в гидроцилиндре *3* и жидкость перетекает в гидроцилиндр *4*, увеличивая его рабочий объем и натяг пружины *6*, что обеспечивает неизменное положение рессоры. Время перетекания жидкости должно быть существенно больше периода колебаний объекта на подвеске, оно регулируется изменением проходного сечения канала дросселя *9*.

Система имеет две степени свободы. В качестве обобщенных координат примем координату ξ_1, отсчитываемую от положения равновесия защищаемого объекта массой m, и координату ξ_2, которая определяет положение гидроцилиндра *4*.

Рассмотрим свободные колебания системы с нелинейной упругой характеристикой рессоры. Движение объекта *1* массой m с грузом массой m_1 из состояния покоя (без начальной скорости) описывается уравнением

$$(m + m_1)\ddot{\xi}_1 = -k_1\xi_{\max} - k_3\xi_{\max}^3 - c_3\xi_2 + m_1 g, \quad (1)$$

где k_1, k_2 — коэффициенты упругой характеристики рессоры *2*; $\xi_{\max}$ — ее максимальный прогиб; c_3 — коэффициент жесткости пружины *6*.

Перемещения гидроцилиндра *4* будем учитывать отдельно от поршня и вместе с поршнем при условии, что массами поршней и цилиндров пренебрегаем:

$$\left.\begin{aligned} p_2 S_2 &= c_3\xi_2 + c_2(\xi_2 - \xi_{\max});\\ p_1 S_1 &= k_1\xi_{\max} + c_3\xi_2 - c_1(\xi_1 - \xi_2), \end{aligned}\right\} \quad (2)$$

где p_1 и p_2 — давления в гидроцилиндрах *3* и *4*; S_1 и S_2 — площади их поршней; c_1 и c_2 — коэффициенты жесткости вспомогательных пружин *7* и *5*.

Согласно закону сохранения количества q жидкости при ее перетекании из гидроцилиндра *3* в гидроцилиндр *4* имеем:

$$q = S_1(\dot{\xi}_1 - \dot{\xi}_{\max}) = S_2(\dot{\xi}_2 - \dot{\xi}_{\max}). \quad (3)$$

С другой стороны, количество жидкости, протекающей по каналу *8*, перепад давлений на концах которого равен Δp, составляет [2]:

$$q = \pi d^4 \Delta p/(128\mu L), \quad (4)$$

где μ — динамический коэффициент вязкости жидкости; L и d — длина и диаметр канала *8*.

Условие возвращения рессоры в рабочее положение при статическом перетекании жидкости ($\ddot{\xi}_1 = 0$) дает первые ограничения параметров системы. После дополнительного нагружения системы массой m_1 рессора перемещается на величину $\xi_{\max 0} = m_1 g/(c_3 + k_1)$, где g — ускорение свободного падения. Возвращение рессоры в рабочую точку в этом случае описывается уравнением

$$\dot{\xi}_{\max} + B\xi_{\max} = D, \quad (5)$$

где $B = \dfrac{Sc_3}{S_2(k_1 + c_3)}\left(\dfrac{k_1 + c_3}{S_1^2 c_3}S_2 + \dfrac{k_1}{S_2} + \dfrac{k_1 + c_3}{c_3 S_2^2}c_2\right)$;

$$D = \frac{m_1 g S c_3}{S_2}\left(\frac{1}{S_2} + \frac{c_2}{S_2 c_3} - \frac{1}{S_1} + \frac{c_1 S_2}{c_3 S_1^2}\right). \quad (6)$$

Как следует из равенства (5), чтобы $\xi_{\max} \to 0$ при $t \to \infty$, достаточно выполнения условия $D = 0$. Тогда из выражения (6) получим:

$$c_2 = -c_1\frac{S_2^2}{S_1^2} - c_3\frac{S_1 - S_2}{S_1}. \quad (7)$$

В случае линейной упругой характеристики рессоры система уравнений (1)—(4) с учетом формулы (7) приводится к виду:

$$\left.\begin{aligned} \ddot{\xi}_1 &= -c_{11}\xi_{\max} - c_{12}\xi_1 + m_1 g/(m + m_1);\\ \dot{\xi}_{\max} &= -c_{21}\xi_{\max} + \dot{\xi}_1. \end{aligned}\right\} \quad (8)$$

Здесь

$$c_{11} = \frac{k_1 + c_3(1 - S_1/S_2)}{m + m_1}; \quad c_{12} = \frac{c_3 S_1}{S_2(m + m_1)};$$

$$c_{21} = [\beta/(8\pi)]\left(k_1 - c_3\frac{S_1 - S_2}{S_2}\right),$$

где

$$\beta = S^2/(\mu L S_1^2). \quad (9)$$

Характеристическое уравнение для соответствующей однородной системы уравнений (8) имеет вид:

$$\lambda^3 + a\lambda^2 + b\lambda + c = 0, \quad (10)$$

где $a = c_{21}$, $b = c_{21} + c_{11}$, $c = c_{12}c_{21}$, λ — корни этого уравнения.

Исследуем корни характеристического уравнения. Возможны два случая:

1) все три корня разные;

2) среди корней есть кратные.

Нас интересует получение затухающих свободных колебаний. Для этого надо, чтобы вещественная часть всех корней характеристического уравнения была отрицательной. На основании критерия Гурвица условия отрицательности вещественной части имеют вид:

$$\left.\begin{aligned} & c_3 > 0; \\ & S_2 > \frac{c_3 S_1}{k_1 + c_3}. \end{aligned}\right\} \qquad (11)$$

Так как характеристическое уравнение (10) удовлетворяет критерию Гурвица при выполнении условий (11), то вещественная часть всех корней этого уравнения отрицательна. В этом случае один действительный корень и вещественная часть сопряженных комплексных чисел будут отрицательными:

$$\left.\begin{aligned} & \lambda_1 = -\delta; \\ & \lambda_{2,3} = -n_1 \pm i\delta_1, \end{aligned}\right\} \qquad (12)$$

где δ и n_1 — положительные.

Именно вещественная часть определяет характер затухания колебательного процесса. В соответствии с корнями (12) определяем собственные векторы и записываем решение системы уравнений (8) в виде:

$$\xi_1 = C_1 e^{-\delta t} + C_2 e^{-n_1 t}\cos(\delta_1 t) + C_3 e^{-n_1 t}\sin(\delta_1 t) + \\ + m_1 g/((m_1 + m)c_{12});$$

$$\xi_{\max} = C_1 V_{13} e^{-\delta t} + e^{-n_1 t}[(C_2 b_2 + C_3 d_2)\cos(\delta_1 t) + \\ + (C_3 b_2 - C_2 d_2)\sin(\delta_1 t)],$$

где $b_2 = \dfrac{-n_1(c_{21} - n_1) + \delta_1^2}{(c_{21} - n_1)^2 + \delta_1^2}$; $d_2 = \dfrac{\delta_1 c_{21}}{(c_{21} - n_1)^2 + \delta_1^2}$;

$V_{13} = -\delta/(c_{21} - \delta)$.

Константы C_1, C_2, C_3 определяем из начальных условий при $t = 0$, $\xi_1 = 0$, $\dot{\xi}_1 = 0$, $\xi_{\max} = 0$:

$$\begin{cases} C_2 = \gamma \dfrac{\delta d_2 + V_{13}\delta_1}{\delta_1(b_2 - V_{13}) - d_2(\delta - n_1)}; \\ C_3 = \dfrac{-\delta\gamma - C_2(\delta - n_1)}{\delta_1}; \\ C_1 = -C_2 - \gamma, \end{cases}$$

где $\gamma = m_1 g/((m_1 + m)c_{12})$.

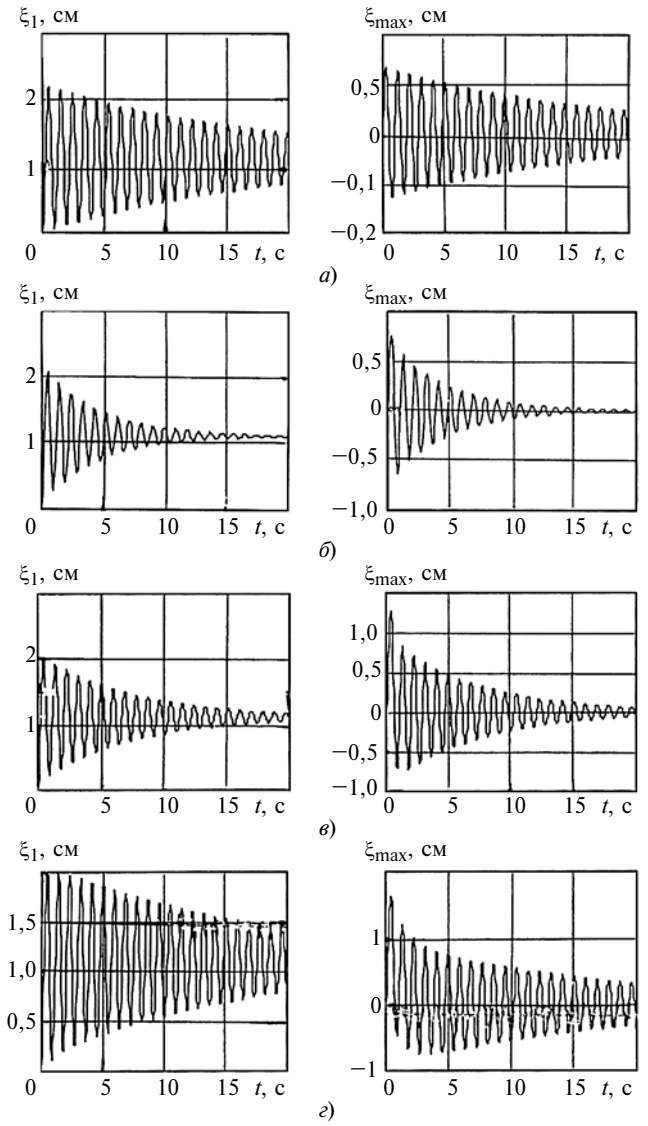


Рис. 2. Затухания свободных колебаний объекта виброзащиты [$\xi_1(t)$] и рессоры [$\xi_{max}(t)$] при использовании керосина (*а*), скайдрола (*б*), трансформаторного масла (*в*), оливкового масла (*г*)

Одним из важных показателей данной виброзащитной системы является время возвращения рабочей точки рессоры в начальное положение. На рис. 2, *а* показан процесс затухания свободных колебаний объекта (амплитуда ξ_1) и рессоры (амплитуда ξ_{max}) при использовании в качестве жидкости керосина с коэффициентом динамической вязкости $\mu = 1{,}5 \cdot 10^{-3}$ Па · с.

Параметры системы: $S_2/S_1 = 5$; $c_3 = 22 \cdot 10^3$ Н/м; $k_1 = -17 \cdot 10^3$ Н/м; $\beta = \dfrac{\tilde{S}^2}{\mu L} = 2{,}23$ 1/(Па · с · м); $m = 100$ кг; $m_1 = 5$ кг; $\tilde{S} = S/S_1$.

Колебательный процесс объекта и рессоры около равновесного положения длится более 20 с. В первые секунды объект отклоняется от своего

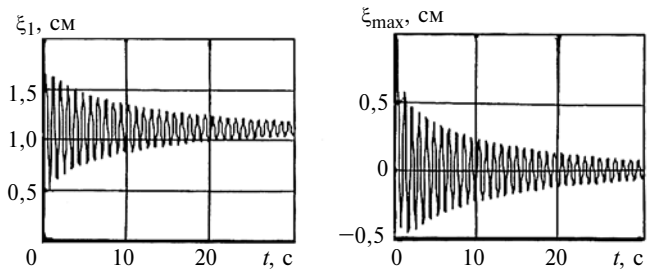


Рис. 3. Затухания свободных колебаний объекта виброзащиты (ξ_1) и рессоры (ξ_{max}) с учетом нелинейности ее упругой характеристики

нового начального положения примерно на 1 см. В это же время рессора осуществляет небольшое перемещение ($\xi_{max} \approx 0{,}1$ см), так как процесс перетекания жидкости начинается сразу.

Затухание колебаний можно ускорить, если увеличить коэффициент динамической вязкости. На рис. 2, *б* показан затухающий процесс свободных колебаний, в котором в качестве жидкости используют скайдрол (авиационную рабочую жидкость с $\mu = 1{,}16 \cdot 10^{-2}$ Па · с), в этом случае $\beta = 0{,}288$ 1/(Па · с · м). Здесь возвращение рессоры в начальное положение также носит колебательный характер, но длится около 15 с. При этом первое отклонение объекта почти не изменилось, а рессора прогибается намного больше по сравнению с предыдущим прогибом (≈0,6 см).

При дальнейшем увеличении коэффициента μ время возвращения рессоры в начальное положение снова увеличивается, начальная амплитуда объекта практически не меняется, а амплитуда рессоры возрастает до 1,3 см (рис. 2, *в*) т. е. она приближается к начальной амплитуде объекта. В этом случае использовали трансформаторное масло [3] [$\mu = 3{,}16 \cdot 10^{-2}$ Па · с; коэффициент $\beta = 0{,}106$ 1/(Па · с · м)]. Возвращение рессоры в начальное положение представляет собой апериодическое движение с наложением колебательного движения с частотой 1 Гц.

При дальнейшем увеличении коэффициента μ время выхода рессоры в номинальный режим еще больше увеличивается. На рис. 2, *г* показаны свободные колебания объекта и рессоры, в случае использования оливкового масла [$\mu = 8{,}4 \cdot 10^{-2}$ Па · с; коэффициент $\beta = 0{,}0398$ 1/(Па · с · м)]. Так как его вязкость значительная, то при увеличении нагрузки перемещения рессоры и объекта почти одинаковы (≈2 см — одновременная деформация рессоры и пружины *6*). При перетекании жидкости возвращение рессоры в рабочее состояние представляет собой апериодическое движение с наложенными колебаниями. Чтобы в этом случае получить время выхода системы в рабочее состояние, например, как при использовании скайдрола (см. рис. 2, *б*), необходимо в соответствии с формулой (9) иметь коэффициент $\beta = 0{,}288$. Этого можно достигнуть или увеличением площади поперечного сечения канала *8* $\tilde{S} = S/S_1$ (см. рис. 1) или уменьшением его длины L. Желаемый результат можно получить, например, при $\tilde{S} = 0{,}044$.

На рис. 3 показано влияние нелинейности упругой характеристики на процесс возвращения рессоры в исходное положение при $k_3 = 2 \cdot 10^7$ Н/м^3, $\mu = 8{,}4 \cdot 10^{-2}$ Па · с. Сравнивая рис. 3 с рис. 2, *г*, который получен при $k_3 = 0$, видим, что амплитуды колебания как объекта, так и рессоры уменьшились почти в 2 раза.

Для исследования вынужденных колебаний данной системы первое уравнение в системе уравнений (8) заменим уравнением

$$\ddot{\xi}_1 = -c_{11}\xi_{max} - c_{12}\xi_1 - c_{13}\xi_{max}^3 - 2n\dot{\xi}_1 - A_e\omega^2\sin(\omega t),$$

которое учитывает нелинейность упругой характеристики рессоры и дополнительное вязкое демпфирование. Рассмотрим кинематическое воздействие на объект виброзащиты с частотой ω и амплитудой основания A_e. Второе уравнение в системе уравнений (8) остается без изменения. Коэффициент передачи отвечает поставленной задаче. Например, как видно из амплитудно-частотной характеристики (рис. 4), вычисленной при амплитуде колебаний основания $A_e = 2 \cdot 10^{-2}$ м, коэффициенте демпфирования $n = 2{,}5$ 1/с и коэффициенте $k_3 = 2 \cdot 10^7$ Н/м^3, коэффициент передачи КП = 1,6 на резонансной частоте колебаний ω или $\nu = 1$ Гц.

При частоте $\nu > 5$ Гц колебаний основания, к которому крепится защищаемый объект, перетекания жидкости по каналу *8* (см. рис. 1) нет, и гидроцилиндры *3* и *4* вместе с объектом будут перемещаться как одно целое.

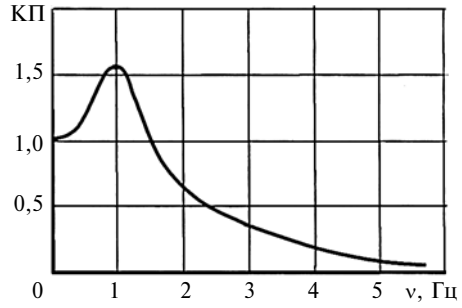


Рис. 4. Зависимость коэффициента передачи КП виброзащищаемого объекта при кинематическом воздействии от частоты ν колебаний основания

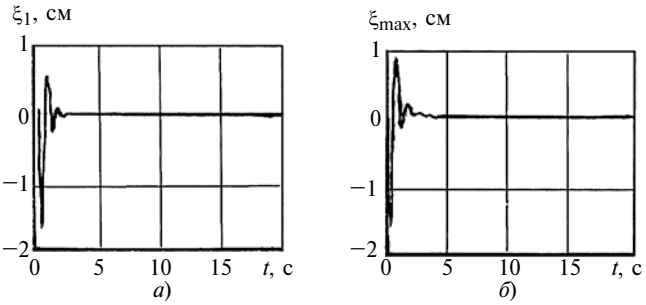


Рис. 5. Затухания колебаний объекта (*а*) и рессоры (*б*) при ударном воздействии

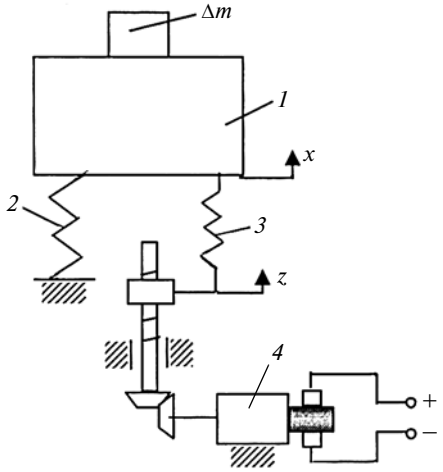


Рис. 6. Схема виброзащитной подвески с электромеханическим управлением

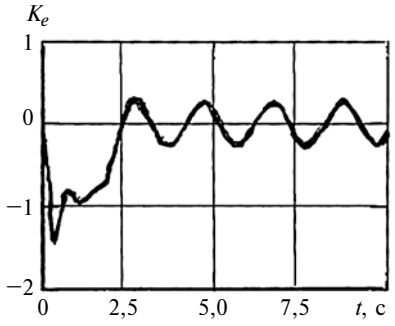


Рис. 7. Изменение относительного перемещения K_e объекта с добавочной массой в текущем времени

Рассмотрим поведение системы при ударном воздействии на объект силой $F_0 = 290$ Н в течение времени $T = 0{,}1$ с. Первое уравнение системы (8) в этом случае будет иметь вид:

$$m\ddot{\xi}_1 = -k_1\xi_{\max} - k_3\xi_{\max}^3 - c_3\xi_2 - b\dot{\xi}_1 + F_0\sin((\pi/T)t) \text{ при } t < T;$$

$$m\ddot{\xi}_1 = -k_1\xi_{\max} - k_3\xi_{\max}^3 - c_3\xi_2 - b\dot{\xi}_1 \text{ при } t \geq T.$$

При ударном воздействии колебания системы затухают практически за один период (рис. 5). Движения объекта и рессоры почти синхронны.

Проведем аналогичное исследование виброзащитной подвески с электромеханическими элементами управления. На рис. 6 приведена схема такой подвески, где *1* — защищаемый объект; *2* — нелинейно-упругий элемент; *3* — регулировочная пружина с постоянной жесткостью C_2, натягом которой можно компенсировать изменения веса объекта. Для этого перемещают конец пружины механизированным приводом *4*, используя показания датчика положения объекта.

Уравнение вынужденных колебаний объекта массой m при увеличении его массы на Δm и перемещении конца пружины *3* по закону $z = vt$ (v — скорость перемещения) имеет вид:

$$\ddot{x} + k_1^2 x + k_3 x^3 + k_2 z + 2n\dot{x} - G = A_e\omega^2\sin(\omega t), \quad (13)$$

где k_1, k_3 — коэффициенты нелинейной упругой характеристики; k_2 — коэффициент упругой характеристики регулировочной пружины; n — коэффициент демпфирования; $G = \Delta mg/(m + \Delta m)$.

Интегрируем уравнение (13) при $k_1 = 6{,}28$ с$^{-1}$; $k_2 = 181{,}1$ с$^{-2}$; $k_3 = 3{,}96$ см$^{-2} \cdot$ с$^{-2}$; $n = 3$ с$^{-1}$; $m =$ $= 100$ кг; $\Delta m = 20$ кг; $A_e = 2$ см; $\omega = 2\pi\nu = 3{,}142$ с$^{-1}$; $v = 0{,}4$ см/с.

На рис. 7 показана зависимость относительного перемещения K_e объекта с добавочной массой от времени. Процесс возвращения в номинальное состояние в данном случае занял $\approx$3 с, так как конец регулировочной пружины достаточно переместить на 0,92 см.

Рассмотренные технические решения и полученные математические модели позволяют создавать виброзащитные подвески с автоматическим управлением их несущей способности и обеспечивают защиту высокой эффективности, исключая энергозатраты в системе управления.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **А. с. 1364790 СССР:** Виброизолятор.

2. **Безызвестных О. В., Цесарский И. Б., Юрьев Г. С.** Исследование работы вибратора с жидкостным фильтром // Методы, средства и метрологическое обеспечение испытаний изделий. М.: МД НТП, 1985. С. 14—19.

3. **Свешников В. К., Усов А. А.** Станочные гидроприводы: Справочник. М.: Машиностроение, 1995. 448 с.

УДК 621.833.65

Л. А. РУМЯНЦЕВ (ООО "УК КОМ", г. Набережные Челны), e-mail: leonrum@yandex.ru

Анализ новых планетарных коробок передач

Предложена новая схема гидромеханической планетарной коробки передач.

Ключевые слова: планетарная коробка передач, трансмиссия, проходимость машины, фрикционные муфты, фрикционные тормоза.

The proposed new scheme hydromechanical planetary gearbox.

Keywords: planetary gearbox, transmission, flotation machine, friction clutches, friction brakes.

Гидромеханические коробки передач используют на легковых автомобилях, автомобилях высокой проходимости, тракторах и специализированных транспортных средствах. Они упрощают управление трансмиссией и повышают проходимость машины. В состав гидромеханических передач (ГМП) входят гидротрансформатор (ГТ), планетарная коробка передач (ПКП) и устройство управления. Передачи переключают с помощью фрикционных муфт (С) и фрикционных тормозов (Т).

Особенность ПКП заключается в частичном избирательном включении фрикционных муфт и тормозов. При переключении фрикционные диски проскальзывают, что является причиной значительных потерь мощности. На первой ступени ГМП потери мощности обусловлены работой гидротрансформатора. Поэтому транспортные средства, оборудованные ГМП, в сравнении с машинами с механическими передачами, оснащенными ступенчатой коробкой передач и сцеплением, имеют низкую динамику разгона и повышенный расход топлива. Кроме того, стоимость ГМП в 2,5—4 раза выше стоимости механической трансмиссии. Стоимость ГМП и ее габаритные размеры зависят от числа планетарных рядов в ПКП.

Потери в выключенных фрикционных муфтах и тормозах принято оценивать условной потерей мощности $N_{\text{ус}}$, равной сумме произведений относительных крутящих моментов (ОКМ) $M_{\text{от}}$ каждого фрикционного элемента на относительную частоту $n_{\text{от}}$ проскальзывания (ОЧП) фрикционных дисков [1]:

$$N_{\text{ус}} = \Sigma M_{\text{от}i} n_{\text{от}i}.$$

При сравнении учитываются число планетарных рядов в ПКП и частота относительного вращения сателлитов, во многом определяющая ресурс ПКП.

В шестиступенчатых ГМП, выпускаемых такими фирмами, как Allison, Renk, ZF и МЗКТ (г. Минск), в ПКП элементы планетарных рядов от входа к выходу соединяются непосредственно между собой или через фрикционные муфты. В результате этого в ПКП на тормозе ступени заднего хода создается значительный момент $M_{\text{от}}$, который на ступенях U2—U6 определяет основную составляющую условной потери $N_{\text{ус}}$ мощности.

На рис. 1 показана кинематическая схема ПКП МЗКТ (аналог ПКП Allison), в табл. 1 приведены ее основные параметры.

Фрикционный тормоз Т1, включаемый на ступенях U1 и UR, имеет $M_{\text{от}} = 7{,}962$, что требует установки большого числа фрикционных дисков. Следовательно, на ступенях U6 и U5 при ОЧП $n_{\text{от}} = 1$ на тормозе Т1 потери мощности составят $N_{\text{ус}} = 7{,}962$. Тормоз Т1 используется и на ступени U1, где требуемый крутящий момент вдвое меньше.

На рис. 2 приведена кинематическая схема новой шестиступенчатой ПКП [2], которая содержит: двухступенчатый планетарный редуктор *1* с планетарным рядом *7*, управляемым фрикционным тормозом Т2 и фрикционной муфтой С3, и новую трехступенчатую планетарную передачу *2*, которая имеет два планетарных ряда *5* и *6*, управляемых фрикционными тормозами Т1 и TR, а так-

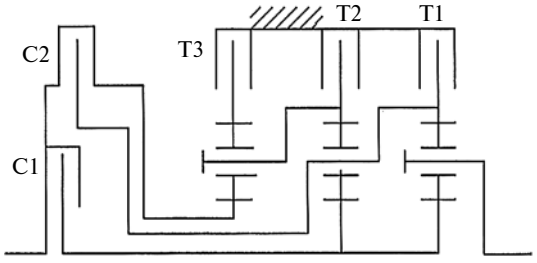


Рис. 1. Кинематическая схема ПКП марки МЗКТ (аналог Allison)

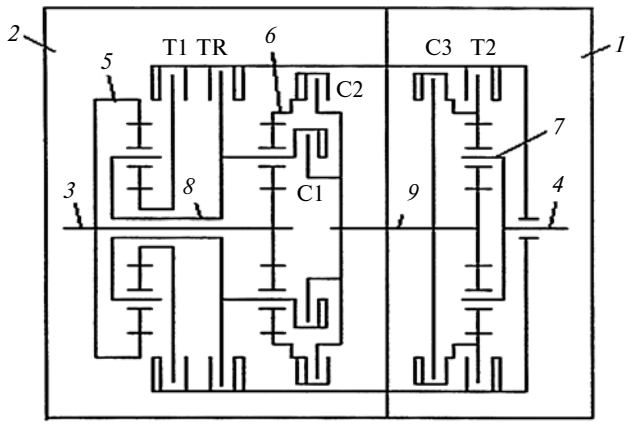


Рис. 2. Кинематическая схема новой шестиступенчатой ПКП

же муфтами C1 и C2. Вал *3* — входной, с вала *4* крутящий момент передается к колесам транспортной машины. Коэффициент, определяющий конструктивные параметры планетарных рядов: K1 = 2,25; K2 = K3 = 1,895; числа сателлитов n_w = 4 и 5.

Отличительной особенностью данной ПКП является передача крутящего момента с водила первого планетарного ряда через водило *8* второго планетарного ряда и муфту C1 на входной вал *9* двухступенчатого редуктора *1*. При этом коронная шестерня второго планетарного ряда через муфту C2 также соединена с входным валом *9* планетарного редуктора *1*.

Таким образом, имеем шесть ступеней с передаточными числами: $U1 = \frac{K2(K1+1)(K3+1)}{K1(K2+1)-(K1+1)}$; $U2 = \frac{(K1+1)(K3+1)}{K1}$; U3 = K3 + 1; U4 = $= \frac{K2(K1+1)}{K1(K2+1)-(K1+1)}$; $U5 = \frac{K1+1}{K1}$; U6 = 1, и передаточным числом ступени заднего хода UR = K2(K3 + 1), которая включается фрикционными тормозами TR и T2.

Передаточные числа ступеней U4 и U5 взаимосвязаны — при уменьшении U5 уменьшается передаточное число U4 и шаг между ними (рис. 3).

Фрикционный тормоз TR используется только при заднем ходе, поэтому его можно заменить зубчатой муфтой MR, что снизит потери мощности на всех ступенях переднего хода (рис. 4).

При холостом ходе ДВС на минимальной частоте при выключенном тормозе T1 может иметь место небольшое "ведение" на водиле второго планетарного ряда. Поэтому перед включением заднего хода зубчатой муфтой MR водило в положении нейтрали ПКП необходимо затормозить, что достигается устройством MR включения муфты на ступени заднего хода (рис. 5) [3—4]. На корпусе *1* планетарной передачи закреплен кольцевой цилиндр *2* с прорезями *3* на внутренней стороне, внутри которого размещен поршень *4* с прорезями *5*. В прорези *3* и *5* входят лепестки *6*, расположенные

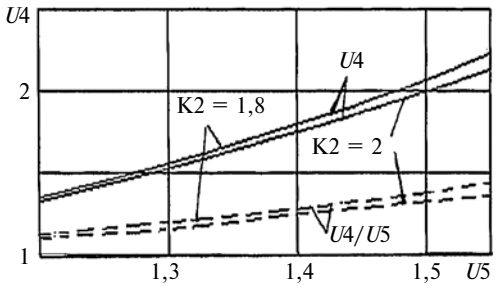


Рис. 3. Зависимости передаточного числа ступени U4 от передаточного числа ступени U5 и отношения U4/U5 при разных конструктивных параметрах планетарного ряда K2 = 1,8; 2

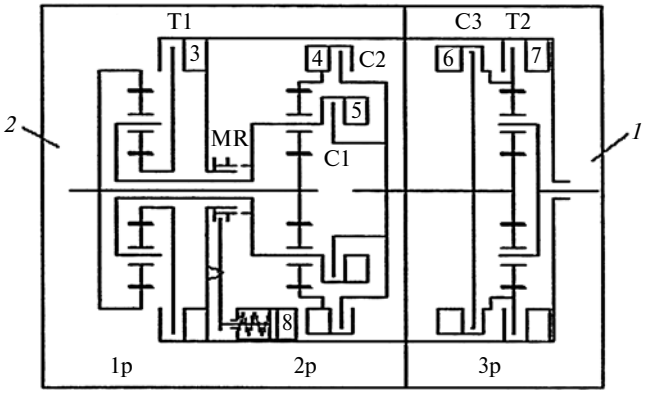


Рис. 4. Кинематическая схема ПКП при включении ступени заднего хода муфтой MR:
1 — двухступенчатый редуктор; *2* — трехступенчатая планетарная передача; *3*, *7* — цилиндры фрикционных тормозов; *4—6* — цилиндры фрикционных муфт; *8* — цилиндр зубчатой муфты; 1p—3p — планетарные передачи

на внешней стороне опорного диска *7*, снабженного зубчатой полумуфтой *8* с внутренними зубьями. Лепестки *6* опорного диска *7* поджаты относительно корпуса *1* пружинами *9*. На опорном диске *7* выполнен кольцевой упор *10*, к которому мембранной пружиной *11* прижат фрикционный диск *12* с лепестками *13* по наружному диаметру, которые входят в пазы *3* цилиндра *2*.

На водиле *14* второго планетарного ряда *16* установлена вторая зубчатая полумуфта *15* с наруж-

Таблица 1

Ступень	*u*	Включаемые элементы	КПД зацепления	ОКМ на фрикционе		ОЧП на фрикционах					ОЧВ на сателлитах		
						C1	C2	T1	T2	T3	1p	2p	3p
U1	4,40	C1, T1	0,977	1	3,400	0	1	0	−0,417	−1,199	−3,498	−1,429	−0,644
U2	2,20	C1, T2	0,981	1	1,200	0	0,706	0,294	0	−0,552	−2,269	−1,008	−0,455
U3	1,52	C1, T3	0,986	0,701	0,542	0	0,455	0,545	0,356	0	−1,590	−0,650	0,293
U4	1,00	C1, C2	1,000	0,227	0,773	0	0	1	1	1	0	0	0
U5	0,75	T3, C2	0,983	−0,260	1,144	−1,546	0	1	0,355	0	−1,590	−2,208	−0,995
U6	0,65	T2, C2	0,981	−0,353	1	−2,400	0	1	0	−0,552	−2,469	−3,429	−1,545
UR	−4,95	T1, T3	0,929	−7,962	1,810	1,854	0	0	0,356	0	−1,591	1,220	0,550

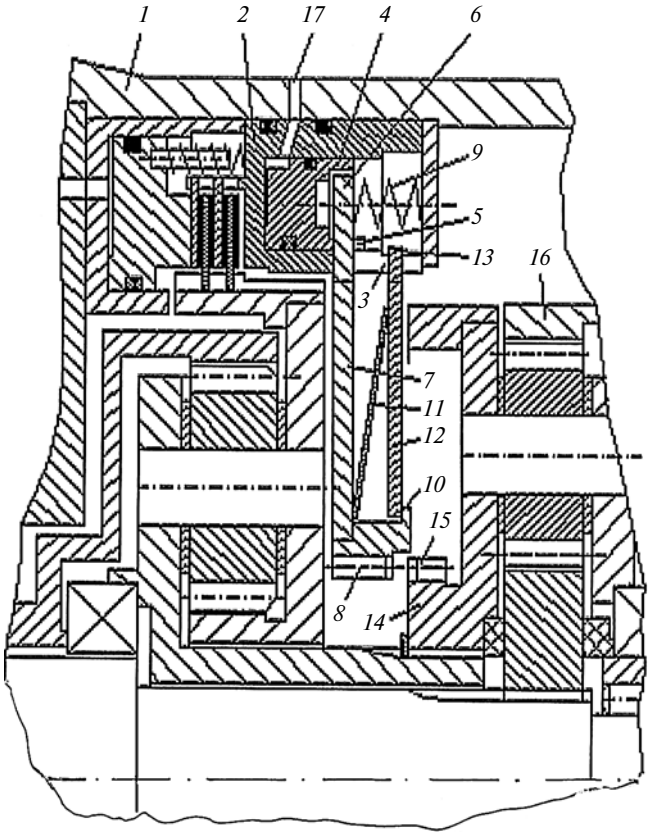


Рис. 5. Устройство включения зубчатой муфты

ными зубьями. Осевой зазор между фрикционным диском *12* и водилом *14* меньше осевого зазора между зубчатыми полумуфтами *8* и *15*.

Включение зубчатой муфты MR осуществляется в положении нейтрали Н при подаче в цилиндр *2* через канал *17* под давлением воздуха или масла. Поршень *4* начинает перемещаться вправо, при этом фрикционный диск *12* упирается в водило *14*, создавая тормозной момент. При повышении давления в цилиндре *2* происходит сжатие мембранной пружины *11*, что увеличивает тормозной момент на фрикционном диске *12* и затормаживает водило *14*. Зубчатая полумуфта *8* входит в ответную часть полумуфты *15*, т. е. происходит включение зубчатой муфты MR.

Изменением предварительного натяга и жесткости мембранной пружины *11* можно оптимизировать затормаживание водила *14*. Использование зубчатой муфты MR вместо фрикционного тормоза TR также снижает момент инерции на водилах планетарных рядов, что уменьшает динамические нагрузки при переключении ступеней.

В табл. 2 приведены основные параметры новой ПКП (см. рис. 4). Ступени переднего хода отличаются малым проскальзыванием фрикционных муфт и тормозов, а также низкой частотой вращения сателлитов, что повышает ресурс передачи.

В табл. 3 приведены основные параметры новых ПКП и известных ПКП, сравнение которых показало, что по таким показателям, как ОЧП сателлитов и потери мощности новые ПКП превосходят лучшие зарубежные аналоги. Причем по потерям мощности новая ПКП (см. рис. 4) сопоставима с потерями мощности в механических передачах со сцеплением.

Таблица 2

Ступень	*u*	Шаг ступени *P*	КПД зацепления	Включаемые элементы			ОКМ на фрикционе			ОЧП на фрикционе					ОЧВ на сателлитах		
										C1	C2	C3	T1	T2	1р	2р	3р
U1	5,463	1,307	0,95	T1	C2	T2	−0,44	1,887	4,463	−0,16	0	0,470	0	0	−1,1	0,692	0,74
U2	4,180	1,444	0,97	T1	C1	T2	−0,44	1,444	3,173	0	0,16	0,307	0	0	−1,1	0,692	0,96
U3	2,895	1,534	0,98	C2	C1	T2	−1,89	2,895	1,895	0	0	1	1	0	0	0	1,40
U4	1,887	1,307	0,97	T1	C2	C3	−0,44	1,887	1,883	−0,16	0	0	0	0,47	−1,1	0,692	0
U5	1,444	1,444	0,98	T1	C1	C3	−0,44	1,440	1,444	0	0,16	0	0	0,53	−1,1	0,692	0
U6	1	—	1	C2	C1	C3	−1,89	2,895	1	0	0	0	1	1	0	0	0
UR	−5,486	—	0,95	MR	C2	T2	−1,89	1,887	−4,480	−1,95	0	−1,440	−1,26	0	3,6	−2,23	0,77

Таблица 3

Передача	U8					U5				
	$N_{ус}$	ОЧВ на сателлитах				$N_{ус}$	ОЧВ на сателлитах			
		1р	2р	3р	4р		1р	2р	3р	4р
МЗКТ	11,362	2,46	3,42	1,54	—	10,000	1,59	2,200	0,975	—
Renk	15,152	1	1	1	1	8,310	0	0,615	0,615	0,615
ZF 6-HP90-2	9,260	3,42	3,42	2,42	—	8,316	1	1	0,700	—
См. рис. 2	8,825	0	0	0	—	3,560	1,1	0,692	0	—
См. рис. 4	5,930	0	0	0	—	2,680	1,1	0,692	0	—

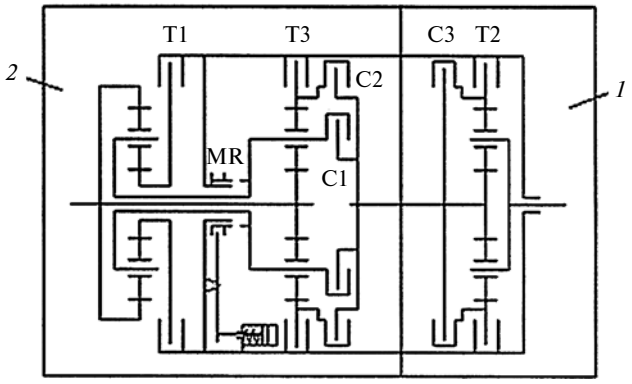


Рис. 6. Кинематическая схема отечественной восьмиступенчатой ПКП

Анализ кинематических схем (см. рис. 2, 4) показал, что на коронной шестерне второго планетарного ряда можно устанавливать фрикционный тормоз Т3 (рис. 6). Таким образом, ПКП с тремя простыми планетарными рядами становится восьмиступенчатой. Все известные в мировой практике семи- и восьмиступенчатые ПКП имеют четырепять планетарных ряда, т. е. более сложную конструкцию.

Таким образом, настоящие разработки позволяют получить ряд унифицированных шести-, семи- и восьмиступенчатых ГМП.

В табл. 4 приведен вариант передаточных чисел *u* ПКП (см. рис. 6), фрикционные муфты, тормоза и MR для каждой ступени. Заметим, что введение фрикционного тормоза Т3 увеличивает потери мощности на ступенях U8 и U7 незначительно ($N_{ус}$ = 1,895), поэтому в восьмиступенчатой ПКП новой конструкции потери мощности будут меньше, чем в известных зарубежных шестиступенчатых ПКП. В составе ГМП при Кг = 1,80÷1,85 данную ПКП можно использовать в тяжелых карьерных самосвалах, а также гусеничных двухзвенных транспортерах (ДТ) грузоподъемностью до 100 т.

Для гусеничных тракторов и гусеничных ДТ грузоподъемностью до 8 т, предназначенных для работы в условиях Арктики и на заболоченных грунтах, допускается в составе ГМП увеличение шага между ступенями в ПКП. При этом общий диапазон передаточных чисел должен быть не меньше 12. Для данных условий эксплуатации в табл. 5 приведены параметры ПКП (см. рис. 4), как составной части ГМП с Кг = 2. В данной ПКП унифицированы по зубьям все три планетарных ряда, что упрощает их изготовление.

Для арктических гусеничных ДТ ввиду чрезвычайно низких температур и возможных высокочастотных электромагнитных полей устройство управления ГМП должно быть электрогидравлическим, т. е. электроника исключается. При этом особое внимание следует уделять устройствам переключения ступеней без разрыва потока мощности, так как эти машины практически не имеют наката.

На рис. 7 приведена схема устройства управления ПКП для ДТ, где все фрикционные муфты и тормозные механизмы включаются двухпозиционными клапанами *9—13*, управляемыми снабженными электромагнитами клапанами-пилотами *14—17*, которые соединены с электрическим аккумулятором *18*.

Клапаны-пилоты *14—17* управляются от электрического переключателя ступеней *19* через диодную матрицу *20*. Электрический переключатель ступеней *19* кинематически связан с рычагом *21* контроллера, т. е. переключение ступеней выполняется вручную (Power shift, поз. *22*).

Давление $p_н$ для включения фрикционов создается приводимым от двигателя масляным насосом *23*, соединенным с клапаном-ограничителем давления *24*. Масло для работы ПКП находится в поддоне *25*, куда сливается масло из всех узлов и, в частности, из ограничителя давления *24*.

В каналах слива клапанов *9—11* трехступенчатой планетарной передачи *2* (см. рис. 4) установлены обратные клапаны *26—28* (см. рис. 7), а в каналах подачи давления — обратные клапаны *29—31*. Каналы слива клапанов *26—28* соединены с клапаном сброса давления *32*, а каналы подачи давления в клапаны *9—11* соединены с аккумулятором давления *33*, который через жиклер *34* соединен с масляным насосом *23*. В устройстве управления также предусмотрен клапан слива *35*, управляемый от

Таблица 4

Ступень	*u*	*P*	Включаемые элементы		
U1	11,580	1,530	T3	C1	T2
U2	7,550	1,307	T1	C2	T2
U3	5,776	1,444	T1	C1	T2
U4	4,000	1,381	C2	C1	T2
U5	2,895	1,530	T3	C1	C3
U6	1,887	1,306	T1	C2	C3
U7	1,444	1,444	T1	C1	C3
U8	1	—	C2	C1	C3
UR	−7,548	—	MR	C2	T2

Таблица 5

Ступень	*u*	*P*	Включаемые элементы		
U1	6,0	1,33	T1	C2	T2
U2	4,5	1,50	T1	C1	T2
U3	3,0	1,50	C2	C1	T2
U4	2,0	1,33	T1	C2	C3
U5	1,5	1,50	T1	C1	C3
U6	1	—	C2	C1	C3
UR	−6,0	—	MR	C2	T2

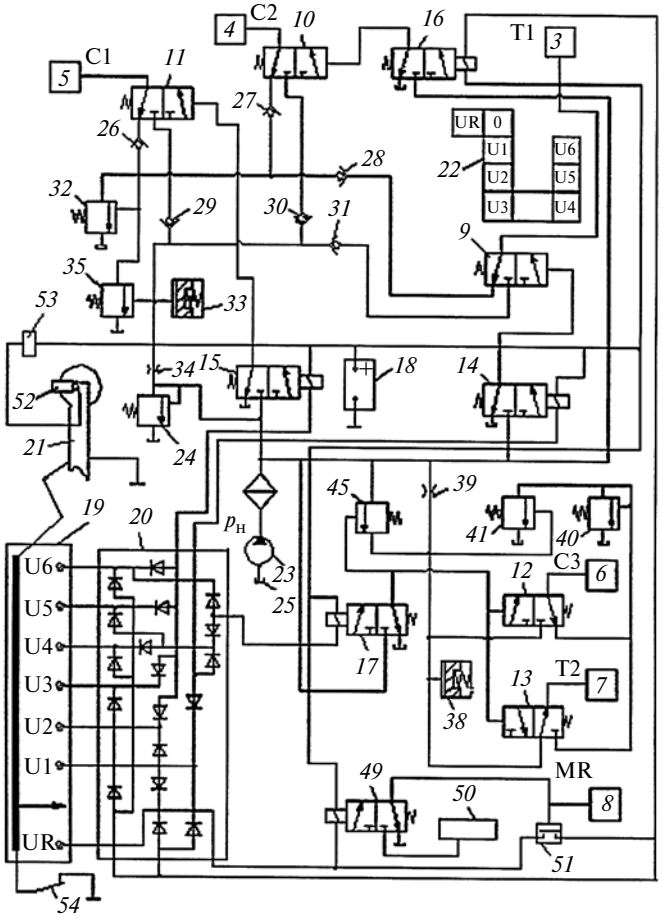


Рис. 7. Устройство управления ПКП, представленной на рис. 4: *1—8* — см. рис. 4; *9—13* — клапаны; *14—17* — клапаны-пилоты; *18* — электрический аккумулятор; *19* — переключатель ступеней; *20* — диодная матрица; *21* — рычаг переключения ступеней; *22* — схема переключений; *23* — масляный насос; *24* — клапан — ограничитель давления; *25* — гидробак; *26—31* — обратные клапаны; *32*, *40* — клапаны сброса давления; *33* — гидроаккумулятор; *34*, *39* — жиклеры; *35*, *41* — клапаны слива; *45* — клапан форсированного включения; *49* — электропневмоклапан; *50* — пневморесивер; *51* — датчик; *52* — кнопка; *53* — обмотка реле; *54* — контакт реле

аккумулятора давления *33*. Особенностью данной схемы является включение тормоза Т2 в положении нейтрали и на ступенях U1—U3 и UR.

Если в переключателе ступеней *19* установлена ступень U1, то клапан-пилот *14* включает тормоз Т1, а клапан-пилот *16* включает муфту С2.

При движении машины в момент $t_п$ происходит переключение со ступени U1 на ступень U2. При этом клапан-пилот *16* выключается, а клапан-пилот *15* соединяет цилиндр *5* муфты С1 через обратный клапан *29* и клапан *11* с полностью заряженным аккумулятором давления *33*. При этом ранее включенный на ступени U1 фрикционный тормоз Т1 остается под давлением $p_н$, так как продолжает быть включенным клапан-пилот *14*, и цилиндр *3* соединяется с обратным клапаном *31*, находящимся в закрытом состоянии.

На ступени U2 клапан-пилот *16*, ранее включенный на ступени U1, выключается, поэтому цилиндр *4* муфты С2 соединяется с гидробаком *25*.

Сброс давления p_4 в цилиндре *4* до p_{32} выполняет клапан сброса давления *32* через обратный клапан *27*. Одновременно давление в цилиндре *4* сбрасывается и через открытый клапан слива *35* до давления p_{35}. При $p_4 \le p_{35}$ клапан *35* закрыт, при $p_4 \le p_{32}$ закрывается и клапан сброса давления *32*.

На рис. 8, *а* показан график сброса давления p_4 в цилиндре *4*.

Из полностью заряженного аккумулятора давления *33* (см. рис. 7) масло через большое проходное сечение поступает в цилиндр *5* фрикционной муф-

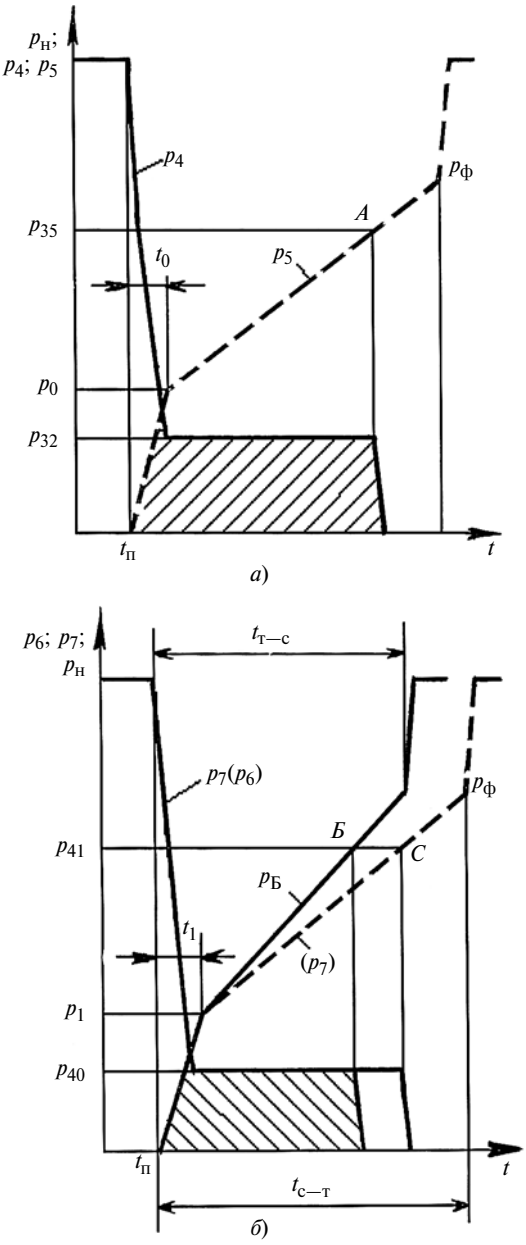


Рис. 8. Графики переключения фрикционов:
а — в планетарной передаче; *б* — в планетарном редукторе

ты С1. За время t_0 давление в цилиндре *5* достигает величины p_0. Объем аккумулятора давления *33* и жесткость пружины аккумулятора выбираются так, что при достижении давления p_0 все зазоры в фрикционной муфте должны быть выбраны и фрикционная муфта С1 должна передавать определенный начальный крутящий момент, например 15 % от максимального крутящего момента муфты.

Далее аккумулятор давления *33* начинает заряжаться через жиклер *34*. Одновременно повышается давление p_5 во включаемом цилиндре *5* муфты С1 (см. рис. 8, *а*). При повышении давления p_5 в цилиндре *5* до p_{35} (точка *А*) открывается клапан *35* слива (см. рис. 7), который сбрасывает сохраняемое давление p_{32} в цилиндре *4* до нуля, так как дальнейшее проскальзывание фрикционной муфты С2 нерентабельно. На рис. 8, *а* зона перекрытия при переключении ступеней заштрихована. При $p_0 \geq p_{32}$ уменьшается время переключения фрикционов и снижается работа проскальзывания. Давление $p_ф$ характеризует момент полной зарядки аккумулятора *33* (см. рис. 7) давления и включения фрикциона.

Введение в устройство управления ПКП клапана слива *35* позволяет получить при переключении фрикционов управляемую по величине и продолжительности зону перекрытия с заданными параметрами и исключить излишнее пробуксовывание [5]. Важно, что продолжительность зоны перекрытия зависит от давления во включаемом фрикционе, что при использовании Power shift гарантирует переключение ступеней в ПКП без разрыва потока мощности, чего нет во всех известных подобных системах управления.

Все переключения фрикционных муфт С1 и С2, а также фрикционного тормоза Т1 будут происходить аналогично переключениям планетарной передачи *2*.

При управлении переключением цилиндра *6* муфты С3 и цилиндра *7* тормоза Т2 двухступенчатого планетарного редуктора *1* используется аккумулятор давления *38*, соединенный с масляным насосом *23* через жиклер *39*, а клапаны *12* и *13* соединены с клапаном *40* сброса давления и клапаном *41* слива.

В переключении со ступени U3 на ступень U4 также участвует клапан *45* форсированного включения, соединенный параллельно жиклеру *39* и управляемый от клапана-пилота *17*.

На рис. 8, *б* представлены графики сброса давления p_7 в выключаемом тормозе Т2 или давления p_6 в цилиндре муфты С3.

При включении муфты С3 в аккумуляторе давления *38* масло за время t_1 сбрасывается в цилиндр *6*, где создается начальное давление p_1. Далее аккумулятор давления *38* начинает заряжаться через жиклер *39* и включенный клапан *45* форсированного включения. При этом давление в цилиндре *6* повышается, открывается клапан *41* слива (точка *Б*), сбрасывая сохраняемое давление p_{40} в выключаемом цилиндре до нуля; зона перекрытия заштрихована, время переключения с тормоза Т2 на фрикционную муфту С3 обозначено $t_{т\text{-}с}$.

При переключении со ступени U4 на ступень U3 происходит сброс давления p_6 в цилиндре *6*. Однако включение цилиндра *7* (давление p_7) тормоза Т2 будет проходить медленнее, так как отключен клапан *45*. Поэтому время переключения на понижающую ступень U3 будет соответствовать $t_{с\text{-}т} > t_{т\text{-}с}$ (см. рис. 8, *б*), что за время переключения на понижающую ступень обеспечивает повышение частоты вращения вала двигателя и предотвращает толчок машины.

Однако работа и мощность проскальзывания на фрикционном тормозе Т2 несколько увеличивается, что следует считать допустимым, так как переключение со ступени U4 на ступень U3 происходит редко.

При включении ступени UR электропневматический клапан *49*, например В3-352 (НПО "Спецэлектромагнит"), подает воздух под давлением из ресивера *50* в цилиндр *8* включения зубчатой муфты MR. При повышении в цилиндре *8* давления до заданной величины срабатывает датчик *51*, включающий цилиндр *4* муфты С2.

Нажатием кнопки *52* на рычаге *21* можно рычаг переключения ступеней перевести из любой позиции в положение нейтрали, так как включаемое реле *53* разомкнет контакт реле *54* и обесточит переключатель ступеней *19*. При этом ранее включенная ступень в планетарной передаче выключается клапаном слива *35* и происходит включение фрикционного тормоза Т2, подготавливая ПКП к последующему троганию машины.

Новые технические решения позволяют создавать ГМП с лучшими характеристиками, чем у зарубежных аналогов.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Косов В. П.** Проектирование гидромеханических передач транспортных машин. Курган: КГУ, 2000.
2. **Пат. 37586 Рос. Федерации на полезную модель.** Планетарная коробка передач транспортной машины.
3. **Пат. 142265 Рос. Федерации на полезную модель.** Планетарная передача с устройством включения ступени заднего хода зубчатой муфтой.
4. **Румянцев Л. А.** Новые планетарные коробки перемены передач // Строительные и дорожные машины. 2014. № 6.
5. **Пат. 2518788 Рос. Федерации на изобретение.** Устройство управления планетарной коробкой передач.

УДК 620.178

Д. И. ШЕТУЛОВ, д-р техн. наук, В. Н. КРАВЧЕНКО, В. В. МЫЛЬНИКОВ, кандидаты технических наук
(Нижегородский ГТУ им. Р. Е. Алексеева), e-mail: mrmylnikov@mail.ru

Прогнозирование показателей прочности и долговечности деталей автомобиля на основании модели усталостного разрушения конструкционных материалов

Определяются параметры модели усталостного разрушения с позиций физических процессов, происходящих на поверхности материалов. Обосновывается возможность их применения для прогнозирования прочности и долговечности деталей автомобиля.

Ключевые слова: поверхность, повреждаемость, сопротивление усталости, микроструктура, прочность, долговечность.

The parameters of fatigue failure model from position of physical processes, taking place on materials surface, are being determined. The possibility of their application for forecasting of strength and durability of automobile parts is substantiated.

Keywords: surface, damageability, fatigue strength, microstructure, strength, durability.

Для эффективного проектирования и безопасной эксплуатации технических объектов необходимо знать точные значения показателей сопротивления усталости материалов для назначения допустимых эксплуатационных нагрузок. Решение задач прочности и долговечности деталей машин и конструкций связано с изучением влияния изменения структуры тонкого активного поверхностного слоя на его повреждаемость и определяющих ее показателей сопротивления усталости. В сложных условиях работы деталей машин и конструкций в поверхностных слоях материалов зарождаются трещины.

Цель работы — определить параметры модели усталостного разрушения с позиций физических процессов, происходящих на поверхностях материалов и обосновать возможность их применения для прогнозирования прочности и долговечности деталей автомобиля.

Исходя из того, что первым деформируется поверхностный слой твердого тела [1, 2], рассмотрим поведение поверхностного слоя материала при прочих равных условиях. В качестве характеристики материала примем энергию γ дефекта упаковки. Сравним два образца из разных материалов с относительно малой (M_1) и большой (M_2) энергией γ, испытанных в одинаковых условиях, и рассмотрим их пластическую деформацию. Под действием внешних сил линия BC дислокации (рис. 1, *а*) скользит к поверхности образца, но ее скольжение будет разным при M_1 и M_2. Более "узкая" дислокация при M_2 (рис. 1, *б*) будет скользить в плоскости быстрее по сравнению с более "широкой" дислокацией при M_1 (рис. 1, *в*). "Узкая" дислокация при M_2 легче преодолевает препятствия в плоскости скольжения и переходит в поперечную плоскость, т. е. более свободно совершает поперечное скольжение, чем дислокация при M_1. Таким образом, разупрочняющие процессы совершаются свободнее при M_2, чем при M_1. Торможение дислокаций у препятствий в плоскостях скольжения тем эффективнее, чем ниже энергия γ. Следовательно, чем выше энергия γ, тем больше превалирует разупрочнение и тем меньше материал сопротивляется пластической деформации путем скольжения расщепленных дислокаций. И наоборот, чем ниже энергия γ, тем больше материал сопротивляется пластической деформации, т. е. материал способен к деформационному упрочнению. Параметр, определяющий сопротивление материала пластической деформации (параметр упрочнения материала) при скольжении расщепленных дислокаций, обозначим $K_{A\text{y}}$, тогда $K_{A\text{y}1} > K_{A\text{y}2}$ при $\gamma_1 < \gamma_2$.

При эксплуатации оборудования на поверхностные слои материалов деталей машин и элементов конструкций действуют разные факторы, которые влияют и на параметр $K_{A\text{y}}$. Кроме энергии γ дефекта упаковки, характеризующей природу материала, на параметр $K_{A\text{y}}$ влияют температура (t), концентрация напряжений (æ) и масштабный эффект (МЭ). При повышении температуры снижается сопротивление деформации, кроме случая деформационного старения, и параметр $K_{A\text{y}}$, как правило, уменьшается. Изменение размеров приводит к из-

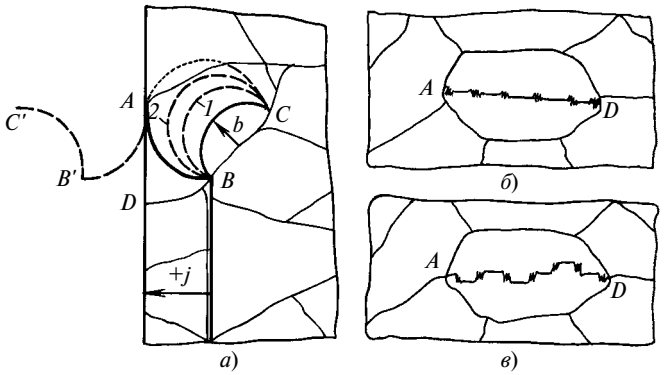


Рис. 1. Схема образования полос скольжения:
B'C' — траектория выхода дислокации на поверхность образца; *b* — направление распространения дислокаций; *1* и *2* — дислокации материала соответственно с малой и большой энергией дефекта упаковки; *+j* — положительное изменение величины активного поверхностного слоя

менению площади $S_п$ поверхности, а точнее изменению отношения $S_п/V$ (где V — объем), что должно активизировать подповерхностные дислокации и, как следствие, повлиять на параметр $K_{Aу}$. Кроме того, существенное влияние оказывают частота и асимметрия циклов. При изменении частоты циклов изменяется скорость деформации поверхностных слоев, а следовательно, сопротивление материала деформации, т. е. имеется прямое влияние на параметр $K_{Aу}$ [3].

Рассмотрим пластическую деформацию поверхностного слоя толщиной j (см. рис. 1). Дислокация BC начинает скольжение при некотором напряжении. На петлю BC длиной l действует сила $П_τ = τl$.

Кроме того, необходимо учитывать толщину j слоя, т. е. ввести некоторый параметр K_j, связанный с ней обратной зависимостью $K_j \approx 1/j$, мм.

Потенциальный энергетический порог пластической деформации поверхностного слоя имеет вид:

$$U_{п.д} = [(U_{п.д})_0 - A_п]e^{-(K_j/K_{Aу})j} + A_п, \qquad (1)$$

где $A_п$ — энергетические параметры материала поверхностного слоя; $K_j/K_{Aу}$ — отношение, характеризующее насыщение функции $U_{п.д} = f(j)$, т. е. чем больше $K_{Aу}$, тем ниже потенциальный энергетический порог $U_{п.д}$ и тем раньше начинается физический процесс пластической деформации; $(U_{п.д})_0$ — потенциальный энергетический порог в начальный период пластической деформации.

Параметр K_j, в сущности, определяется только толщиной j слоя и не зависит от факторов γ, t, æ, МЭ и т. д., в то время как параметр $K_{Aу}$ зависит от них. Таким образом, выражение (1) показывает влияние перечисленных факторов на энергетический порог $U_{п.д}$.

От величины $U_{п.д}$ зависит выход дислокаций на поверхность. При поперечном скольжении расщепленных дислокаций к поверхности в зависимости от условий происходит повреждение материала и зарождение субмикротрещин, т. е. степень повреждения определяется величиной пластической деформации. Сопротивление пластической деформации есть следствие упрочнения, повреждение — следствие разупрочнения. Очевидно, что повреждение поверхностных слоев при упрочнении — разупрочнении материала в условиях влияния перечисленных факторов не может не сказаться на показателях прочности, пластичности и сопротивления усталостному разрушению. Показатель сопротивления усталости выбираем по кривой усталости, которая строится в логарифмических координатах lgσ—lg$N$, и определяется выражением

$$\mathrm{tg}\alpha_w = \mathrm{d}\lg\sigma/\mathrm{d}\lg N, \qquad (2)$$

где σ — циклическое напряжение; N — число циклов; α_w — угол наклона к оси координат N.

Можно предположить [1, 2], что положение кривой усталости, определяемое $\mathrm{tg}\alpha_w$, зависит от перечисленных факторов. Кривая усталости в данных координатах может располагаться выше или ниже, быть круче или положе, что указывает на место формирования поверхностных слоев и отличие их свойств от свойств глубинных слоев материала.

Другим критерием оценки поведения материала при его деформации может быть повреждаемость Ф поверхности. В диапазоне напряжений, соответствующих левой ветви кривой многоцикловой усталости, действует механизм поперечного скольжения расщепленных дислокаций. Учитывая это, можно заключить, что к моменту разрушения накапливается определенная (одинаковая) повреждаемость поверхности в виде широких, извилистых и прерывистых полос скольжения, плотность которых также является показателем повреждаемости материала. Имея экспериментальные данные в виде микроструктуры с полосами скольжения, можно количественно оценить повреждаемость Ф. Для получения такой оценки следует определить: $n_{з2}$ — число поврежденных зерен; $n_{з3}$ — разность чисел неповрежденных зерен ($n_{з1}$) и зерен с полностью поврежденной поверхностью ($n_{з2}$); $n_{з4}$ — число зерен, поврежденных широкими полосами скольжения; $n_{п1}$ — общее число полос скольжения в поврежденных зернах; $n_{п2}$ — число широких извилистых и прерывистых полос скольжения. Тогда получим:

$$Ф = \frac{n_{з2}}{n_{з1}} \frac{n_{з4}}{n_{з3}} \frac{n_{п2}}{n_{п1}} \frac{F_м}{F_{раб}}, \qquad (3)$$

где $F_м$ — фактическая площадь микроструктуры; $F_{раб}$ — площадь рабочей поверхности образца.

Если число поврежденных зерен $n_{з2} = 0$, то величины $n_{з3}$, $n_{з4}$, $n_{п2}$, $n_{п1}$ отсутствуют и Ф = 0, что справедливо для исходной неповрежденной структуры. Если $n_{з2} \neq 0$, т. е. $n_{п1} \neq 0$, а $n_{п2} = 0$, то Ф = 0, что противоречит физическому смыслу, а следовательно, при наличии поврежденных зерен Ф ≠ 0. Из формулы (3) видно, что определяется повреждаемость непосредственно на поверхности (поверхностная повреждаемость). Параметров, характеризующих поверхностный слой, в формуле нет.

Воздействие нагрузки приводит к изменению структуры поверхностного слоя, что выражается в появлении так называемых полос скольжения (рис. 2). Согласно формуле (2) по числу и форме полос, по числу зерен, поврежденных или затронутых полосами скольжения, и другим количественным характеристикам структуры материала можно судить о развитии процессов усталости в конструкционном материале. Характеристику Ф можно использовать в качестве критерия для оценки прочности и долговечности материалов с момента изготовления детали. С другой стороны, процессы повреждения, происходящие в материале, отража-

ются показателем сопротивления усталости в виде $\mathrm{tg}\alpha_w$ угла наклона левой ветви кривой усталости (рис. 3).

Между этими двумя количественными характеристиками существует прямая зависимость: с ростом повреждаемости Ф поверхности увеличивается $\mathrm{tg}\alpha_w$, т. е. материал меньше сопротивляется циклической нагрузке [2, 3, 5—7].

Рис. 2. Микроструктура стали 35, испытанной на усталость в отожженном состоянии при температуре 20 °С и асимметричном цикле нагружения $\sigma_т = 250$ МПа; $\sigma_а = 60$ МПа, $N = 8 \cdot 10^5$ циклов

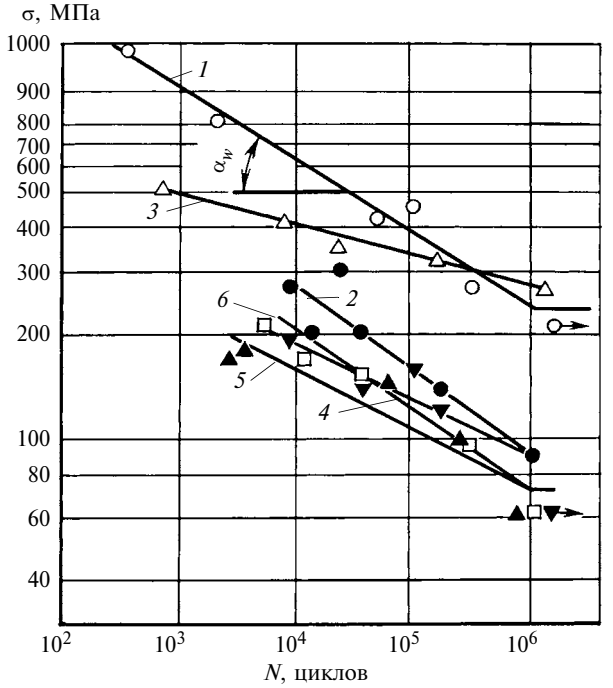


Рис. 3. Кривые усталости стали 35 в закаленном (*1*, *2*, *6*) и отожженном (*3*, *4*, *5*) состояниях при симметричном (*1*, *3*) и асимметричном (*2*, *4*, *5* и *6*) циклах нагружения (среднее напряжение цикла соответственно $\sigma_т = 565$, 180, 250 и 790 МПа, $K_{кор}$ — коэффициент корреляции)

Для описания связи Ф и $\mathrm{tg}\alpha_w$ использовали дифференциальное уравнение

$$K_0 \frac{\mathrm{d}^n \mathrm{tg}\alpha_w}{\mathrm{d}\Phi^n} + K_1 \frac{\mathrm{d}^{n-1} \mathrm{tg}\alpha_w}{\mathrm{d}\Phi^{n-1}} + \ldots + K_{n-1} \frac{\mathrm{d}\mathrm{tg}\alpha_w}{\mathrm{d}\Phi} + K_n \mathrm{tg}\alpha_w = 0. \quad (4)$$

После обработки экспериментальных данных получили [4, 5]:

$$c_1 \mathrm{tg}\alpha_{w_1}^k (\Phi_0) + \ldots + c_n \mathrm{tg}\alpha_{w_n}^k (\Phi_0) = \mathrm{tg}\alpha_w^k, \quad (5)$$

где $\Phi_0 = 0$; $k = 0, 1, 2, \ldots, n-1$.

Определитель имеет вид [4, 5]:

$$\Delta_{оп} = (\lambda_2 - \lambda_1), \ldots, (\lambda_n - \lambda_{n-1}). \quad (6)$$

Параметр λ_i представляет собой характеристику зависимости $\mathrm{tg}\alpha_w$ от Ф при действии того или иного фактора:

$$\mathrm{tg}\alpha_{w_i} = \mathrm{e}^{\lambda_i \Phi}. \quad (7)$$

Получены значения: $\lambda_t = 0{,}1941$; $\lambda_æ = 0{,}1631$; $\lambda_{ac} = 0{,}3351$; $\lambda_\omega = 0{,}1049$ и $\lambda_{МЭ} = 0{,}3175$ при коэффициентах корреляции 0,81; 0,86; 0,96; 0,82; 0,792 соответственно, где *t*, æ, ac, ω и МЭ — соответственно температура, концентрация напряжений, асимметрия, частота циклов и масштабный эффект.

Каждая экспериментальная прямая $\mathrm{tg}\alpha_{w_i} = \mathrm{e}^{\lambda_i \Phi}$ начинается от минимальных средних значений $\mathrm{tg}\alpha_{w0}$ и Φ_0, по которым строилась отдельная зависимость $\mathrm{tg}\alpha_{w0} = f(\lambda_i)$ при $\Phi_0 = 0$ и определено $\lambda_0 = 0{,}1805$.

Далее с учетом факторов составим уравнение вида (5) и определим константы интегрирования:

$$c_i = \Delta_{оп_i} / \Delta_{оп}, \quad (8)$$

где $\Delta_{оп}$ рассчитывали по формуле (6), а $\Delta_{оп_i}$ определяли из этой формулы при замене λ_i на λ_0.

Затем рассчитаем показатель $\mathrm{tg}\alpha_w$, определим предел усталости при действии каждого из факторов и построим кривую усталости натурной детали и образца известной формы. Расчеты показали, что неопределенность оценок местоположения кривой усталости, связанная с оценкой параметров λ (неопределенность собственно модели), меньше неопределенности оценок местоположения, учитывающей возможный разброс значений действующих факторов, что объясняется, в частности, условиями эксплуатации реальных деталей.

Чтобы упростить получение оценки точности прогноза долговечности образцов (деталей) по модели усталостного поведения материала, ее выполняли по результатам натурных испытаний [4]. Ис-

пытывали на усталость следующие детали автомобиля: шатуны, рычаги рулевых трапеций (сталь 30Х), поршневые пальцы (сталь 45); зубчатые колеса промежуточного вала (сталь 35Х) и вторичные валы (сталь 25ХГМ) коробки передач.

По рассматриваемой модели усталостного поведения материала рассчитывали параметры прогнозируемых кривых усталости, которые соотносили с экспериментальными результатами. Учитывался также разброс оценок положения прогнозируемой кривой усталости в координатах $\sigma—N$, связанный с возможным разбросом значений учитываемых технологических, конструкционных и эксплуатационных факторов.

Анализ полученных результатов показал, что прогнозируемые кривые усталости попадают в 90 %-ную доверительную область функции распределения усталостной долговечности исследуемых деталей. Разброс оценок положения прогнозируемой кривой усталости, связанный с неопределенностью значений действующих в процессе эксплуатации факторов, в большинстве случаев превысил 90 %. Это объясняется, в частности, невозможностью в условиях натурных испытаний смоделировать все мыслимые комбинации значений внешних воздействующих на деталь факторов.

Таким образом, полученную в координатах $\lg\sigma—\lg N$ кривую усталости можно использовать для решения таких прикладных задач, как, например, определение ресурса детали или конструкции на любом этапе эксплуатации.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Шетулов Д. И.** Связь сопротивления циклической нагрузки с повреждаемостью поверхности металлов // Известия Академии Наук. Металлы. 1991. № 5. С. 160.

2. **Шетулов Д. И.** Расчет прочности и долговечности деталей машин по параметрам повреждаемости поверхности // Тез. докл. межреспубл. научн.-техн. конф. "Конструкционная прочность, долговечность, упрочнение материалов и деталей машин". Волгоград: Дом науки и техники, 1990. 45 с.

3. **Мыльников В. В., Шетулов Д. И., Чернышов Е. А.** Исследование повреждаемости поверхности чистых металлов с учетом частоты циклического нагружения // Известия вузов. Цветная металлургия. 2013. № 2. С. 55—60.

4. **Инженерная** методика прогнозирования усталостной прочности и долговечности деталей автомобиля: Отчет о НИР 01910054384 (промежуточ.) / Д. И. Шетулов, А. Н. Гущин, Н. В. Угланова, В. В. Андреев. Нижний Новгород: Нижегородский ГТУ, 1994. 23 с.

5. **Прогнозирование** прочности и долговечности материалов деталей машин и конструкций с учетом частоты циклического нагружения / В. В. Мыльников, Д. И. Шетулов, А. И. Пронин, Е. А. Чернышов // Известия вузов. Черная металлургия. 2012. № 9. С. 32—37.

6. **Мыльников В. В., Чернышов Е. А., Шетулов Д. И.** Связь параметров сопротивления усталости ряда конструкционных материалов с изменением частоты циклического нагружения // Заготовительные производства в машиностроении. 2012. № 7. С. 41—45.

7. **Мыльников В. В., Чернышов Е. А., Шетулов Д. И.** Об оценочных критериях долговечности углеродистых сталей // Технология металлов. 2010. № 2. С. 19—22.

УДК 534.1

Ю. Я. БЕТКОВСКИЙ, канд. техн. наук (ОАО «ГосМКБ "Радуга" им. А. Я. Березняка», г. Дубна), e-mail: betkovsky@yandex.ru

Анализ и идентификация колебаний конструкций с использованием двухмассовой модели

Предложен метод анализа частотных характеристик, определения парциальных частот и идентификации форм колебаний конструкций с близкими парциальными частотами, основанный на модели колебаний системы с двумя степенями свободы.

Ключевые слова: конструкция, колебания, система с двумя степенями свободы, резонанс, частотные характеристики, собственные и парциальные частоты.

The method of analysis of frequency characteristics, determination of partial frequencies and identification of vibration modes of structures with close partial frequencies, based on model of vibration of a system with two degrees of freedom, is suggested.

Keywords: structure, vibrations, system with two degrees of freedom, resonance, frequency characteristics, eigen and partial frequencies.

Известные способы [1] экспериментального определения основных динамических характеристик конструкций, под которыми обычно понимаются собственные частоты f и собственные формы колебаний, базируются на допущении, что в окрестности того или иного рассматриваемого резонанса конструкция ведет себя как система с одной степенью свободы.

Конструкция, как правило, представляет собой сложную систему, состоящую из множества механически связаных агрегатов. Собственные частоты колебаний таких систем близки к парциальным частотам агрегатов и определяются доминирующими колебаниями одного из них, по которым идентифицируются собственные частоты и формы колебаний всей конструкции. При близости парци-

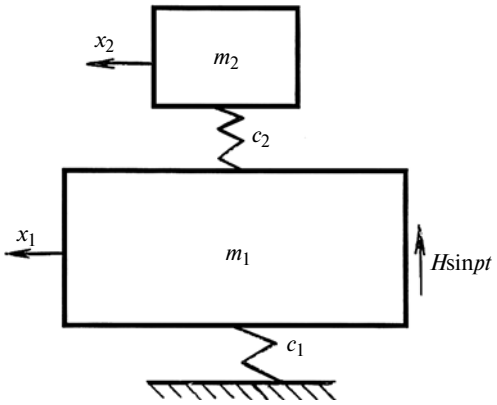


Рис. 1

альных частот нескольких (реально двух) агрегатов их колебания на собственных частотах конструкции происходят с близкими между собой интенсивностями, что не позволяет по результатам резонансных испытаний определить парциальные частоты и идентифицировать формы колебаний. Для анализа необходимо использовать модель системы с двумя степенями свободы.

Наиболее подробно теория колебаний системы с двумя степенями свободы рассмотрена С. П. Стрелковым [2]. Следуя его логике, рассмотрим вынужденные колебания единой системы без трения, состоящей из двух масс — m_1 и m_2 (рис. 1), связанных невесомой упругой связью c_2 под действием гармонической внешней силы $H\sin pt$, приложенной к массе m_1, и на этом основании построим частотные характеристики системы с трением. При рассмотрении распределенных систем под массами и жесткостями понимаются обобщенные массы и жесткости.

Вынужденные колебания такой системы описываются уравнениями [3]:

$$m_1\ddot{x}_1 + (c_1 + c_2)x_1 - c_2x_2 = H\sin pt;$$

$$m_2\ddot{x}_2 - c_2x_1 + c_2x_2 = 0.$$

Собственные круговые частоты колебаний системы $p_{1,2} = 2\pi f$, где f — частота колебаний, являются корнями квадратного уравнения

$$2p_{1,2}^2 = \omega_1^2 + (1 + \mu)\omega_2^2 \pm$$
$$\pm \sqrt{[\omega_1^2 + (1 + \mu)\omega_2^2]^2 - 4\omega_1^2\omega_2^2},$$

где $\omega_1^2 = c_1/m_1$ и $\omega_2^2 = c_2/m_2$ — парциальные частоты колебаний соответственно массы m_1 на пружине жесткостью c_1 при $m_2 = 0$ и массы m_2 на пружине жесткостью c_2 при $m_1 = \infty$; $\mu = m_2/m_1$ — отношение колеблющихся масс.

По теореме квадратных уравнений:

$$\begin{cases} p_1^2 + p_2^2 = \omega_1^2 + (1 + \mu)\omega_2^2; \\ p_1^2p_2^2 = \omega_1^2\omega_2^2, \end{cases}$$

откуда $\omega_1 = \dfrac{p_1p_2}{\omega_2}$; $\mu = \dfrac{p_1^2 + p_2^2}{\omega_2^2} - \left[\dfrac{\omega_1}{\omega_2}\right]^2 - 1.$

Передаточные функции (частотные характеристики) системы относительно ускорений:

$$X_1(p,m_1) = X_1(p) = \frac{\ddot{x}_1}{H} = \frac{p^2(p^2 - \omega_2^2)}{m_1(p^2 - p_1^2)(p^2 - p_2^2)};$$

$$X_2(p, m_1) = X_2(p) = \frac{\ddot{x}_2}{H} = \frac{p^2\omega_2^2}{m_1(p^2 - p_1^2)(p^2 - p_2^2)}.$$

Отношения амплитуд колебаний имеют вид:

$$æ = \frac{X_1(p)}{X_2(p)} = \left(\frac{p}{\omega_2}\right)^2 - 1,$$

где $æ > 0$ при $p > \omega_2$; $æ = 0$ при $p = \omega_2$; $æ < 0$ при $p < \omega_2$.

Функция $X_1(p)$ экстремумов не имеет. В точке $p_0 = \sqrt{p_1p_2}$ функция $X_2(p)$ достигает минимума на отрезке (p_1, p_2):

$$X_2(\sqrt{p_1p_2}) = \frac{\omega_2^2}{m_1(p_2p_1)^2} = \left[\frac{\omega_2}{\sqrt{m_1}(p_2 - p_1)}\right]^2 > 0,$$

а функция $X_1(p)$ принимает значения:

$$X_1(\sqrt{p_1p_2}) = \frac{\omega_2^2 - p_1p_2}{m_1(p_2 - p_1)^2} = \frac{\omega_2^2 - \omega_1\omega_2}{m_1(p_2 - p_1)^2} =$$
$$= \frac{\omega_2(\omega_2 - \omega_1)}{m_1(p_2 - p_1)},$$

где $X_1(\sqrt{p_1p_2}) > 0$ при $\omega_2 > \omega_1$; $X_1(\sqrt{p_1p_2}) = 0$ при $\omega_2 = \omega_1$; $X_1(\sqrt{p_1p_2}) < 0$ при $\omega_2 < \omega_1$.

На парциальных частотах $X_2(\omega_1) = X_2(\omega_2) = 1/m_2$.

Если система возбуждается от массы m_2, то аналитические выражения и графики передаточных функций сохраняют свой вид, при этом $X_1(p)$ и $X_2(p)$ как бы переходят друг в друга: $X_1(p, m_2) = X_2(p, m_1)$, а $X_2(p, m_2) = X_1(p, m_1)$ при замене в формуле $X_1(p, m_1)$ частоты ω_2^2 на величину $\omega_{1,2}^2 = \omega_1^2 + \mu\omega_2^2$ и массы m_1 на массу m_2. Из этого следует, что частотные характеристики и графики функций $X_1(p)$ и $X_2(p)$ для груза и для возбуждаемой части существенно раз-

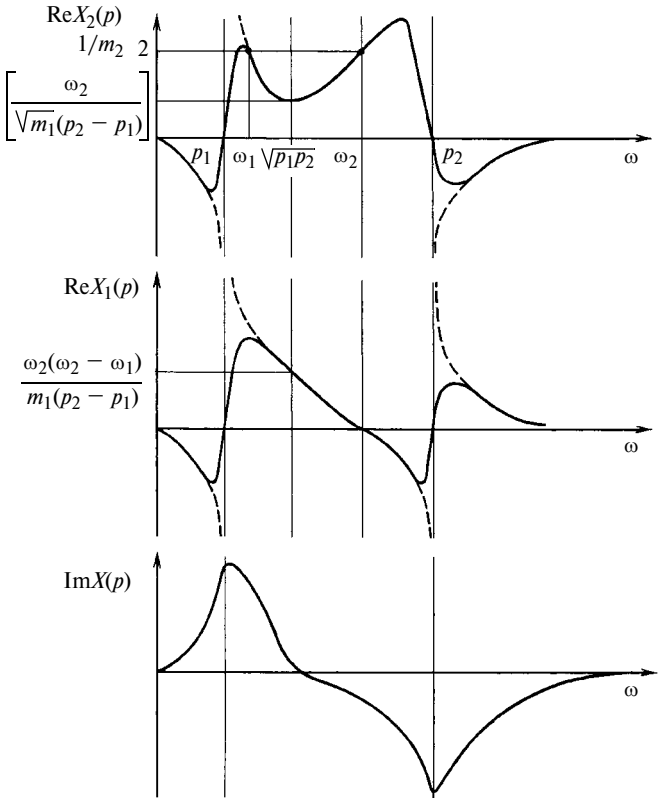


Рис. 2

личаются между собой, но однотипны при обоих способах возбуждения (от массы m_1, когда грузом является масса m_2, или от массы m_2, когда грузом является масса m_1).

Графики функций $X_1(p)$ и $X_2(p)$ при возбуждении системы от массы m_1 показаны на рис. 2 штриховой линией. Очевидно, что при малом демпфировании амплитуды колебаний и комплексные передаточные функции (комплексные частотные характеристики) будут мало отличаться от соответствующих величин системы без трения за исключением небольших областей частот вблизи резонансов, где квадратурные составляющие передаточных функций достигают максимума, а синфазные — пересекают ось частот. Синфазные составляющие передаточных функций $\mathrm{Re}X_к(p)$ двухстепенной системы при наличии демпфирования показаны на рис. 2 сплошными линиями, где также приведена зависимость $\mathrm{Im}X_к(p)$ квадратурной составляющей комплексной передаточной функции двухстепенной системы от частоты.

Используя эти зависимости, можно определить собственные и парциальные частоты и обобщенные массы двухстепенной системы в такой последовательности:

с синфазной составляющей $\mathrm{Re}X_1(p)$ снимаются собственные частоты p_1, p_2 и парциальная частота ω_2;

по синфазной составляющей $\mathrm{Re}X_2(p)$ определяется обобщенная масса $m_2 = 1/\mathrm{Re}X_2(\omega_2)$;

из условия $\mathrm{Re}X_2(\omega_1) = 1/m_2$ определяется парциальная частота ω_1.

Парциальную частоту можно также определить из соотношений $\omega_1 = p_1p_2/\omega_2$ или $\mu = \dfrac{p_1^2 + p_2^2}{\omega_2^2} - (\omega_1/\omega_2)^2 - 1$.

Обобщенную массу m_1 определяют из соотношений $m_1 = m_2/\mu$ или $m_1 = \dfrac{\omega_2^2}{(p_2 - p_1)^2\mathrm{Re}X_2(\sqrt{p_1p_2})}$.

Аналогично происходит возбуждение системы от массы m_2. При этом частоты p_1, p_2 и $\omega_{1,2}$ снимаются с синфазной составляющей $\mathrm{Re}X_2(p)$, а частота ω_2 определяется по формуле $\omega_2^2 = p_1^2 + p_2^2 - \omega_{1,2}^2$.

Предложенную схему можно использовать для попарного анализа частотных характеристик и идентификации форм колебаний реальных конструкций с близкими парциальными частотами составляющих элементов, которые в ограниченной области частот могут быть моделированы как двух-

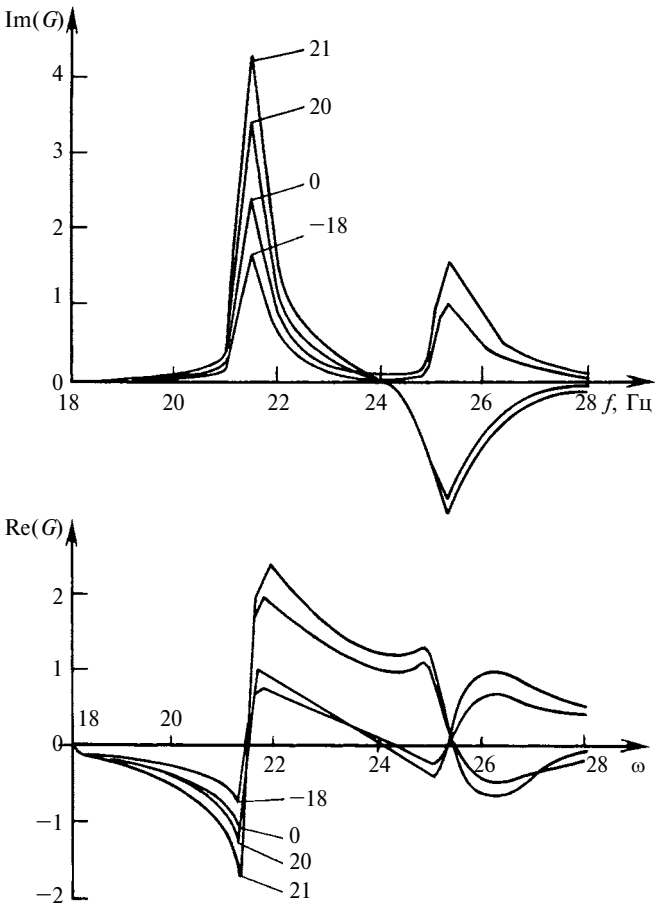


Рис. 3

Результаты анализа частотных характеристик точек крыла и корпуса самолета

Определяемая частота, Гц	Частота, Гц, при возбуждении		Идентифицированная форма колебаний
	от корпуса	от крыла	
Первая собственная $p_1/2\pi$	20,6	20,3	Вертикальный изгиб корпуса 1-го тона, сопровождаемый симметричным изгибом крыльев в фазе
Парциальная $\omega_2/2\pi$	23,8	22,2	Изгиб консоли крыла 1-го тона на неподвижном корпусе
Вторая собственная $p_2/2\pi$	24,6	23,7	Симметричный изгиб крыла 1-го тона, сопровождаемый изгибом корпуса 1-го тона в противофазе
Парциальная $\omega_1/2\pi$	21,3	21,7	Вертикальный изгиб корпуса без крыльев 1-го тона

степенные колебательные системы. Применительно к летательным аппаратам самолетного типа как двухстепенные могут быть представлены, например, совместные колебания корпуса и крыльев, корпуса и оперения, корпуса и подвесного двигателя. В таблице приведены результаты анализа частотных характеристик (рис. 3) точек крыла (акселерометры 20 и 21) и корпуса (акселерометры 0 и 18) летательного аппарата самолетного типа, полученные при вертикальном возбуждении от корпуса и крыла в диапазоне частот $f = 20 \div 25$ Гц. Предложенная методика позволяет кроме собственных частот определить парциальные частоты изолированного крыла и корпуса со снятыми крыльями и правильно идентифицировать формы колебаний.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Микишев Г. Н., Рабинович Б. И.** Динамика тонкостенных конструкций с отсеками, содержащими жидкость. М.: Машиностроение, 1971.

2. **Стрелков С. П.** Введение в теорию колебаний. СПб.: Лань, 2005.

3. **Тимошенко С. П.** Теория колебаний в инженерном деле. М.: Физматгиз, 1959.

Вниманию авторов

Не допускается предлагать к публикации уже опубликованные или намеченные к публикации в других журналах материалы.

Статьи в редакцию можно присылать на e-mail: vestmash@mashin.ru. В случае пересылки статьи почтой, кроме текста, напечатанного на белой бумаге формата А4 на одной стороне листа через 1,5—2 интервала 14-м кеглем, необходимо прикладывать электронную версию (шрифт Times New Roman в Microsoft Word, 14-й кегль, расстояние между строк 1,5).

К статье прилагаются:

1) акт экспертной комиссии, подтверждающий, что статья не содержит материалов, входящих в перечень сведений, отнесенных к государственной тайне Указом Президента РФ № 1203 от 30.11.1995, и может быть опубликована в открытой печати;

2) аннотация (1—3 предложения) и ключевые слова;

3) сведения об авторах (фамилия, имя, отчество, место работы, должность, ученая степень, адрес, e-mail, телефон).

Объем статьи не должен превышать 20 страниц (с рисунками и таблицами). Все страницы должны быть пронумерованы. Рисунки и таблицы давать после текста.

Представляя статью в редакцию для публикации, авторы выражают согласие с тем, что:

1) статья может быть переведена и опубликована на английском языке;

2) после публикации в журнале материал может быть размещен в Интернете;

3) авторский гонорар за публикацию статьи не выплачивается.

Редакция оставляет за собой право сообщать автору о результатах рецензирования без предоставления рецензии.

Представленные в редакцию материалы обратно не высылаются.

Минимальный срок публикации — 4 месяца со дня предоставления рукописи в редакцию при соблюдении всех изложенных выше требований (обусловлен технологическим процессом).

УДУ 621.893

В. И. ГОЛЬДФАРБ, д-р техн. наук (Ижевский ГТУ им. М. Т. Калашникова), С. М. РЕШЕТНИКОВ, д-р хим. наук (Удмуртский ГУ), Е. С. ТРУБАЧЕВ, д-р техн. наук (Ижевский ГТУ им. М. Т. Калашникова), Е. В. ХАРАНЖЕВСКИЙ, канд. техн. наук (Удмуртский ГУ), А. С. КУЗНЕЦОВ, канд. техн. наук, А. А. КОРНИЛОВ (Ижевский ГТУ им. М. Т. Калашникова), e-mail: veniamingoldfarb@yahoo.com

Экспериментальное исследование материалов опор скольжения колеса и смазочных материалов в низкоскоростных тяжелонагруженных спироидных редукторах

Исследованы пути снижения трения в опорах скольжения на примере спироидных низкоскоростных тяжелонагруженных редукторов, применяемых в качестве приводов трубопроводной арматуры.

Ключевые слова: спироидный редуктор, опора скольжения, смазочный материал, коэффициент полезного действия.

The opportunities of friction reduction in slider bearings on the example of spiroid low-speed heavy-loaded reducers, used as drives for pipeline fittings, are investigated.

Keywords: spiroid reducer, slider bearing, lubricant, coefficient of efficiency.

Спироидные низкоскоростные тяжелонагруженные редукторы используют в грузоподъемных механизмах, технологических и транспортных установках различного назначения, в приводах трубопроводной арматуры (ТПА) [1—3]. Они эксплуатируются в тяжелых условиях: рабочие температуры от −60 до +50 °С, высокие нагрузки, низкие частоты вращения, которые обусловливают относительно низкий общий КПД редукторов и высокую интенсивность изнашивания пары трения. Данные редукторы должны иметь высокий ресурс, поэтому актуальным является поиск конструктивных и технологических решений повышения их эксплуатационных показателей, например уменьшением сил трения в опорах скольжения спироидных колес путем подбора материалов пар трения и смазочных материалов.

Исследовали четвертьоборотный редуктор ТПА мод. РЗА-С-2000 (рис. 1, *а*) и многооборотный редуктор мод. РЗАМ-С-1000 (рис. 1, *б*).

Четвертьоборотные редукторы устанавливают на шаровые краны и дисковые затворы. Для них характерны: небольшая продолжительность работы за один цикл (не больше 200 с); угол поворота рабочего органа арматуры, жестко связанного со спироидным колесом, составляет 90° ± 10°. Многооборотные редукторы предназначены для управления клиновыми и шиберными задвижками. Они отличаются более высокой продолжительностью работы (5÷60 мин за один цикл, 40÷150 оборотов колеса при 1000 и более оборотах входного вала редуктора).

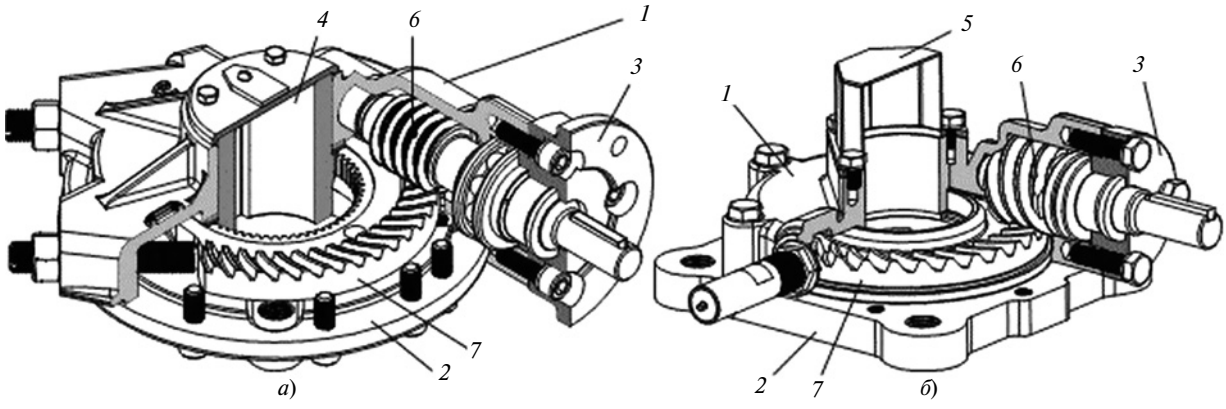


Рис. 1. Спироидные редукторы ТПА:
а — четвертьоборотный; *б* — многооборотный; *1* — корпус; *2* — основание; *3* — входной фланец (крышка); *4* — переходник; *5* — защитный клапан; *6* — спироидный червяк; *7* — колесо

Технические характеристики спироидных передач редукторов РЗА-С-2000 и РЗАМ-С-1000

	РЗА-С-2000	РЗАМ-С-1000
Межосевое расстояние a_w, мм	60	40
Передаточное отношение i_{12}	46	11,67
Осевой модуль спироидного червяка m_X, мм	2,750	2,774
Наружный диаметр спироидного червяка d_{a1}, мм	42	48
Внутренний/наружный диаметр спироидного колеса d_{i2}/d_{e2}, мм	138/175	120/155
Максимальный вращающий момент на выходном валу редуктора T_{2max}, Н·м	2000	1000
Предельный статический вращающий момент на выходном валу $T_{2пр}$, Н·м	4000	2000
Масса m, кг	17	11

Рассматриваемые редукторы включают в себя (см. рис. 1): корпус *1*, в котором размещается узел спироидного червяка *6*, входной фланец или крышка *3*, переходник *4* (выходной вал для четвертьоборотных редукторов) или защитный колпак (для многооборотных редукторов) и передачу, состоящую из спироидного червяка *6*, вращающегося в подшипниках качения, и колеса *7*, вращающегося в подшипниках скольжения, а также указатели, ограничители поворота, элементы крепления. Узел колеса многооборотного редуктора (рис. 2, *а*) состоит из спироидного колеса *1*, радиальной опоры *2* и торцевой опоры *3*, а узел четвертьоборотного редуктора (рис. 2, *б*) — из колеса *1*, радиальной опоры *2* и двух торцевых опор *3*.

Были выбраны следующие опоры скольжения:

1. Металлофторопластовые опоры, изготовленные из полосы, состоящей из стальной основы (низкоуглеродистая сталь), слоя (0,20÷0,35 мм) спеченной порошковой бронзы, инфильтрованной и покрытой слоем (0,01÷0,04 мм) политетрафторэтилена с дисульфидом молибдена. Основной недостаток — высокая стоимость [4]. Данные опоры выдерживают большие нагрузки, работают без смазочного материала в широком диапазоне температур, обеспечивают небольшой коэффициент трения.

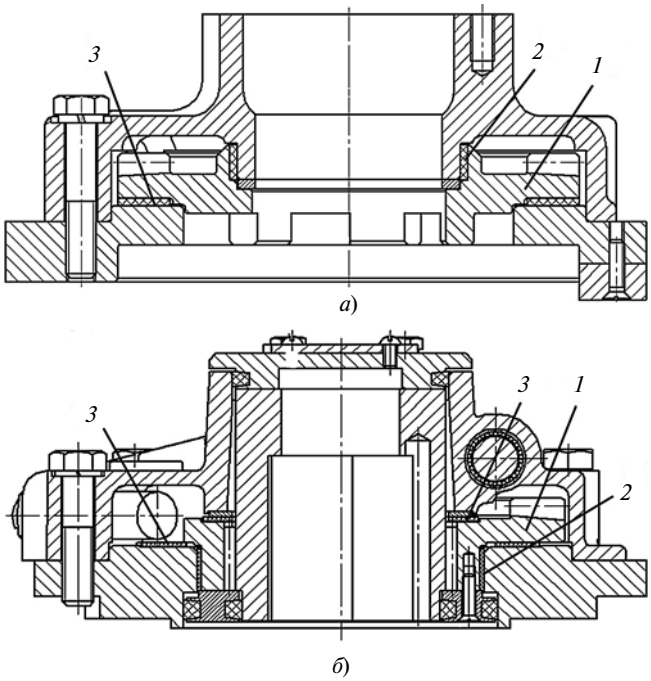


Рис. 2. Редукторы РЗА-С-2000 (*а*) и РЗАМ-С-1000 (разрез по колесу) (*б*)

2. Опоры скольжения из чугуна работают при высоких нагрузках, требуют качественный монтаж (их прикатывают сначала на холостом ходу с постепенным увеличением нагрузки до расчетной величины), требуют качественного смазочного материала, от которого во многом зависит коэффициент трения в паре скольжения, отличаются низкой себестоимостью, могут использоваться в качестве опоры чугунной корпусной детали (основания) редуктора [5].

3. Стальные опоры скольжения работают при высоких нагрузках, низких скоростях вращения, обладают высокой контактной прочностью, имеют низкую стоимость, но уступают металлофторопластовым и чугунным опорам по антифрикционным свойствам [5].

4. Опоры скольжения с лазерно-индуцированными поверхностными наноструктурами — усовершенствованные стальные опоры с нанесенным алмазоподобным покрытием (DLC).

Исследуемые опоры имеют наибольший потенциал по снижению коэффициента трения и повышению износостойкости пар трения, при этом отличаются высокой прочностью и низкой стоимостью.

DLC-покрытия состоят из атомов углерода с алмазными атомными связями (сильными во всех направлениях) и с графитоподобными связями, где сильные связи атомов в плоскости, а слабые связи, направленные перпендикулярно к этой плоскости [6]. DLC-покрытия наносят прямым импульсным лазерным осаждением, основное отличие которого от таких методов насыщения поверхности углеродом, как низкоскоростная лазерная обработка, термомеханическое насыщение, цементация, заключается в наличии углерода разных модификаций в зоне термического влияния. Графит внедряется в расплав под действием лазерных импульсов и не успевает полностью раствориться в расплаве из-за кратковременного воздействия импульса и высокой скорости охлаждения [7].

На рис. 3 представлена схема прямого лазерного осаждения.

При получении ультрадисперсного графитового порошка в качестве исходного материала использовали графит ГК-1, который измельчали в два этапа: первый длился 40 мин, второй — 10 мин с добавлением гептана. Полученную суспензию гептан-графит толщиной 10 мкм наносили на подложку из стали 20 и сушили.

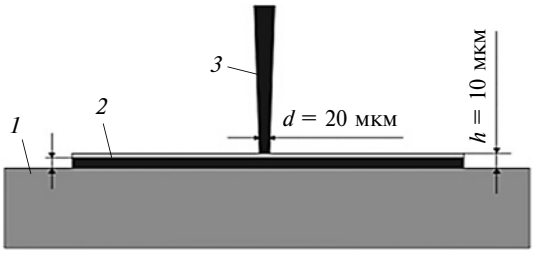


Рис. 3. Схема прямого лазерного осаждения:
1 — стальная подложка; *2* — порошковый слой ультрадисперсного графита; *3* — лазерный луч, сфокусированный на подложке

Лазерная установка представляет собой импульсный иттербиевый оптоволоконный лазер мощностью 50 Вт с длиной волны 1,065 мкм. В рабочей камере сначала создавали разряжение в 1 Па, а затем — аргоновую среду (101 кПа) для защиты от окисления при спекании. Режим лазерной обработки: продолжительность импульсов $t \approx 10 \div 50$ нс, мощность $P_{мг} = 6$ кВт, плотность $J = 0{,}9 \cdot 10^9$ Вт/см^2.

На рис. 4, *а*, *б* показана поверхность (с разным увеличением) после лазерной обработки, которая имеет блеск, не тускнеющий со временем, что свидетельствует об отсутствии окислительного процесса, также наблюдается большое число включений графита (темные пятна).

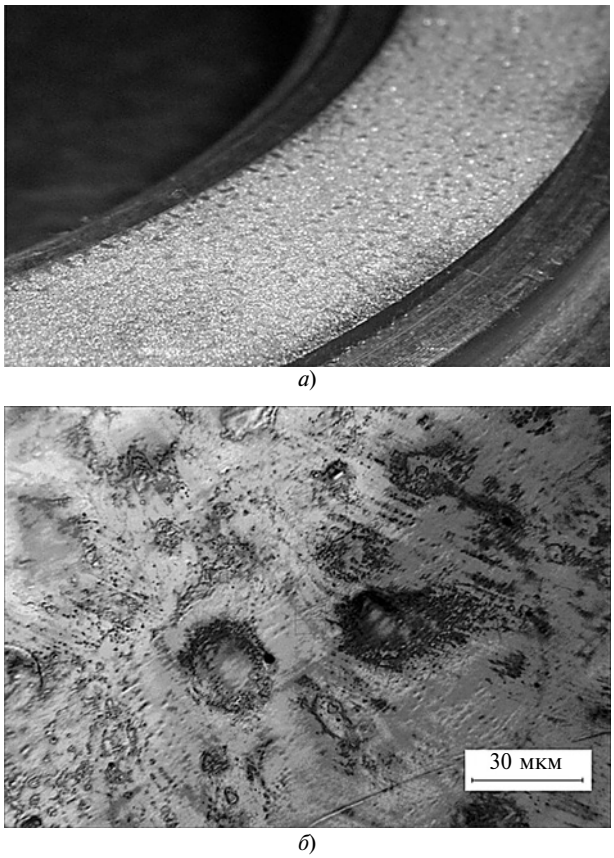
Исследовали трибологические свойства покрытия на установке СМТ-2070 (ГОСТ 23222—84) при использовании смазочного материала. Лазером обрабатывали внутреннюю вогнутую цилиндрическую поверхность колодки и диск из стали диаметром 50 мм и толщиной 10 мм. Испытания проводили под нагрузкой в 20 МПа, число циклов нагружения составило $15 \cdot 10^5$ при скорости трения скольжения 150 м/мин, коэффициент трения пересчитывали по регистрируемым в ходе испытаний параметрам.

Результаты испытаний обработанных образцов показали уменьшение коэффициента трения в паре трения диск—колодка до 0,012. В контрольной паре диск—колодка из стали 40, прошедшей закалку и отпуск, коэффициент трения составил 0,02. Снижение коэффициента трения объясняется присутствием графита на поверхностях, обработанных лазером.

В используемых в редукторах жидких и консистентных смазочных материалах содержатся такие поверхностно активные вещества, как литиевые мыла, которые являются загустителями, отличаются от известных натриевых мыл совместимостью с основным компонентом смазочного материала и образуют прозрачные однородные коллоидные растворы [8, 9].

Для повышения антифрикционных свойств смазочных материалов добавляют: мелкодисперсный графит и дисульфид молибдена (MoS_2). Последний имеет частицы размерами 1÷100 мкм и является сухим смазывающим материалом. Решетка дисульфида молибдена представляет собой пластинки, которые при трении смещаются относительно друг друга, что обеспечивает смазочному материалу антизадирные свойства и хорошую прирабатываемость пары трения.

Графит используют в качестве компонента пластичных смазочных материалов, загущенных мылами кальция, лития или натрия. Имея слоистую кристаллографическую решетку, он является эффективным антифрикционным наполнителем, который значительно улучшает износостойкость и смазывающие свойства смазочного материала. Хорошая связь графитной пленки с окислами металла обусловлена его структурными особенностями: молекулы связаны слабо и между слоями графита всегда есть молекулы воды или кислорода. Монокристалл графита имеет очень высокую прочность в одной плоскости и низкую в перпендикулярном к ней направлении. Слабые тангенциальные усилия приводят к тому, что появляются плоскости скольжения, которые образуют поверхности с очень низким коэффициентом трения. Таким образом, графитный смазочный материал или добавление графита приводят к формированию на поверхности трения слоя графита, который повышает антифрикционные свойства.



а)

б)

Рис. 4. Поверхности после лазерной обработки (*а*), увеличение ×500 (*б*)

В смазочном материале графит распределен по объему равномерно и по мере его расхода в зоне трения происходит медленное пополнение концентрации графита в этом слое. Для ускорения данного процесса следует использовать поверхностно активное вещество с большой энергией связи с металлом, которое избирательно адсорбировало бы частицы углерода, чтобы в контактном слое смазочного материала обеспечить повышенное содержание графита для снижения коэффициента трения. В качестве такого вещества выбрали нитрованное масло — ингибитор коррозии [10], основу которого составляет автомобильное масло, например автол (вязкость и другие показатели в данном случае значения не имеют). Возможно использование отработанного масла, которое даже предпочтительнее, так как уже частично имеет кислотные группы, образовавшиеся в результате трения.

В отличие от классического процесса нитрования, в котором в качестве нитрующего агента используют азотную кислоту в присутствии серной кислоты, будем использовать только концентрированную азотную кислоту в состоянии поставки, для того чтобы одновременно с нитрованием происходило частичное окисление углеводородов.

Таким образом, при воздействии концентрированной азотной кислоты на углеводороды масла происходит окислительное нитрование. При этом могут образовываться и нитроалканы, и оксинитроалканы. Данный ингибитор отличается низкой стоимостью. На обработанной им поверхности образуется тонкая прочная пленка с высокими антифрикционными свойствами. Предполагается, что ингибитор коррозии может заменить применяемый в настоящее время дорогостоящий дисульфид молибдена.

В таблице приведены восемь составов смазочных материалов (СМ), используемых в испытаниях.

При испытаниях редукторов применяли опоры скольжения из разных материалов, а также СМ разных составов. Испытательный стенд выполнен по

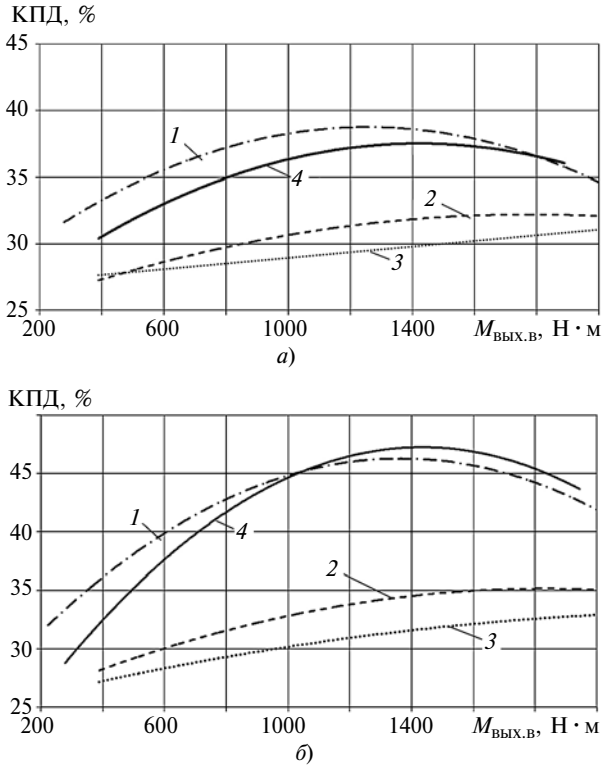


Рис. 5. Зависимости изменения КПД редуктора от момента *M* на выходном валу при ведущих левой (*а*) и правой (*б*) поверхностях витков червяка для разных опор скольжения

разомкнутой схеме потока мощности. Вращающий момент, создаваемый мотор-редуктором, передается на входной вал редуктора, закрепленного на кронштейне. Далее через мультипликатор момент передается на тормозное ленточно-колодочное устройство. Крутящий момент на входном валу измеряют с помощью датчика момента, на выходном валу — с помощью часового динамометра.

Обеспечивалось повторно-кратковременное нагружение, периодически контролировали температуру редуктора, состояния рабочих поверхностей передачи и подшипников скольжения, измеряли КПД

Номер СМ	Название основного компонента	ТУ или ГОСТ	Состав
1	Фиол Ультра Т	ТУ 0254-003-5238210—04	Полусинтетический СМ
2	ЛИТА	ТУ 0254-009-80388604—2008	Литиевый нефтяной СМ, мелкодисперсный графит — 10 %, MoS_2 — 5 %
3	Томфлон М360	ТУ 0254-017-1235252—04	Полусинтетический СМ — PTFE, мелкодиспенсный графит — 15 %
4	Циатим 201	ГОСТ 6267—74	Литиевый нефтяной СМ, мелкодисперсный графит — 10 %, MoS_2 — 5 %
5	Томфлон М360	ТУ 0254-017-1235252—04	PTFE, мелкодисперсный графит — 10 %, MoS_2 — 5 %
6	Циатим 201	ГОСТ 6267—74	Литиевый нефтяной СМ, ингибитор коррозии — 3 %, мелкодисперсный графит — 10 %
7			Литиевый нефтяной СМ, ингибитор коррозии — 3 %, мелкодисперсный графит — 10 %, MoS_2 — 2,5 %
8			Литиевый нефтяной СМ, ингибитор коррозии — 3 %, мелкодисперсный графит — 10 %, MoS_2 — 5 %

редуктора. Для каждого значения нагрузки измерения выполняли не менее трех раз, зависимости строили по среднеарифметическим значениям.

Для сравнения работы подшипников скольжения в качестве опор скольжения использовали четвертьоборотный редуктор РЗА-С-2000. Исследовали подшипники скольжения из металлофторопластовой полосы (*1*); чугуна (*2*); стали (*3*); с лазерно-индуцированными углеродными поверхностными наноструктурами (*4*). Зависимости изменения КПД редукторов от момента M на выходном валу при ведущих левой или правой поверхностях витков червяка представлены на рис. 5 (номер зависимости соответствует присвоенному выше номеру подшипника).

Наибольшие КПД редуктора наблюдаются при использовании металлофторопластовых опор скольжения и опор с лазерно-индуцированными поверхностными наноструктурами, при этом значения отличаются незначительно (≈2 %). Поэтому с учетом того, что опоры скольжения с лазерно-индуцированными поверхностными наноструктурами дешевле (примерно на 30 %), их применение при данных условиях эксплуатации целесообразно.

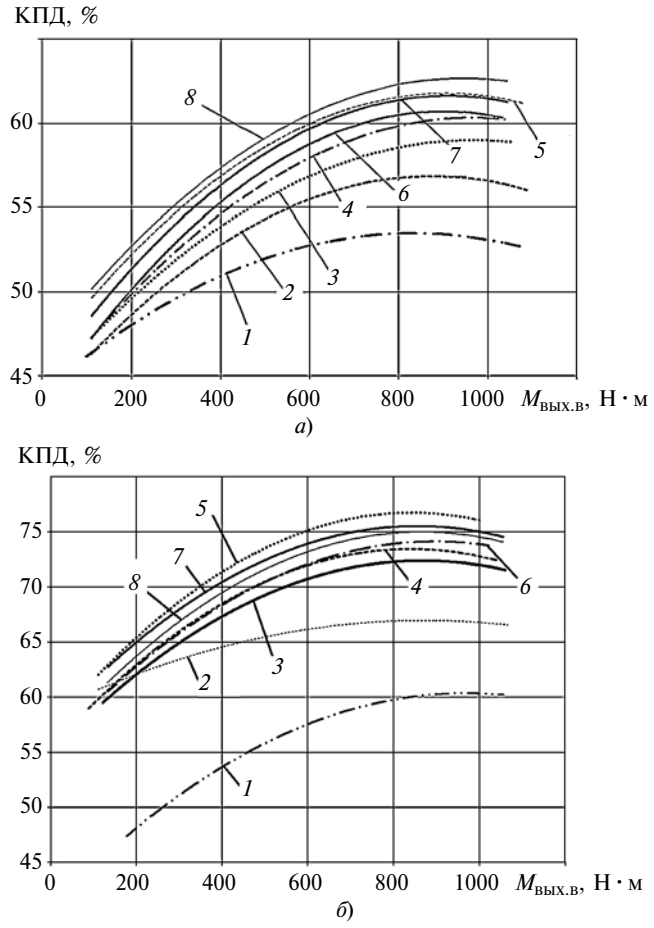


Рис. 6. Зависимости изменения КПД редуктора от момента M на выходном валу при ведущих левой (*а*) и правой (*б*) поверхностях витков червяка и использовании смазочных материалов разного состава (см. таблицу)

Для оценки влияния состава смазочного материала на КПД редуктора использовали многооборотный редуктор РЗАМ-С-1000. Результаты испытаний представлены на рис. 6 (номер зависимости соответствует номеру состава смазочного материала в таблице).

Все использованные в экспериментах смазочные материалы показали удовлетворительные противоизносные и противозадирные свойства при стандартных нагрузках на редуктор. Наиболее эффективными являются смазочные материалы на основе Томфлон М360 и Циатим 201. При этом смазочные материалы на основе Циатим 201 отличаются меньшей стоимостью по сравнению с Томфлон М360. Получено, что использование состава 6 (см. таблицу) обеспечивает некоторое повышение КПД редуктора. Составы 7 и 8 незначительно влияют на КПД редуктора, поэтому можно исключить добавление MoS_2, что повысит экономическую эффективность.

Исследования трибологических свойств узлов трения при использовании смазочных материалов разного состава и опор скольжения из разных материалов, а также прошедших лазерную обработку, показали эффективность использования ингибитора коррозии в качестве добавки к смазочному материалу и применения прямого лазерного осаждения на контактирующие поверхности.

Данное направление перспективно и для других пар трения и требует дальнейшего изучения при разных условиях их эксплуатации.

БИБЛИОГРАФИЧЕСИЕ ССЫЛКИ

1. **Гольдфарб В. И., Трубачев Е. С.** Создание высокоэффективных редукторов приводов трубопроводной арматуры // Первая междунар. конф. "Трубопроводная арматура XXI в." Курган. 2008. С. 68—76.

2. **Гольдфарб В. И., Трубачев Е. С.** Что делать и чего не делать при выборе и проектировании редукторов ТПА // Арматуростроение. 2010. № 1 (64). С. 52—57.

3. **Спироидные** редукторы трубопроводной арматуры / В. И. Гольдфарб, Д. В. Главатских, Е. С. Трубачев и др. М.: Вече, 2011. 220 с.

4. **Семенов А. П., Савинский Ю. Э.** Металлофторопластовые подшипники. М.: Машиностроение, 1976. 192 с.

5. **Триботехническое** материаловедение и триботехнология / Н. Е. Денисова, В. А. Шорин, И. Н. Гонтарь и др. Пенза: Пензенский ГУ, 2006. 248 с.

6. **http://rezat.ru**/ref/rukmaterial/416_stainless_steel_s_pokrytiem_dlc_litsevaja_storona_satin_steel_obratnaja.

7. **Насыщение** графитом поверхности стали при лазерной обработке короткими импульсами / Е. В. Харанжевский, А. Г. Ипатов, Т. А. Писарева, Ф. З. Гильмутдинов // Наука и технология. 2013. № 11. С. 38—43.

8. **Консистентные** смазки / Под ред. В. В. Вайнштока. М.: Химия, 1966. 256 с.

9. **Фукс И. Г.** Добавки к пластичным смазкам. М.: Химия, 1982. 248 с.

10. **А. с. 257663 СССР:** Способ получения ингибитора коррозии металлов.

УДК 62.01/.09:621.865.8

Е. Н. ИВАШОВ, д-р техн. наук, П. С. КУЗНЕЦОВ, канд. техн. наук, К. Д. ФЕДОТОВ
(НИУ Высшая школа экономики), e-mail: eivashov@hse.ru

Оптимизация управления параметрами метрологического обеспечения при производстве микроэлектромеханических гироскопов

Рассмотрены задачи идентификации параметров и оптимального управления при производстве МЭМС-гироскопов. Приведены уравнения динамики гироскопической системы в матричной форме и уравнения граничных условий. Исследованы подходы максимумов правдоподобия для множества параметров, что повышает точность МЭМС-гироскопа. Представлен обзор выпускаемых МЭМС-гироскопов.

Ключевые слова: МЭМС-гироскоп, управление, параметры, идентификация параметров, оптимальное управление.

The problems of parameters identification and optimal control at production of MEMS-gyroscopes are considered. The equations of dynamics of gyroscopic system in matrix form and equations of boundary conditions are given. The maximum likelihood approaches are investigated for variety of parameters, which increases the accuracy of a MEMS-gyroscope. The overview of produced MEMS-gyroscopes is presented.

Keywords: MEMS-gyroscope, control, parameters, identification of parameters, optimal control.

Оптимизация управления параметрами метрологического обеспечения представляет собой задачу идентификации параметров в теории управления и связи, при этом оценка неизвестных параметров эквивалентна минимизации. Данный подход можно использовать в принятии технического решения при выборе MEMS-гироскопа.

Допустим, что динамика рассматриваемой системы для равноотстоящих моментов дискретного времени определяется уравнением

$$x_{i+1} = ax_i + u_i,$$

где x_i — значение переменной состояния, т. е. положение; u_i — значение сигнала на входе в i-й момент.

Будем считать, что все значения u_i известны и для упрощения принимаем $x_0 = 0$.

Переменная x_1 наблюдается при наличии ошибок измерения в виде

$$y_{i+1} = x_i + n_i, \quad i = 1, 2, ...,$$

где y_1 — наблюдаемое значение; n_1 — ошибка измерения.

Будем полагать, что n_i ($i = 1, 2, ...$) — независимые гауссовые случайные переменные с нулевым среднеквадратичным σ и дисперсией σ^2. Таким образом, функция совместной плотности вероятности помех имеет вид:

$$p(n_1, n_2, ..., n_i) = \prod_{i=1}^{l} \frac{1}{\sqrt{2\pi}\sigma} e^{-n_i^2/2\sigma^2}. \qquad (1)$$

Уравнение динамики и уравнение наблюдения удобно записывать, используя векторные обозначения: $\hat{y}_l = \hat{x}_l + \hat{n}_l$, где $\hat{x}_l = (\hat{x}_1, \hat{x}_2, ..., \hat{x}_l)^T$; $\hat{y}_l$ и $\hat{n}_l$ определяются аналогично.

Определим $\hat{u}_l$ как $\hat{u}_i = (\hat{u}_0, \hat{u}_1, ..., \hat{u}_{i-1})^T$. При этом динамика системы выражается уравнением

$$\mathbf{G}\hat{x}_i = \hat{u}_i, \qquad (2)$$

где $\mathbf{G} = \mathbf{I}_i - \hat{a}\mathbf{S}$ — $(l \times l)$-матрица; $\mathbf{S}$ — матрица, у которой элементы $\mathbf{S}_{i+1,i} = 1$ ($i = 1, 2, ..., l-1$), остальные элементы равны нулю.

Теперь получим оценку $\hat{a}$ для a методом максимального правдоподобия, т. е. $\hat{a}$ должно максимизировать выражение $p(\hat{y}_l|\hat{a}, \hat{x}_l)$. Эта максимизация осуществляется в два этапа в виде:

$$\max_a \max_{x_l} p(\hat{y}_l|\hat{a}, \hat{x}_l),$$

где

$$p(\hat{y}_l|\hat{a}, \hat{x}_l) = p(\hat{n}_l = \hat{y}_l - \hat{x}_l). \qquad (3)$$

Внутренняя максимизация ограничена условием (2). Правая часть уравнения (3) определяется уравнением (1).

Данная максимизация эквивалентна минимизации выражения показателя степени $\min_a \min_{x_l} \mathbf{E}_l$ при условии $\mathbf{G}\hat{x}_l = \hat{u}_l$, где $\mathbf{E}_l = (\hat{y}_l - \hat{x}_l)^T(\hat{y}_l - \hat{x}_l)/2\sigma^2$.

Ограничивающее уравнение учтем с помощью множителей Лагранжа. Введя векторный множитель $\hat{\lambda}_1$ Лагранжа, можно минимизацию показателя степени $\mathbf{E}_l$ относительно x_l при условии (2) записать как

$$\min_{x_l} \mathbf{J},$$

где

$$\mathbf{J} = \mathbf{E}_l - \langle \hat{\lambda}_1, \mathbf{G}\hat{x}_l - \hat{u}_l \rangle. \quad (4)$$

Полагая, что градиент функции **J** равен нулю, получим:

$$(\hat{x}_l - \hat{y}_l)/\sigma^2 - \mathbf{G}\hat{\lambda}_1 = 0.$$

Подставив последнее выражение в выражение (4), найдем:

$$\hat{\lambda}_1 = -(\mathbf{G}\mathbf{G}^{\mathrm{T}})^{-1}(\mathbf{G}\hat{y}_l - \hat{u}_l)/\sigma^2.$$

Таким образом, минимальное значение функции **J** составит:

$$\mathbf{J}^* = (\mathbf{G}\hat{y}_l - \hat{u}_l)^{\mathrm{T}}(\mathbf{G}\mathbf{G}^{\mathrm{T}})^{-1}(\mathbf{G}\hat{y}_l - \hat{u}_l)/\sigma^2. \quad (5)$$

Согласно определению матрицы **G** в выражении (2) можно записать:

$$\mathbf{G}\hat{y}_l - \hat{u}_l = (\hat{y}_l - \hat{u}_l - \mathbf{S}\hat{y}_l)\mathbf{a},$$

где $\mathbf{a} = (1, \hat{a})^{\mathrm{T}}$.

Тогда выражение (5) будет иметь вид:

$$\mathbf{J}^* = \mathbf{a}^{\mathrm{T}}(\hat{y}_l - \hat{u}_l - \mathbf{S}\hat{y}_l)^{\mathrm{T}}(\mathbf{G}\mathbf{G}^{\mathrm{T}})^{-1}(\hat{y}_l - \hat{u}_l, -\mathbf{S}\hat{y}_l)\mathbf{a}/\sigma^2.$$

Таким образом, установлено, что при оценивании по максимуму правдоподобия целевой функцией является $\mathbf{J}^*$, которая есть функция от **a** с резко выраженной нелинейностью. Если $\mathbf{G}\mathbf{G}^{\mathrm{T}}$ аппроксимировать выражением $(1 + a^2)\mathbf{I}_l$, то приближенную оценку по максимуму правдоподобия можно найти минимизацией:

$$\min_{\mathrm{a}} \mathbf{a}^{\mathrm{T}}\mathbf{Y}\mathbf{a}/\mathbf{a}^{\mathrm{T}}\mathbf{a}.$$

Здесь

$$\mathbf{Y} = (\hat{y}_l - \hat{u}_l, -\mathbf{S}\hat{y}_l)^{\mathrm{T}}(\hat{y}_l - \hat{u}_l - \mathbf{S}\hat{y}_l) =$$

$$= \begin{bmatrix} \sum_1^l (\hat{y} - \hat{u}_{i-1})^2 & \sum_2^l (\hat{y} - \hat{u}_{i-1})\hat{y}_{i-1} \\ \sum_2^l (\hat{y}_i - \hat{u}_{i-1})\hat{y}_{i-1} & \sum_2^l \hat{y}_i^2 \end{bmatrix},$$

где целевая функция представляет собой отношение квадратичных форм.

Данный метод распространяется на динамические системы, содержащие *k* неизвестных параметров, и на системы более общего вида, однако очевидно, что при этом минимизация становится более трудной вычислительной задачей.

Выработку требований к значениям конкретных показателей метрологического обеспечения образцов осуществляли в соответствии с работой [1] на основании анализа технических требований к изделию.

При отсутствии достаточной информации о значениях вероятностей ложных и необнаруженных отказов в соответствии с работой [1] допускается характеризовать метрологические звенья требуемыми и фактическими значениями коэффициентов точности, отражающих соотношение между допускаемыми отклонениями и суммарной погрешностью измерений и выбираемых из ряда 2,5; 3; 3,5; 4; 5 в зависимости от значимости параметра (большей значимости параметра соответствует более высокий коэффициент точности). Показатели же достоверности методик измерительного контроля образцов (вероятности ложных и необнаруженных отказов) по известным характеристикам погрешности измерений при контроле и по параметрам методик контроля можно получить способами, приведенными в работе [2].

Выбираем коэффициент точности измерения параметров из ряда, приведенного в работе [1], т. е. не менее 2,5. Выбранное значение $K_{т.тр}$ уточняют определением значения коэффициента d, характеризующего выход параметра за верхнюю или нижнюю границы поля допуска. Для этого нормируют величину $d/\delta_и$, где $\delta_и$ — допускаемое отклонение параметра, распределенного в соответствии с нормальным законом, выбираем $\delta_и = 3\sigma$. Оценка d, в соответствии с работой [1], позволяет оставить $K_{т.тр} = 2{,}5$ с учетом уточнения с точностью до второй значащей цифры [2]. Перечень контролируемых параметров изделия приведен ниже.

Контролируемые параметры для датчиков угловой скорости (ДУС)

Диапазон преобразования, градус/с	От −500 до 500
Плотность мощности шума (случайная составляющая нулевого сигнала) 3σ, градус√Гц/с	Не более 0,014
Нестабильность масштабного коэффициента, %	Не более 0,1
Нестабильность нуля, градус/ч	Не более 8

Контролируемые параметры изделия выбраны в соответствии с рекомендациями работы [1], а также с учетом технических характеристик ММГ и назначения.

Признаки исключения контроля параметра:

информация по результатам контроля параметра не используется;

в системе с обратной связью контроль работоспособности осуществляется более чем в одной контрольной точке;

при контроле технического состояния контролируются взаимосвязанные параметры;

в ходе экспертизы (испытаний, эксплуатации) установлено, что значение контролируемого параметра стабильно во времени и не ухудшает характеристик аппаратуры;

анализ отказов аппаратуры при испытаниях (эксплуатации) показал, что параметр, предназначенный для индикации и поиска отказавшего типового элемента, на практике не используется и т. д.

Признаки необходимости контроля параметра:

значение параметра нестабильно во времени и существенно влияет на характеристики аппаратуры;

введение параметра в состав контролируемых параметров позволяет: упростить методику контроля или поиска отказавшего типового элемента замены; сократить продолжительность (объем) контрольных или профилактических операций; повысить достоверность контроля технического состояния аппаратуры [1].

Основной характеристикой изделия, устанавливающей зависимости оцифрованных значений выходного напряжения от угловой скорости, напряжения питания, температуры и силы тока нагрузки, является градуировочная характеристика изделия. Приведенные выше контролируемые параметры определяют на основании данных, полученных при снятии характеристики.

Определение времени готовности гиро-инерциального блока (ГИБ) и полосы пропускания ДУС осуществляется по отдельным методикам с помощью оборудования, приведенного в таблице.

Допустимые погрешности определения контролируемых параметров, а также точность задания входных воздействий (угловой скорости, линейного ускорения) определяются путем деления предельных погрешностей на коэффициент точности, равный 2,5.

Предельные значения погрешностей определения параметров движения с помощью ДУС (проекция вектора угловой скорости на ось чувствительности) рассчитывают по формуле

$$\Delta\omega_{\text{доп}} = \Delta\omega_1 + \Delta\omega_2,$$

где $\Delta\omega_1 = 3\sigma_\omega$; $\Delta\omega_2 = \Delta K_\omega \omega_{\max}$; σ_ω — случайная составляющая нулевого сигнала ДУС; ΔK_ω — нестабильность масштабного коэффициента ДУС (см. таблицу).

Ряд задач по оптимальному управлению можно сформулировать как минимизацию специального вида, подчиненную одновременно ограничивающим равенствам и неравенствам, или как последовательность задач минимизации. Прежде всего рассмотрим систему управления, определяемую разностным управлением первого порядка:

$$\hat{\mathrm{x}}^{i+1} = \mathbf{A}_i \hat{\mathrm{x}}^i + \mathbf{B}_i \hat{\mathrm{u}}^i, \qquad (6)$$

где $0 \le i \le N-1$; $\hat{x}_i \in \mathbf{X}(i) \subset \mathbf{R}^n$; $\hat{u}^i \in \mathbf{U}(i) \subset \mathbf{R}^n$.

Вектор $\hat{x}^i$ представляет собой вектор состояния системы в i-й момент времени; вектор $\hat{u}^i$ — управляющий входной вектор. Множества $\mathbf{X}(i)$ и $\mathbf{U}(i)$ представляют собой ограничения, наложенные на вектор состояния и управляющий вектор.

Уравнения этого типа возникают при рассмотрении импульсных систем, а также при аппроксимации систем системами с дискретным временем. Это определяется тем, что при использовании цифровых машин для решения задач, связанных с управлением системами с непрерывным временем, осуществляется преобразование в системы с дискретным временем.

Для определенности выберем целевую функцию

$$\mathbf{J} = \sum_{i=1}^{N} \omega(\hat{x}^i, \hat{u}^{i-1}). \qquad (7)$$

При этом ω предполагается непрерывным относительно $\hat{x}$ и $\hat{\mathrm{u}}$.

Ограничивающие множества имеют вид:

$$\left.\begin{aligned} &\mathbf{X}(i) = \{\hat{x}, \hat{g}^i - \mathbf{G}_i \hat{x} \le 0\}, \quad 1 \le i \le N; \\ &\mathbf{X}(0) = \hat{x}^0 = \text{известное начальное состояние}; \\ &\mathbf{U}(i) = \{\hat{u}, \hat{h}^i - \mathbf{H}\hat{u} \le 0\}, \quad 0 \le i \le N-1. \end{aligned}\right\} \qquad (8)$$

Здесь $\hat{g}$, $\hat{h}$, $\mathbf{G}$ и $\mathbf{H}$ — векторы и матрицы соответствующих размерностей.

Так, например, ограничение вида $\mathrm{a} \le \mathrm{x} \le \mathrm{b}$ можно выразить как

$$\begin{bmatrix} -\mathbf{I}_n \\ \mathbf{I}_n \end{bmatrix} \hat{\mathrm{x}} \le \begin{bmatrix} \mathrm{a} \\ \mathrm{b} \end{bmatrix},$$

где $\mathbf{I}_n$ — $(n \times n)$-единичная матрица.

Векторы состояния можно исключить из выражения (7) и ограничивающих множеств (8), если использовать выражение (6) и в выражение (7) вместо $\hat{x}^i$ подставить

$$\hat{x}^i = \varphi_{i,0}\hat{x}^0 + \sum_{j=0}^{i-1} \varphi_{i,j+1}\mathbf{B}_j \hat{u}^j,$$

где $1 \le i \le N$; $\varphi_{i,j} = \mathbf{I}$; $\varphi_{i+1,j} = \mathbf{A}_i \varphi_{i,j}$.

Перечень средств измерений и испытательного оборудования для измерительного контроля изделий

Наименование	Обозначение	Основные технические характеристики
Электронный термогигрометр в комплекте с термоэлектрическим преобразователем	CENTER-314	Измерение температуры от −200 °С до +200 °С с погрешностью ±1 %. Измерение влажности до 98 % с погрешностью ±2,5 %
Ампервольтомметр	UNI-T	Погрешность ±1 %
Опорно-поворотный стенд	АС 1120 Е	Угловая скорость не менее 500 °/с
Опорно-поворотный стенд с угловой вибрацией	Angular Vibration Table 105-AVT	Диапазон воспроизводимых частот от 0 до 200 Гц
Секундомер	—	±0,5 с
Цифровой осциллограф	TDS 1002B	±130 В (±0,1 %); от 2 нс до 5 с (±0,033÷0,25 %)
Примечание. Допускается замена средств измерения на аналогичные с техническими характеристиками не ниже представленных.		

Теперь целевая функция является функцией от $\hat{u}^0, ..., \hat{u}^{N-1}$:

$$\mathbf{J} = \rho(\hat{u}^0, \hat{u}^1, ..., \hat{u}^{N-1}),$$

а ограничения имеют вид:

$$\hat{d}^i - \sum_{j=0}^{i-1} \mathbf{D}_{i,j}\hat{u}^j \le 0 \text{ и } \hat{h} - \mathbf{H}\hat{u}^i \le 0,$$

где $\hat{d}^i = \Delta\hat{g}^{i,j} - \mathbf{G}_i\varphi_{i,0}\hat{x}^0$; $\mathbf{D}_{i,j} = \mathbf{G}_i\varphi_{i,j+1}$.

Таким образом, мы преобразовали задачу оптимального управления в задачу минимизации с ограничениями. Можно было бы непосредственно выполнить минимизацию функции **J** при условиях:

$$\hat{x}^{i+1} = \mathbf{A}_i\hat{x}^i + \mathbf{B}_i\hat{u}^i, \quad 0 \le i \le N-1;$$

$$\hat{g}^i - \mathbf{G}_i\hat{x}^i \le 0, \quad 1 \le i \le N;$$

$$\hat{h} - \mathbf{H}\hat{u}^i \le 0, \quad 0 \le i \le N-1.$$

Однако эта формулировка содержит намного больше переменных, чем предыдущая, и в общем случае оказывается неэффективной.

Динамика более общего вида описывается разностным уравнением

$$\hat{x}^{i+1} = f(\hat{x}^i, \hat{u}^i, i),$$

где $0 \le i \le N-1$; f — нелинейная векторная функция.

При выборе конкретного MEMS-гироскопа проанализируем существующие прототипы и серийно выпускаемые изделия. Приведенные выше решения будем использовать для анализа предоставленных производителем характеристик выпускаемых изделий.

Выбор из двух технологий изготовления гироскопов (кремний на стекле или кремний на изоляторе) основывается на возможности использования промышленного оборудования. Так как рассматриваемые технологии относятся к разным производствам — микроэлектроники и микромеханических устройств, то используемое оборудование, обеспечивающее соответствующие процессы, относится к разным группам. Оборудование первой группы выпускалось в СССР, но с переходом на импортную компонентную базу разработки данного оборудования значительно сократились. В настоящее время отечественными производителями данного оборудования являются: ОАО "НИИ Полупроводникового машиностроения" (г. Воронеж) — оборудование для фотолитографических процессов химии, ОАО "НИИТОП" (г. Нижний Новгород) — оборудование для монтажа и сборки, ООО "ЭСТО-Вакуум" — вакуумное оборудование для напыления, травления и осаждения, из стран СНГ — НГПО "Планар" (Беларусь, г. Минск) — оборудование для изготовления шаблонов, фотолитографии, включая совмещение и экспонирование, сборочное и контрольное оборудование.

Имеется широкий выбор ручного, полуавтоматического и автоматического оборудования для стандартных процессов микроэлектроники, таких как вакуумное напыление, операций фотолитографии, химических обработок, термического окисления и т. п. Рассмотрим оборудование для специальных процессов в рамках выбранных технологии объемной микромеханики и технологии кремний на стекле. К данным процессам относятся:

глубокое плазмохимическое травление кремния и стекла;

двухстороннее соединение кремниевых и стеклянных пластин;

анодное соединение кремниевых и стеклянных пластин без потери точности совмещения;

утонение кремния на стекле.

Особенности оборудования для MEMS:

относится к высокоточному и дорогостоящему оборудованию, выпускается только под заказ для конкретной технологии с учетом требований заказчика на основе базовой комплектации; конкретное исполнение формируется с учетом опций, поэтому конечная стоимость может значительно отличаться от базового варианта;

выпускается, как правило, в двух модификациях: ручное или полуавтоматическое оборудование для НИОКР, мелкосерийного производства и пилотных производств; автоматическое оборудование с загрузкой через кассеты; в кластерном варианте для объединения с установками, осуществляющими смежные операции, т. е. автоматически полный цикл операций;

в последнее время оборудование предлагается вместе с технологиями и в стоимость включают пусконаладочные работы и обучение персонала.

Оборудование для основного процесса объемной микромеханики — глубокого плазмохимического травления кремния (стекла) выпускают несколько фирм. Сравнивать оборудование по параметрам качества травления весьма сложно, так как процесс глубокого травления зависит не только от технических характеристик оборудования и используемых режимов, но и от размеров вытравливаемых зон, используемых материалов (например, пластина монокристаллического кремния или SOI-пластины, т. е. кремний на изоляторе), материалов масок, их качества, скорости травления.

Лидером в данном направлении является фирма SPTS Technologies Ltd, созданная в 2009 г. и использующая многолетний опыт в производстве оборудования компаний Watkins-Johnson и в разработке технологий Trikon, STS, Aviza. Фирма выпускает оборудование для травления кремния, диэлектриков, PVD и PECVD процессов. В сентябре 2012 г. фирма анонсировала технологию сухого травления для приложений по выявлению межсоедине-

ний. Модуль Pegasus Rapier обеспечивает скорость травления кремния, превышающую в 2 раза скорость аналогов, при этом однородность травления составляет ±2,5 % на TSW-пластинах диаметром 300-мм. Фирма изготовляет оборудование на разных платформах (вакуумная система + плазменное оборудование), основными являются VPX Pegasus ICP (DRIE), Etcher.

Известным производителем установок для глубокого плазмохимического травления является компания Oxford Instruments Plasma Technology — подразделение компании Oxford Instruments. Подразделение специализируется на полнофункциональных системах плазменной и плазмохимической обработки: системы для реактивного ионного травления (RIE), плазменно-стимулированного осаждения (PECVD), магнетронного распыления, ионно-лучевого травления и ионно-лучевого распыления, гидридной эпитаксии (HVPE) и атомно-слоевого осаждения (ALD). Достоинством компании является полная технологическая поддержка поставляемого оборудования и возможность обработки тестовых образцов заказчика до поставки оборудования. В настоящее время работает более 2500 установок производства данной компании. Большим достижением является установка PlasmaPro Estrelas100 для МЭМС приложений и процессов глубокого травления кремния (Deep Silicon Etch, DSE), которая реализует наиболее известные методы глубокого травления: Бош-процесс и криогенное травление.

Бош-процесс является ключевым технологическим процессом при производстве устройств микромеханики. Криогенное травление позволяет получать структуры с высоким аспектным соотношением и предельно малыми размерами, что незаменимо в области создания высокоточных МЭМС-гироскопов. Компании Oxford Instruments Plasma Technology и SPTS заявили о возможности травления SOI-пластин, т. е. о травлении кремния непосредственно на изоляторе без заметного подтравливания по разделу кремний—стекло.

В области полупроводникового оборудования лидером является компания Applied Materials (США), которая также выпускает установки для глубокого плазмохимического травления на платформе Centura. Последняя разработка включает в себя реакторную камеру DPS-DTM специальной конструкции и источник с индуктивно-связанной плазмой, что обеспечивает высокую скорость травления (до 20 мкм/мин), высокую однородность (менее 2 %), малую шероховатость боковой стенки.

Серийное оборудование для глубокого плазмохимического травления выпускает ООО "ЭСТО-Вакуум": вакуумное оборудование для магнетронного напыления, ионного и плазмохимического травления, осаждения диэлектрических слоев из газовой фазы. С 2003 г. компанией выпущено более 70 различных установок. Для травления предлагаются автоматизированная установка плазмохимического и ионно-химического травления CAROLINE PE 12 и автоматизированная шлюзовая установка CAROLINE PE 15; скорость травления кремния не превышает 5 мкм/м. Установки можно использовать для травления металлов, диэлектриков и полупроводников. Однако не удалось найти информацию по глубокому травлению кремния с высоким аспектным отношением.

В России серийное оборудование для соединения (бондинга) пластин и их совмещения (в отличие от плазмохимического травления) не выпускается. В этой области лидерами являются компания Suss Microtec (Германия, США) и EVGroup (Австрия), которые производят близкое по техническим характеристикам и стоимости оборудование, причем технологические процессы совмещения пластин и бондинга разнесены по разным единицам оборудования. Совмещение пластин осуществляется на специальной оправке, где пластины закрепляются и далее поступают в бондер. Поэтому если при бондинге требуется точное совмещение, необходимо иметь установку для совмещения той же фирмы, что и бондер. Установки выпускают в ручном (полуавтоматическом), автоматическом и кластерном исполнении. Обе фирмы выпускают также кластеры оборудования, которые могут быть применены для изготовления МЭМС-приборов. Компания Suss Microtec выпускает установки совмещения системы Suss MA/BA 6, компания EVGroup — системы EVG 610 и EVG 620.

Компания Applied Microengineering Ltd (Великобритания) процесс точного совмещения перед соединением пластин и процесс бондинга совместила в одной установке, что позволяет осуществлять горячее совмещение, т. е. учитывать неточности, возникающие при нагревании в результате температурных расширений пластин и оснастки. Кроме того, стоимость такой установки значительно ниже стоимости установок совмещения и бондера. Как правило, бондеры оснащаются опциями, позволяющими выполнять кроме анодного соединения и прямой бондинг (диффузионную сварку), и соединения с помощью эвтектики, легкоплавким стеклом и даже с использованием клеевой композиции (процессы можно выполнять в вакууме и газовой среде).

Последняя операция — операция удаления балластного кремния (утонение), по сути, является шлифовкой и полировкой кремния и отличается от стандартной технологии утонения пластин с микросхемами наличием стеклянной основы, приваренной вместе с утоняемой кремниевой пластиной. При использовании в качестве исходного материала SOI операция утонения не требуется.

УДК 621.431.75

В. Г. ПАНИН, канд. техн. наук (Самарский государственный аэрокосмический университет им. С. П. Королева), e-mail: val-panin@mail.ru

Выкатываемость кольцевых профилей для газотурбинных двигателей

Для прогнозирования выкатываемости и расширения технологических возможностей профилирования установлены зависимости между размерами исходной заготовки и выкатываемого профиля, получаемого в одной паре валков. Разработанная методика подтверждена экспериментами и производственной практикой.

Ключевые слова: формообразование, профиль, швеллер, заготовка, сплав, раскатка, калибр, фланец, деформация.

For forecasting of expansion ability and extension of technological capabilities of profiling, the dependencies between dimensions of initial workpiece and expanded profile, obtained in the same roller pair, are determined. The developed methodic is confirmed by experimental data and field experience.

Keywords: forming, profile, channel, workpiece, alloy, expansion, gage, flange, deformation.

Выкатываемость — это степень соответствия действительной формы поперечного сечения профильной заготовки, полученной горячей раскаткой, заданной форме.

Для газотурбинных двигателей (ГТД) кольцевые детали изготовляют из бесшовных заготовок п-образного сечения, получаемых с помощью раскатных машин. Последовательности разных формообразований тонкостенных кольцевых деталей раскаткой представлены на рис. 1. При изготовлении данных деталей может применяться дополнительная раскатка в ящичных калибрах.

Каждая из применяемых раскаток имеет свои преимущества и недостатки, поэтому выбор технологического процесса изготовления данных деталей должен учитывать особенности заданного профиля [1—3].

При раскатке профильных колец главной задачей является обеспечение качественного заполнения калибров, поэтому при разработке технологического процесса необходим критерий заполнения калибра.

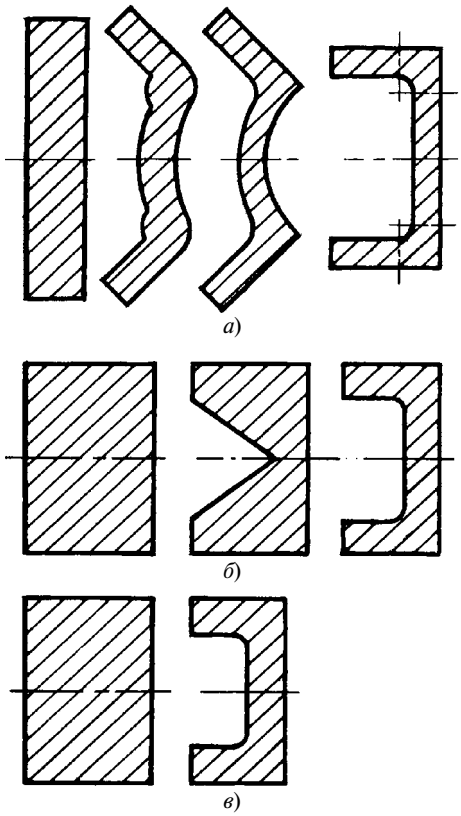


Рис. 1. Технологические схемы формообразования швеллера: *а* — раскаткой с отбортовкой; *б* — раскаткой с попеременным внедрением клиновидного и цилиндрического валков со стороны предполагаемых фланцев; *в* — раскаткой с внедрением цилиндрического валка

(Окончание статьи. Начало см. на стр. 40)

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **РД В 319.01.13—99. КСКК.** Аппаратура, приборы, устройства и оборудование военного назначения. Оценка метрологического обеспечения. Мытищи. 1999.

2. **МИ 2091—90.** Рекомендация. Государственная система обеспечения единства измерений. Измерения физических величин. Общие требования.

3. **Устройства** с бесконтактным магнитным взаимодействием для специального технологического оборудования / В. А. Васин, Е. Н. Ивашов, П. С. Кузнецов, С. В. Степанчиков // Технология машиностроения. 2011. № 2 (104). С. 47—51.

4. **Исследование** устройств с бесконтактным магнитным взаимодействием для сверхвысоковакуумного оборудования / П. С. Кузнецов // Фундаментальные проблемы радиоэлектронного машиностроения / Материалы международной науч.-техн. конф. "INTERMATIC—2011" / Под ред. чл.-корр. РАН А. С. Сигова. М.: МГТУ МИРЭА—ИРЭ РАН, 2011. Ч. 4. С. 232, 233.

5. **Особенности** применения устройств с бесконтактным магнитным взаимодействием в современном сверхвысоковакуумном контрольно-диагностическом и технологическом оборудовании / В. А. Васин, Е. Н. Ивашов, П. С. Кузнецов, С. В. Степанчиков // Контроль. Диагностика. 2011. № 2 (152). С. 44—48.

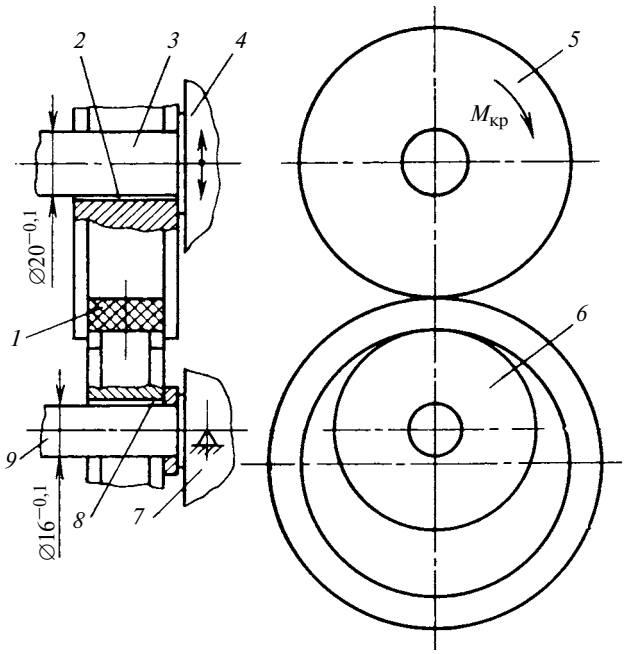


Рис. 2. Схема раскатки свинцовых кольцевых образцов марки С1 на модельной установке (момент захвата заготовки катающими поверхностями валков)

Профилирование колец осуществляется проникновением профильного валка в заготовку прямоугольного сечения, в качестве показателя заполнения калибра можно принять глубину h_1 проникновения валка.

В ходе исследований была установлена зависимость размеров выкатываемого профиля от размеров исходной заготовки для первых двух раскаток, представленных на рис. 1, *а*, *б* [4, 5].

На рис. 2 представлена схема раскатки кольцевой заготовки из свинца на модельной установке, которая состоит из литого корпуса с встроенными в него верхней (*4*) и нижней (*7*) бабками, на валах *3* и *9* закреплены вращающиеся валки *5* и *6*. При перемещении верхнего валка вниз они сближаются, захватывая кольцевую заготовку *1* и осуществляя раскатку. Проворачивание валков относительно валов исключают шпонки *2* и *8*. Нажимным устройством является винтовая пара (на рис. 2 не показана). Габаритные размеры модельной установки 350 × 120 × 135 мм; отношение диаметров валков *2*; открытая высота — 120 мм; закрытая высота — 60 мм.

Разработан метод моделирования процесса раскатки и определения размеров профиля в зависимости от размеров исходной заготовки.

На рис. 3 показаны сечения кольцевой заготовки и получаемых раскаткой кольцевых деталей, их элементы и обозначения.

Две серии экспериментов заключались в раскатке соответственно до постоянной толщины 3 мм и постоянного диаметра 200 мм. По полученным данным для исследуемых величин устанавливали функциональную зависимость, определяя неизвестные коэффициенты регрессии методом наименьших квадратов. В качестве математической модели использовали полином. Для однофакторного случая использовали полином второй степени:

$$y = a_0 + a_1 x + a_2 x^2,$$

где y — исследуемая величина; x — фактор; a_1—a_2 — неизвестные коэффициенты регрессии.

Для двух- и трехфакторных моделей были выбраны следующие уравнения:

для полного факторного эксперимента с двумя факторами

$$y = a_0 + a_1 x + a_2 x^2 + a_3 x_2^2 + a_5 x_1 x_2;$$

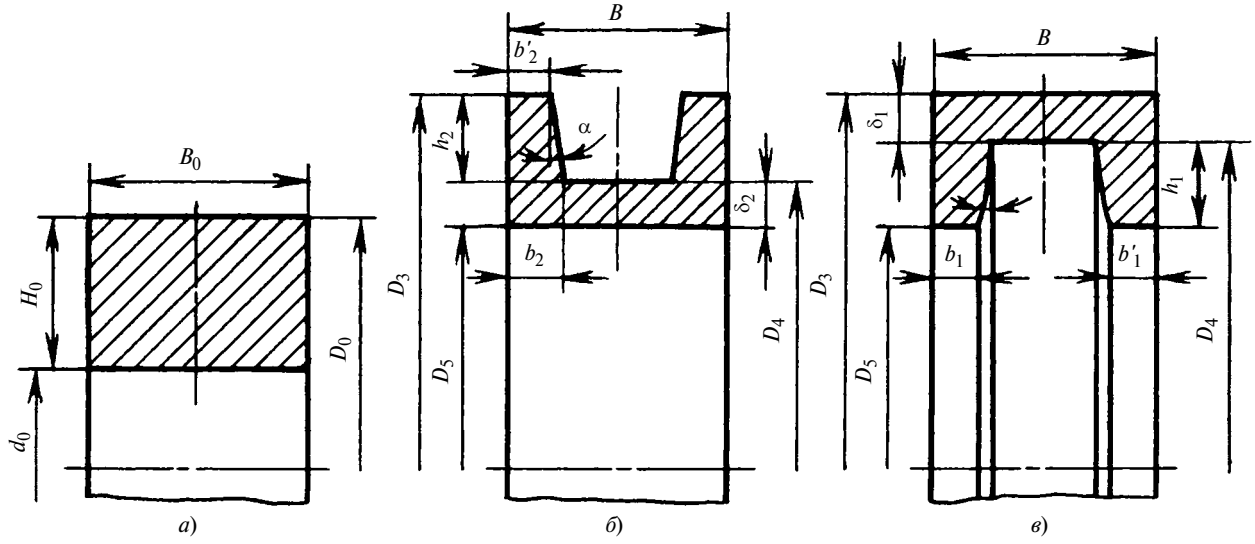


Рис. 3. Условные обозначения элементов заготовки (*а*) и кольцевых деталей, получаемых раскаткой (*б*, *в*)

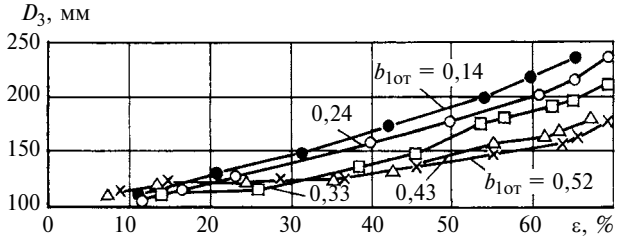


Рис. 4. Зависимости диаметра D_3 кольца от деформации ε при разной относительной величине $b_{1от}$

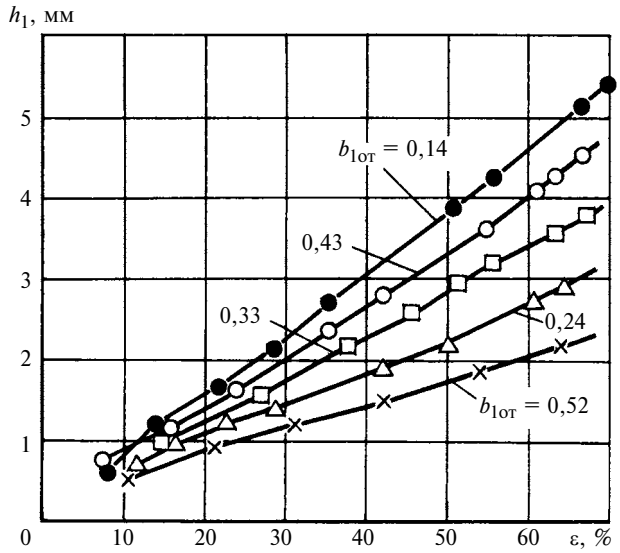


Рис. 5. Зависимости изменения высоты h_1 фланца от деформации ε при разной относительной величине $b_{1от}$

линейные уравнения:

$$y = a_0 + a_1x + a_2x^2;$$

$$y = a_0 + a_1x + a_2x_2 + a_3x_3,$$

где x_i — факторы; a_0—a_n — неизвестные коэффициенты регрессии.

В расчетах методом наименьших квадратов использовали программу для решения системы линейных алгебраических уравнений n-го порядка.

Раскатку до постоянной толщины полотна (рис. 3, *в*) осуществляли за 8—10 переходов с близкими по величине разовыми обжатиями. Суммарная деформация составила 70 %. Раскатывали пять вариантов кольцевых заготовок размерами D_0 = 100 мм; d_0 = 80 мм; B_0 = 21 мм; b = 1,5; 2,5; 3,5; 4,5; 5,5 мм, для каждого варианта изготовляли по пять колец.

В табл. 1 представлены значения параметров раскатываемых колец по переходам. Измерения выполняли штангенциркулем и микрометром. В табл. 1 также приведены расчетные относительные величины $2b_1/B_0$; $h_1 = (D_4 - D_5)/2$; $\delta_1 = (D_3 - D_5)/2$.

На рис. 4 показаны зависимости изменения диаметра D_3 кольца от относительной деформации ε. Установлено, что с уменьшением b_1 диаметр кольца увеличивается.

На рис. 5 показаны зависимости изменения параметра h_1 от относительной деформации ε фланцев, из анализа которых видно, что увеличение ширины фланцев ведет к увеличению их высоты.

Для прогнозирования по результатам изготовления реальных промышленных кольцевых заготовок введем такие относительные величины, как приращение диаметра $\Delta_D = \dfrac{D_3 - D_0}{D_0}$ и приращение высоты $\Delta_b = \dfrac{D_4 - D_5}{D_3 - D_4}$ фланца.

На рис. 6 представлены зависимости изменения показателей Δ_D и Δ_b от $2b_1/B_0$.

Раскатку до постоянного диаметра D_3 = 200 мм осуществляли за 5—6 переходов для пяти вариантов заготовок, отличающихся параметром b_1 = 1,5; 2,5; 3,5; 4,5 и 5,5 мм. Анализ полученных экспериментальных данных (табл. 2) показал, что при

Таблица 1

Размеры модельных колец по переходам раскатки при D_0 = 100 мм, d_0 = 80 мм, B_0 = 1 мм

b_1, мм	D_3, мм	Суммарная деформация, %	D_4, мм	D_5, мм	$2b_1/B_0$	h_1, мм	δ_1, мм
1,5	106, 119, 136	—	—	—	—	—	—
	162	—	—	—	0,14	—	—
	189, 214, 239	—	—	—	—	—	—
	280	71	274	269,2		2,4	3,0
2,5	109, 113, 123, 132	—	—	—	—	—	—
	152	—	—	—	0,24	—	—
	168, 201, 218	—	—	—	—	—	—
	257	69,5	251	244,7	—	3,15	3,0
3,5	108, 119, 131, 144	—	—	—	—	—	—
	157	—	—	—	0,33	—	—
	166, 181, 186, 198	—	—	—	—	—	—
	213	69,5	207	199,1	—	3,95	3,0
4,5	105, 111, 118	—	—	—	—	—	—
	128	—	—	—	0,43	—	—
	138, 149, 168, 177, 189	—	—	—	—	—	—
	200	71	194	184,6		4,7	3,0
5,5	110, 117, 127	—	—	—	—	—	—
	132	—	—	—	0,52	—	—
	145, 157, 166	—	—	—	—	—	—
	172	70	171	165,8	—	5,58	3,0
	177	—	—	—	—	—	—

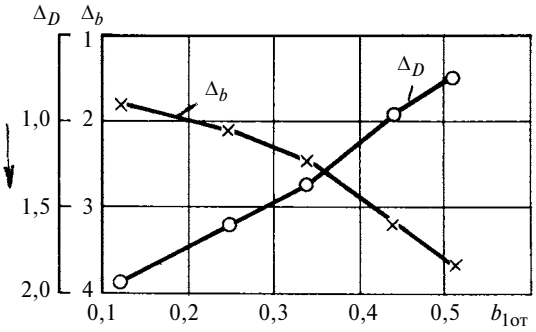


Рис. 6. Зависимости изменения относительных приращений Δ_D и Δ_b от относительной ширины $2b_1/B_0$ фланца

D_3 = const при увеличении $2b_1/B_0$ увеличивается h_1 и уменьшается δ_1.

При выполнении экспериментов обеспечивались постоянные условия: температура, частота вращения и подача нажимного валка, что позволило минимизировать ошибки измерения. Статистическая обработка результатов [6] позволила оценить влияние факторов в совокупности. Оценку грубых погрешностей не проводили, так как анализ статистического разброса по трем опытам показал удовлетворительные результаты.

По экспериментальным данным получили зависимости:

для колец с внешним расположением фланцев

$$b_2^1 = \frac{B_0}{2}\left(0{,}45 - 0{,}2\frac{D_3 - D_0}{D_0} + 0{,}12\frac{D_3 - D_4}{D_4 - D_5}\right)K - \\ - \frac{D_3 - D_4}{2}\operatorname{tg}\alpha; \quad (1)$$

для колец с внутренним расположением фланцев

$$b_1^1 = \frac{B_0}{2}\left(0{,}42 - 0{,}27\frac{D_3 - D_0}{D_0} + 0{,}16\frac{D_4 - D_5}{D_3 - D_4}\right)K - \\ - \frac{D_4 - D_5}{2}\operatorname{tg}\alpha. \quad (2)$$

Коэффициент множественной корреляции, который характеризует степень соответствия расчетных значений фактическим, составил 0,997.

Для жаропрочных хромоникелевых сплавов коэффициент $K = 1{,}3$ определяли экспериментально раскаткой производственных партий колец на ОАО "Кузнецов" [7]. В качестве жаропрочного хромоникелевого сплава выбрали сплав ЭП718ИД (ХН45МВТЮБР). Из свинца С1 и сплава ЭП718ИД изготовили по три заготовки с прямоугольным поперечным сечением с наружным диаметром 365 мм, внутренним диаметром 249 мм, шириной $B = 66^{-1}$ мм. Раскатку заготовок из сплава ЭП718ИД выполняли при температурах 1120÷850 °С. Кольца из свинца подвергали холодной раскатке на машине РМ-1200 за пять переходов. На каждом переходе измеряли внутренний диаметр колец и высоту фланцев, результаты усредняли и рассчитывали отношение размера фланца, полученного при раскатке свинцовых образцов, к размеру фланца, полученного при раскатке колец из жаропрочного сплава (табл. 3).

Раскатывая "холодные" кольца из сплава ЭП718ИД, высоту фланца и внутренний диаметр колец получали уменьшением размеров, полученных измерением "горячих" заготовок, на величину усадки (1,5 %) [5]. Как только прироста высоты фланца не наблюдалось, раскатку прекращали. В данном случае прирост высоты фланца прекращался при диаметре колец 520 мм.

Проведенный эксперимент подтвердил следующее:

а) начало процесса раскатки характеризуется максимальной радиальной деформацией (вдавливанием) и минимальной тангенциальной деформацией (вытяжкой) [4];

б) заполняемость калибра материалом при профильной раскатке зависит от прочности материала: чем больше показатель $\sigma_{0,2}$, тем выше заполняемость калибра материалом.

Таблица 2

Получаемые размеры модельных колец по переходам раскатки при D_0 = 100 мм, d_0 = 80 мм, B_0 = 1 мм, D_3 = 200 мм

b_1	D_4	D_5	$2b_1/B_0$	h_1	δ_1
мм				мм	
1,5	191,6	187,6	0,14	2,0	4,3
2,5	191,4	187,2	0,24	2,1	4,2
3,5	192,0	187,6	0,33	2,2	4,0
4,5	193,0	186,2	0,43	3,2	3,5
5,5	194,4	185,4	0,52	4,5	2,8

Таблица 3

Диаметры и отношение высот раскатанных колец

D_5, мм	Высота фланца, мм		h_1
	С1	ЭП718ИД	
249	0	0	0
340	10,9	14,1	0,773
395	12,5	18,1	0,691
450	13,5	21,2	0,637
485	16,2	23,5	0,689
520	18,3	25,2	0,726

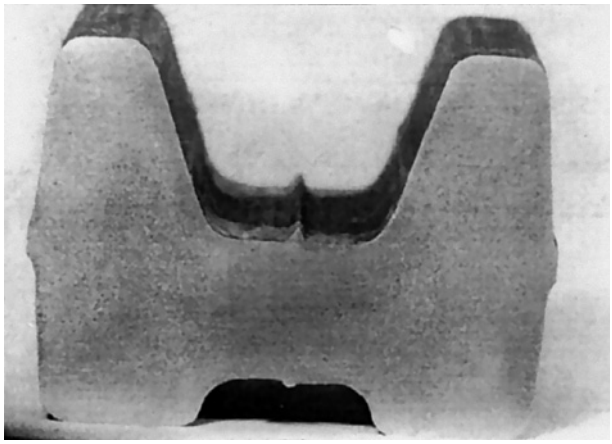


Рис. 7. Профиль кольца швеллерного типа

Для расчетов было выбрано $h_1 = 0{,}726$, так как важен конечный результат заполнения. Известно, что заполняемость калибров при раскатке заготовки из свинца ниже, чем при раскатке жаропрочных сплавов. Кольцевые детали для ГТД имеют разные формы и размеры, их изготовляют из разных жаропрочных сплавов, например ХН77ТЮР (ЭИ437Б, БУ), ХН50ВМТЮБ (ЭП648), ХН68ВМТЮК (ЭР693), ХН73МБТЮ (ЭИ698), ЭП742УИД и др. При этом всегда имеются отклонения размеров, форм и показателей качества поверхностей. Поэтому в зависимости (1) и (2) ввели поправочный коэффициент $K = 0{,}726K_з$, где $K_з = 1{,}8$ — коэффициент запаса.

На рис. 7 показан кольцевой профиль, полученный горячей раскаткой, для промежуточного кольца турбины из хромоникелевого сплава ХН68ВМТЮК-ВД (данный сплав отличается низкой заполняемостью калибра при раскатке) [8].

Последовательность получения профильных заготовок с учетом прогноза выкатываемости оптимальной формы:

1. Разработали чертеж с допусками на размеры и припусками под механическую обработку, применяя зависимость (1) проверили выкатываемость профиля:

$$b_2^1 =$$

$$= \frac{67}{2} x \left(450 - 0{,}2x\frac{1161 - 645}{645} + 0{,}12x\frac{1161 - 1108}{1108 - 1062}\right) \times$$

$$\times x1{,}3 - \frac{1161 - 1108}{2} x0{,}268 = 11{,}5 \text{ мм}.$$

2. Изготовили кольцевые поковки под раскатку с размерами $\varnothing 490 \times \varnothing 300 \times 66$ мм;

3. Поковки раскатали в ящичных валках на размеры $D_0 = 645$ мм, $d_0 = 516$ мм, $B_0 = 67$ мм;

4. Поковки раскатали в профильных валках до наружного диаметра $D_3 = 1161$ мм, при этом получили: $D_4 = 1108$ мм; $D_5 = 1062$ мм; $b_2^1 = 12$ мм; глубина внедрения профильного валка в заготовку прямоугольной формы составила $h = 26{,}5$ мм; внутренний уклон на фланце $\alpha = 15°$.

Изготовленные профильные кольца по предложенной технологии имели минимальные напуски, отклонения размеров и формы (овальность) и склонность к короблению. Механические свойства материала изготовленных колец соответствовали техническим условиям ТУ01-1203. Качественное оформление вершины фланца и радиусов сопряжений устанавливалось визуально. Внешний угол оформлен полностью и соответствовал прессованному, что подтверждает правильность разработанной методики.

В результате изготовления по новой технологии заготовок оптимальных размеров металлоемкость одного моторкомплекта оказалась меньше на 30,6 кг относительно традиционного комплекта.

Таким образом, полученные математические зависимости размеров профиля от размеров исходной заготовки обеспечивают получение качественного фланца при формообразовании раскаткой.

Установлено, что при увеличении относительной ширины фланца увеличивается его высота, радиальная максимальная деформация, обеспечивающая интенсивное увеличение фланца, наблюдается в начале раскатки при наибольшей толщине заготовки, что соответствует интенсивному внедрению инструмента, т. е. происходит вдавливание при минимальной тангенциальной вытяжке.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **А. с. 999306 СССР:** Кл. В 21 Н 1/06. Заготовка кольцевой детали под раскатку с отбортовкой.

2. **А. с. 1794565 СССР:** Кл. В 21 Н 1/06. Способ получения кольцевых профилей из малопластичных материалов.

3. **А. с. 1177992 СССР:** Кл. В 21 Н 1/06. Способ изготовления профильных кольцевых деталей.

4. **Панин В. Г., Бутаров А. Н.** Влияние площадей контакта валков на заполнение калибров при раскатке с вдавливанием // Кузнечно-штамповочное производство. 1990. № 10. С. 8—10.

5. **Панин В. Г.** Изучение выкатываемости фланцевых колец и факторов интенсификации их формообразования // Заготовительные производства в машиностроении. 2012. № 9. С. 37—40.

6. **Кассандрова О. Н., Лебедев В. В.** Обработка результатов наблюдений. М.: Наука, 1970. 103 с.

7. **А. с. 1827894 СССР:** Кл. В 21 Н 1/06, 1/12. Способ получения фланцевых кольцевых заготовок.

8. **Раскатка** бесшовных кольцевых заготовок малого и среднего диаметров: Руководящий технический материал 1.4.8506—88. М.: НИИД, 1988. 49 с.

УДК 621.914.1

В. В. ЮРКЕВИЧ, канд. техн. наук, М. С. БАБИН (МГТУ "СТАНКИН"), e-mail: yurkevich35@gmail.com

Измерение траекторий формообразования с помощью акселерометров

Предложено для измерения траектории оси шпинделя или заготовки вместо бесконтактных датчиков использовать два акселерометра, расположенных ортогонально на вращающемся объекте.

Ключевые слова: траектория формообразования, измерение, акселерометр.

For measurement of trajectory of a spindle or a workpiece axis it is suggested to use two accelerometers, located orthogonally on a rotating object, instead of noncontact sensors.

Keywords: forming trajectory, measurement, accelerometer.

Измерения траекторий формообразования на металлообрабатывающих станках получили широкое распространение [1, 2]. Траектории осей шпинделя или заготовки измеряют, как правило, с помощью бесконтактных датчиков перемещения, которые устанавливают ортогонально. Чувствительные наконечники датчиков взаимодействуют с поверхностью шпинделя или прецизионной оправки, закрепленной в шпинделе. Наряду с преимуществами этот способ имеет и существенные недостатки: во-первых, поверхность, с которой взаимодействуют датчики, должна иметь высокую точность, а ее отклонение от цилиндричности входить в состав полезного сигнала как погрешность; во-вторых, бесконтактные датчики располагаются в зоне резания, что затрудняет отвод стружки.

В 2013 г. получен патент [3] на использование акселерометров в качестве первичных преобразователей. Так как они не имеют чувствительных наконечников, то требование к высокой точности противодетали исключается. Современные измерительные системы позволяют снимать временной сигнал перемещения, который можно использовать для построения траектории формообразования. В соответствии с патентом была создана установка для измерения траектории оси фрезы с помощью двух акселерометров (рис. 1). В шпинделе *1* вертикально-фрезерного станка УФ-280 устанавливали фрезу *3* и ортогонально друг другу акселерометры *2* и *4*, провода *5* от которых по внутренним каналам выводили в торец шпинделя, соединяли с ртутным токосъемником (на рис. 1 не показан) и далее с прибором Агат-М.

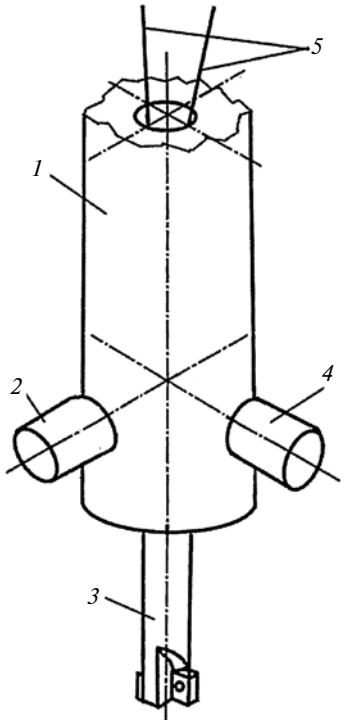


Рис. 1

С помощью прибора измеряли параметры вибрации и число оборотов, а также осуществляли спектральный анализ вибрационных сигналов с целью диагностики технического состояния технологического оборудования. Прибор включает: измерительный блок БИ070-М; пьезоэлектрические преобразователи АС102-1А; лазерный преобразователь КР020л числа оборотов. Прибор позволяет измерять ускорения, скорости, перемещения в фиксированной полосе частот, число оборотов, амплитуды и фазы первой гармоники оборотной частоты, а также проводить 1/3-октавный анализ. Диапазоны измеряемых частот виброускорений — 5÷2000 Гц, виброскоростей — 5÷1000 Гц, виброперемещений — 5÷200 Гц.

Сигналы, поступающие в прибор Агат-М, обрабатывали посредством компьютера и программы Диамант 2 фирмы "Диамех 2000". Программа используется в системе прогнозируемого обслуживания механического оборудования и обеспечивает максимальную автоматизацию периодического контроля, ввода данных в базу данных компьютера, их анализ, формирование протоколов и отчетных материалов, все основные функции управления базами данных. По полученным данным согласно специальной программе построили траектории оси шпинделя, для чего на осях *X* и *Y* откладывали показания соответственно датчиков *2* и *4*. За один оборот отложили 2060 точек, что соответствует дискретному углу поворота 0,17°. Это позволило не выполнять векторное соединение последовательных точек, так как на дисплее диаметр точек перекрывает расстояние между ними. Затем систему координат *XY* по-

а) *б*) *в*)

Рис. 2

ворачивали на угол 0,17°, повторяли построение и получали траекторию оси шпинделя за один оборот.

На рис. 2, *а*—*в* приведены траектории шпинделя на холостом ходу для частот вращения соответственно 200, 300, 400 мин$^{-1}$, которые имеют форму неправильного овала и разные размеры, но мало отличаются друг от друга. В работах [3, 4] траектории определяли путем сравнения средних радиусов прилегающих окружностей. Результаты приведены ниже:

Частота n вращения шпинделя, мин$^{-1}$	200	300	400
Радиус r прилегающей окружности, мкм.	64	71	90

Увеличение радиуса r при увеличении частоты n вращения шпинделя объясняется тем, что центробежная сила увеличивается пропорционально квадрату угловой скорости и нагружает всю систему шпиндельного узла. Под действием центробежной силы деформируются подшипники качения, опоры шпинделя, а сам шпиндель изгибается. Увеличение радиуса r с увеличением частоты n вращения шпинделя соответствует измерениям траекторий, полученным традиционным способом на токарных станках [5—8].

Таким образом, проведенные испытания показали, что траектории формообразования можно измерять и с помощью двух акселерометров, расположенных ортогонально на вращающемся объекте.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Техническая** диагностика станочного оборудования автоматизированного производства / С. Н. Григорьев, М. П. Козочкин, Ф. С. Сабиров, В. А. Синопальников // Контроль. Диагностика. 2011. № 8 (158). С. 48—54.

2. **Юркевич В. В.** Испытания металлообрабатывающих станков // Саарбрюккен, Германия, Lambert Akademic Publishing, 2012. 469 с.

3. **Юркевич В. В.** Испытания металлообрабатывающих станков методом измерения траекторий формообразования. М.: ГОУ ВПО "Станкин", 2011. 324 с.

4. **Юркевич В. В.** Универсальный интеллектуальный диагностический комплекс для контроля токарных станков // Контроль. Диагностика. 2011. № 9. С. 53—57.

5. **Юркевич В. В.** Автоматизированные системы контроля и управления точностью обработки // Машиностроитель. 2009. № 7. С. 26—31.

6. **Юркевич В. В., Быков С. Ю., Емельянов П. Н.** Измерение траекторий формообразования // Измерительная техника. 2006. № 8. С. 31—33.

7. **Юркевич В. В.** Точность фрезерной обработки // Вестник машиностроения. 2008. № 7. С. 33—37.

8. **Юркевич В. В.** Динамические испытания фрезерного станка УФ-280 // Вестник машиностроения. 2010. № 4. С. 58—60.

УДК 620.179

А. В. ЩЕДРИН, канд. техн. наук (МГМУ—МАМИ), А. О. ПОЛЯКОВ (ООО Машиностроительный завод "ТОНАР"), Е. С. СЕРГЕЕВ, М. А. ЗИНИН (ОАО "НПП "Респиратор", г. Орехово-Зуево), e-mail: artemdrezna@mail.ru

Влияние предварительного деформирования на параметры режущего прошивания отверстия

Исследовано влияние предварительного деформирования на качество поверхности отверстия, получаемого режущим прошиванием.

Ключевые слова: комбинированное прошивание, отверстие, предварительное деформирование, удельное усилие, качество обработки.

The influence of predeformation on surface quality of a hole, obtained by cutting broaching, is investigated.

Keywords: combined broaching, hole, predeformation, specific force, processing quality.

Предварительное пластическое деформирование [1] позволяет повысить эффективность режущего воздействия на обрабатываемый материал заготовки, что особенно актуально при деформирующе-режущем прошивании отверстий [2, 3].

При проведении экспериментальных исследований для предварительного деформирования использовали сборные одноэлементные деформирующие прошивки (рис. 1, *а*), а для последующего резания — режущие прошивки, оснащенные двузубыми секциями групповой схемы (рис. 1, *б*). Па-

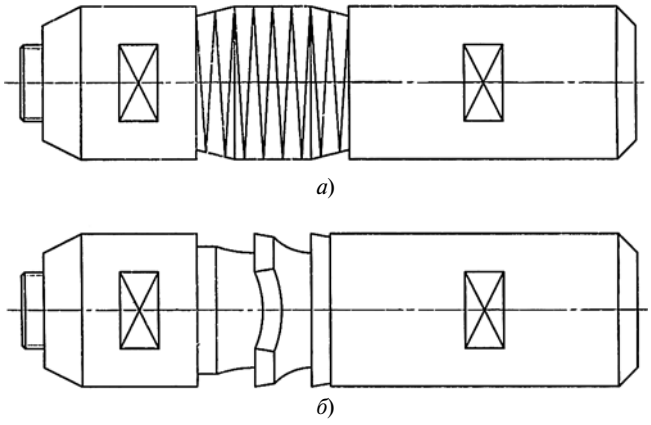


Рис. 1. Деформирующая (*а*) и режущая (*б*) прошивки

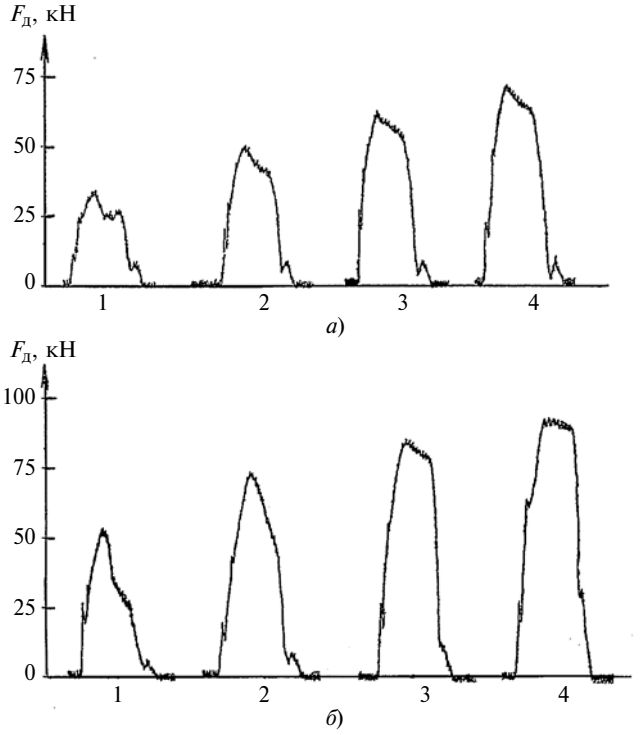


Рис. 2. Осциллограммы суммарного усилия $F_д$ деформирующего прошивания отверстия инструментом с $k_к = 7$ мкм (*а*) и $k_к = 17$ мкм (*б*) при $i_н = 0{,}25$ (*1*); 0,5 (*2*); 0,75 (*3*) и 1 мм (*4*)

раметры деформирующих элементов: диаметр по калибрующей ленте — 22 мм; ширина калибрующей ленты — 10 мм; углы рабочего и обратного конусов — 8°.

Для усиления воздействия рабочую поверхность деформирующих элементов упрочняли созданием регулярного микрорельефа в виде однозаходных винтовых канавок радиусом 1,5 мм, с шагом 0,5 мм и глубиной на участке калибрующей ленты $k_к = 7$ и 17 мкм, который наносили алмазным выглаживателем на исходный иррегулярный микрорельеф с высотой максимального микровыступа ≈0,9 мкм. Параметры режущих элементов (см. рис. 1, *б*): диаметр первого зуба по калибрующей ленте — 21,95÷22,05 мм; диаметр второго режущего зуба по калибрующей ленте — 21,91÷22,01 мм; главный передний угол — 15°, главный задний угол — 3°.

В качестве заготовок использовали цилиндрические втулки из стали 40Х (217÷241 *HB*) с наружным диаметром 40 мм, высотой 42 мм и предварительно расточенными отверстиями. Номинальную предварительную пластическую деформацию $i_н$ поверхностей отверстий изменяли от 0,25 до 1,0 мм с шагом 0,25 мм. Для смазывания использовали сульфофрезол.

На рис. 2 представлены осциллограммы суммарного усилия $F_д$ предварительного деформирования поверхности отверстий в заготовках прошивным инструментом, показанным на рис. 1, *а*, анализ которых показал существенное влияние глубины $k_к$ канавок регулярного микрорельефа поверхности деформирующего инструмента на усилие $F_д$ обработки. Это можно объяснить бóльшей фактической площадью контакта деформирующего элемента с поверхностью отверстия при $k_к = 17$ мкм, а также параллельным микрорезанием, совершаемым микровыступами с малыми радиусами при вершинах [4].

По результатам экспериментов [5] получены зависимости распределенного усилия $q_д$ предварительного деформирования от фактической деформации $i_ф$ микровыступов поверхности отверстия:

$$\left.\begin{aligned} q_д &= 280{,}025 + 741{,}52 i_ф \text{ при } k_к = 7 \text{ мкм;} \\ q_д &= 626{,}17 + 657{,}88 i_ф \text{ при } k_к = 17 \text{ мкм.} \end{aligned}\right\} \quad (1)$$

В таблице приведены расчетные усилия $q_д$ в зависимости от фактической $i_ф$ деформации при разной глубине $k_к$ канавок.

Далее отверстия в заготовках обрабатывали режущими прошивками, приведенными на рис. 1, *б*.

На рис. 3 приведены осциллограммы суммарного усилия $F_р$ режущего прошивания при толщине срезаемого слоя $A_р \approx 0{,}015$ мм, соответствующие предварительному деформированию инструментом (см. рис. 1, *а*) с глубиной канавок $k_к = 7$ мкм при $i_ф \approx i_н$. Осциллограммы имеют четыре характерных пика, которые соответствуют входу в отверстие

Глубина $k_к$ микроканавки, мкм	Усилие $q_д$, Н/мм, при деформации $i_ф$, мм			
	0,25	0,5	0,75	1,0
7	465	650	836	1021
17	790	955	1119	1284

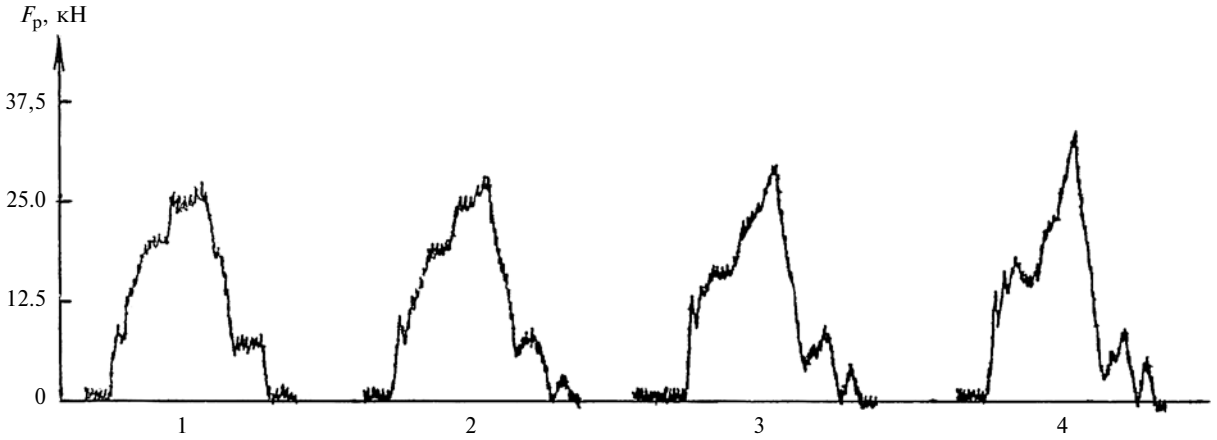


Рис. 3. Осциллограммы суммарного усилия $F_р$ режущего прошивания отверстия после предварительного деформирования инструментом с $k_к$ = 7 мкм при $A_р$ = 0,015 мм и $q_д$ = 465 (*1*); 650 (*2*); 836 (*3*); 1021 Н/мм (*4*)

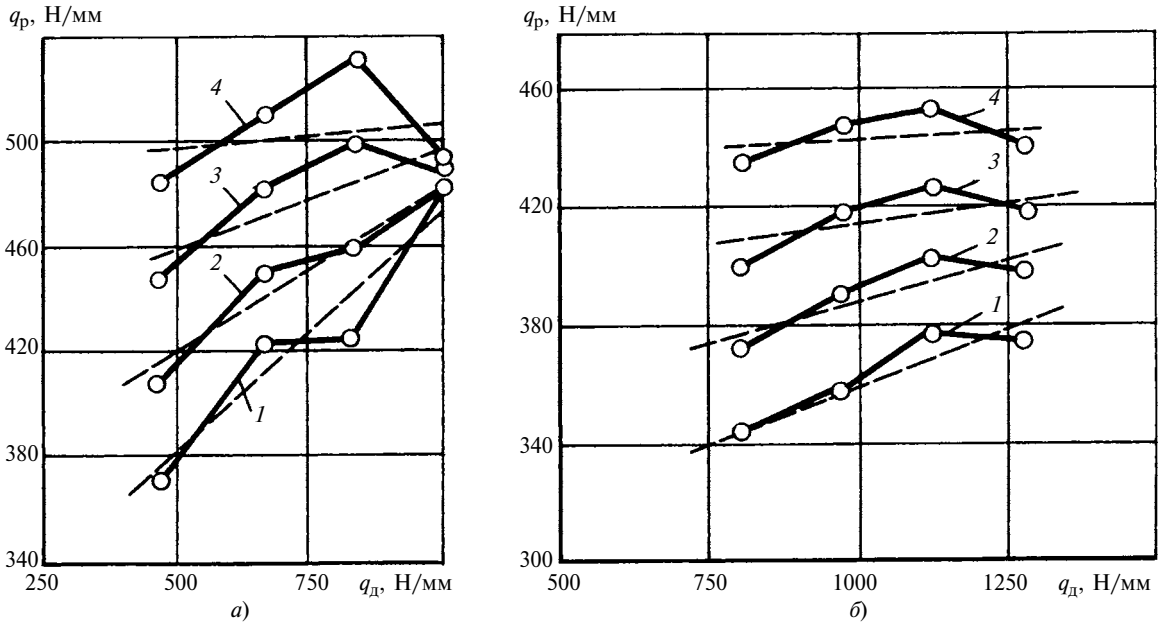


Рис. 4. Зависимости усилия $q_р$ режущего прошивания от усилия $q_д$ деформирования инструментом с $k_к$ = 7 (*а*) и $k_к$ = 17 мкм (*б*) при $A_р$ = 0,015 (*1*); 0,03 (*2*); 0,045 (*3*); 0,06 мм (*4*)

первого режущего зуба, совместной работе зубьев, выходу из отверстия первого и второго зубьев. По максимальным экспериментальным значениям суммарного усилия резания [5] построены зависимости усилия $q_р$ резания от фактической толщины срезаемого слоя, которая варьировалась в диапазоне $A_р$ = 0,004÷0,073 мм:

для деформирующего инструмента с глубиной канавок $k_к$ = 7 мкм:

$$\left.\begin{aligned} q_р &= 335{,}3 + 2479{,}6A_р \text{ при } i_н = 0{,}25 \text{ мм};\\ q_р &= 391{,}34 + 1984{,}3A_р \text{ при } i_н = 0{,}5 \text{ мм};\\ q_р &= 386{,}76 + 2445{,}3A_р \text{ при } i_н = 0{,}75 \text{ мм};\\ q_р &= 485{,}6 + 50{,}8A_р \text{ при } i_н = 1 \text{ мм}; \end{aligned}\right\} \quad (2)$$

для деформирующего инструмента с глубиной канавок $k_к$ = 17 мкм:

$$\left.\begin{aligned} q_р &= 309{,}24 + 2105A_р \text{ при } i_н = 0{,}25 \text{ мм};\\ q_р &= 326{,}5 + 2017A_р \text{ при } i_н = 0{,}5 \text{ мм};\\ q_р &= 352{,}99 + 1640{,}8A_р \text{ при } i_н = 0{,}75 \text{ мм};\\ q_р &= 352{,}8 + 1451{,}1A_р \text{ при } i_н = 1 \text{ мм}. \end{aligned}\right\} \quad (3)$$

По уравнениям (2) и (3) построили зависимости усилия $q_р$ режущего прошивания от усилия $q_д$ предварительного деформирования (рис. 4, *а*, *б*). Установлено, что при увеличении фактической толщины $A_р$ срезаемого слоя влияние усилия предварительного деформирования на энергозатраты при

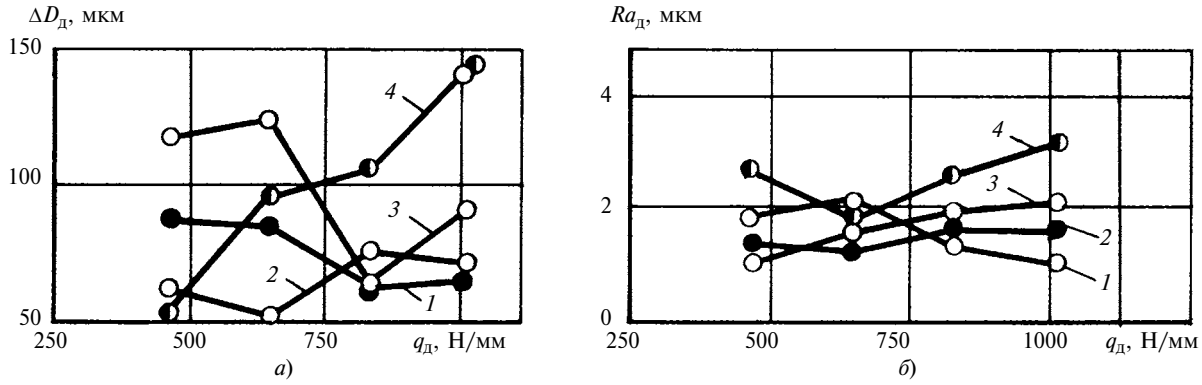


Рис. 5. Зависимости рассеяния значений $\Delta D_д$ диаметра (*а*) и шероховатости $Ra_д$ поверхности (*б*) отверстия после режущего прошивания от усилия $q_д$ предварительного деформирования инструментом с $k_к$ = 7 мкм при $A_р$ = 0,015 (*1*); 0,03 (*2*); 0,045 (*3*); 0,06 мм (*4*)

резании уменьшается. Это связано с бóльшей толщиной срезаемого слоя по сравнению с толщиной упрочненного слоя и началом его разупрочнения при $q_д > 836$ Н/мм ($k_к = 7$ мкм) в диапазоне $A_р = 0{,}045 \div 0{,}06$ мм (см. рис. 4, *а*) и при $q_д > 1119$ Н/мм ($k_к = 17$ мкм) в диапазоне $A_р = 0{,}015 \div 0{,}06$ мм (см. рис. 4, *б*). Наибольшее разупрочнение поверхностного слоя отверстия наблюдается при $q_д > 836$ Н/мм, при этом усилие последующего резания практически не зависит от толщины срезаемого слоя.

Анализ зависимостей, представленных на рис. 4, *а*, *б*, показал, что с увеличением глубины канавок микрорельефа деформирующего инструмента разупрочнение поверхностного слоя отверстия заготовки интенсифицируется. Так, усилие $q_р$ резания при $k_к = 17$ мкм, $q_д > 1000$ Н/мм и $A_р = 0{,}015 \div 0{,}06$ мм может быть уменьшено на 29÷36 % по сравнению с обработкой инструментом с $k_к = 7$ мкм, что весьма эффективно.

По результатам экспериментов по режущему прошиванию отверстий с предварительным деформированием [6] были построены кривые рассеяния значений $\Delta D_д$ диаметра и шероховатости $Ra_д$ поверхности отверстия от усилия $q_д$ при фиксированной толщине $A_р$ срезаемого слоя (рис. 5, *а*, *б*). Их анализ показал, что при оптимальном сочетании усилия $q_д$ предварительного деформирования и толщины $A_р$ срезаемого слоя можно повысить размерную точность и уменьшить шероховатость поверхности получаемых отверстий. При этом следует учитывать колебания припусков и под предварительное деформирование [уравнения (1)], и под последующее резание [уравнения (2) и (3)]. Влияние на размерную точность отверстия овальности и отклонения профиля продольного сечения элементов инструмента можно установить также по зависимостям для данного случая [6].

Таким образом, предлагаемая методика деформирующе-режущего прошивания отверстий [5, 6] позволяет с учетом предварительного деформирования скорректировать характеристики инструмента на окончательной или промежуточной перед выглаживанием стадии резания и использовать комбинированные прошивки для получения отверстий на многоцелевых станках с ЧПУ.

Для снижения энергозатрат и повышения качества получаемой поверхности отверстия рекомендуется применять металлоплакирующие смазочные материалы, позволяющие реализовать эффект безызносности Гаркунова—Крагельского при трении [7].

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Ярославцев В. М.** Резание с опережающим пластическим деформированием. М.: МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2010. 46 с.

2. **Щедрин А. В.** Исследование обрабатываемости вязких сталей комбинированным прошиванием // СТИН. 1998. № 12. С. 27—30.

3. **Щедрин А. В., Агапов В. А., Морозова Н. В.** Прошивание прецизионных отверстий в неравножестких заготовках // СТИН. 1996. № 10. С. 28—30.

4. **Трибология** как фундаментальная основа системного проектирования конкурентоспособных технологических объектов / А. В. Щедрин, В. В. Ульянов, Н. Ю. Чихачева и др. // Ремонт, восстановление, модернизация. 2009. № 4. С. 15—20.

5. **Повышение** эффективности комбинированного прошивания отверстий на основе регуляризации микрогеометрии поверхности деформирующих элементов / А. В. Щедрин, В. В. Ульянов, Н. Ю. Чихачева и др. // Вестник машиностроения. 2009. № 9. С. 57—60.

6. **Щедрин А. В., Ульянов В. В.** Исследование закономерностей режущего прошивания отверстий по предварительно деформированному слою // Технология машиностроения. 2010. № 8. С. 21—24.

7. **Щедрин А. В., Гаврилов С. А., Зинин М. А.** Оптимизация рецептуры металлоплакирующих смазок для комбинированного дорнования отверстий в заготовках из нешлифуемых цветных сплавов // Вестник машиностроения. 2012. № 9. С. 76—79.

УДК 621.9.029.002.2

В. А. ПУХАЛЬСКИЙ, канд. техн. наук, П. В. ПУХАЛЬСКИЙ (МГУПИ), e-mail: puhalya@mail.ru

Выбор критерия восстановления режущих свойств инструмента на производстве

Рассматривается выбор критерия для определения момента восстановления режущих свойств инструмента в производственных условиях, основанный на данных его разбраковки.

Ключевые слова: мониторинг, режущий инструмент, критерий съема инструмента со станка, вид распределения.

The selection of criterion, which defines restoration of tool cutting properties in production conditions, based on its presorting data, is considered.

Keywords: monitoring, cutting tool, criterion of tool removal from a machine tool.

Одним из методов мониторинга использования режущего инструмента на производстве является определение его состояния после эксплуатации [1]. Для полноценного мониторинга необходимо: во-первых, определить его цель (безопасность эксплуатации, экономические соображения и др.); во-вторых, установить связь между целью и контролируемыми при мониторинге параметрами; в-третьих, определить способ получения контролируемых параметров (например, измерением с помощью линейки).

В статье целью мониторинга стало определение параметра, используемого на производстве в качестве критерия списания режущего инструмента. Методологически основой мониторинга является закон распределения случайной величины [2].

Предположим, что такое событие, как списание режущего инструмента, сопровождается появлением и(или) изменением величин параметров A и B. Если распределение случайной величины параметра A имеет экспоненциальный характер (рис. 1, *а*), то появление события не зависит от величины данного параметра. Если распределение величины параметра B, также сопровождающего это событие, близко к нормальному (рис. 1, *б*), то появление события связано с определенной величиной B_i этого параметра. При числе параметров, сопровождающих появление события, больше двух, следует проанализировать все параметры.

Данные о параметрах списания режущего инструмента получают по результатам анализа его состояния после эксплуатации. Этот метод анализа называют разбраковкой.

Исходя из внешнего вида списанного режущего инструмента, наиболее часто используют два параметра: величину износа $h_з$ — ширину фаски износа по главной задней поверхности, и величину скола или поломки режущей части. Фактически эти параметры являются критериями, которые используют на производстве для определения момента восстановления режущих свойств инструмента.

Для выбора одного из двух параметров в качестве критерия необходимо рассмотреть совместное распределение их величин, полученных в одинаковых производственных условиях. Исходной информацией для этого послужили данные разбраковок, полученные на разных предприятиях.

Разбраковке могут подлежать как фрезы в сборе, т. е. непосредственно после работы, так и их списанные элементы. В первом случае получаем точную информацию о состоянии режущего инструмента после работы, во втором — косвенную, так как часто списывается только часть элементов, комплектующих фрезу, кроме того, элементы могут принадлежать разным инструментам. Первый вариант разбраковки чрезвычайно трудоемок и практически не применяется в производственных условиях. Для определения возможности использования второго варианта сравнили результаты разбраковок торцевых фрез в сборе (ГОСТ 9473—80) непосредственно после их работы и списанных с этих фрез элементов. Получили близкие по характеру распределения (рис. 2), которые позволяют предположить, что по данным разбраковки списанных элементов можно судить о состоянии фрез в сборе после их работы.

Далее рассмотрим выбор критерия списания инструмента на конкретном предприятии. По полученным распределениям величин $h_з$ и $l_{ск}$ (см. рис. 2) на Московском заводе специальных станков и агрегатных узлов "Спецстанок" в качестве критерия, определяющего момент восстановления режущих свойств фрез, была выбрана величина сколов $l_{ск}$.

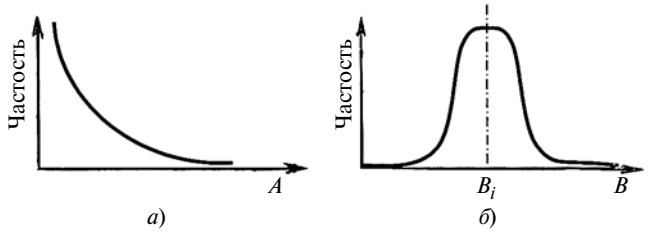


Рис. 1. Законы распределения параметров

Параметрами, определяющими момент восстановления режущих свойств фрез в производственных условиях, могут быть не только износ и сколы режущих частей инструментов. Так, на ОАО "Красный пролетарий" по результатам разбраковки сменных многогранных пластин (рис. 3), списанных с фрез, ни один из указанных параметров не стал критерием восстановления фрез. На предприятии замену инструмента осуществляют в соответствии с установленным режимом или превентивно. В первом случае инструмент заменяют после определенного, заранее установленного времени его работы или после поломки; во втором — после обработки заданного числа деталей независимо от степени износа инструмента или после его поломки.

Однако на Московском ПО автоматических линий и специальных станков (МПО АЛ и СС) по результатам разбраковки списанных с фрез ножей (ГОСТ 9473—80) установлено, что оба параметра ($h_з$ и $l_{ск}$) имеют распределения, близкие к нормальному (рис. 4). На этом предприятии применяют меньшие подачи на зуб фрезы, чем на заводе "Спецстанок", поэтому фрезы дорабатывают до предельного износа режущих кромок. Однако критерием предельного состояния фрез, по которому определяют момент восстановления их режущих свойств, является все-таки величина скола, так как число

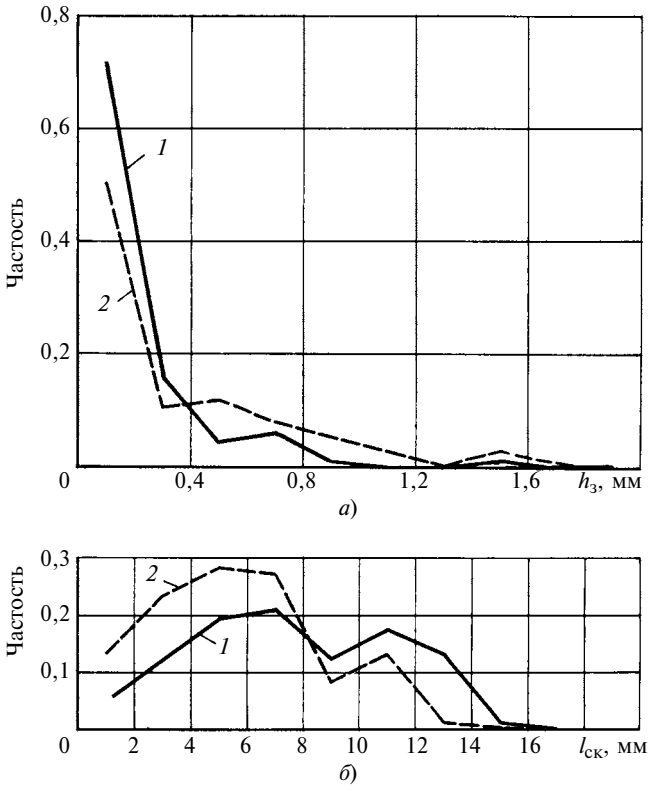


Рис. 2. Распределения максимального износа $h_з$ фаски по главной задней поверхности (*а*) и скола $l_{ск}$ по главной режущей кромке (*б*) ножей, списанных с фрез (*1*), и ножей на фрезах в сборе (*2*) по данным разбраковки на заводе "Спецстанок"

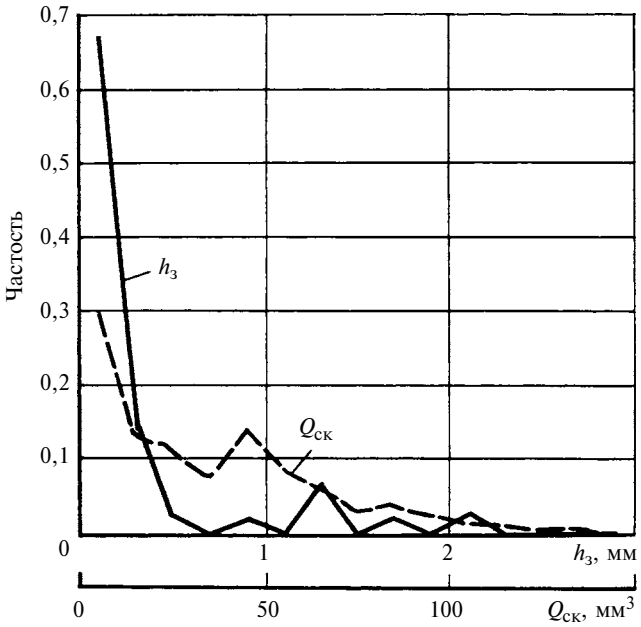


Рис. 3. Распределения максимального износа $h_з$ и объема скола $Q_{ск}$ сменных многогранных пластин, списанных с торцевых фрез, по данным разбраковки на ОАО "Красный пролетарий"

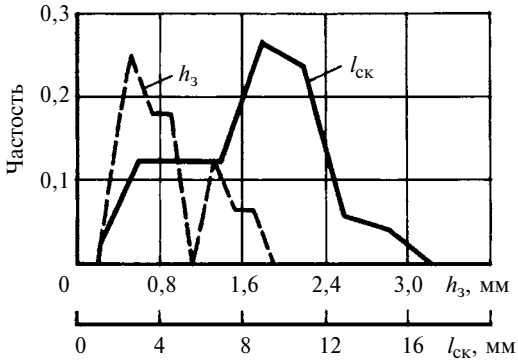


Рис. 4. Распределения максимального износа $h_з$ и скола $l_{ск}$ ножей, списанных с фрез, по данным разбраковки на МПО АЛ и СС

списанных ножей с износом составляет только 17 %, а ножей со сколом — 72 %. Объясняется это тем, что при достижении предельного износа режущих кромок инструмент продолжают эксплуатировать до поломки.

Таким образом, анализ состояния инструмента, списанного по результатам разбраковки, позволяет выбрать критерий восстановления режущих свойств инструмента на производстве.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Пухальский П. В.** Мониторинг качества использования инструмента при эксплуатации // Вестник машиностроения. 2009. № 1. С. 56—58.

2. **Герцбах И. Б., Кордонский Х. Б.** Модели отказов. М.: Советское радио, 1966. 160 с.

УДК 621.941.1

В. В. ЛАПШИН (ОАО "ВНИИИНСТРУМЕНТ"), С. В. ГРУБЫЙ, д-р техн. наук (МГТУ им. Н. Э. Баумана), e-mail: vasylap@mail.ru, grusv@yandex.ru

Повышение точности и качества алмазной лезвийной обработки плоских поверхностей[1]

Исследованы точность и качество обработки плоских алюминиевых поверхностей алмазным монокристаллическим инструментом и динамика аэростатического шпинделя. Установлено определяющее влияние тепловой деформации и износа алмазного монокристаллического резца на погрешность обработки, рассчитана ее величина. Определен режим обработки поверхностей оптических деталей, в частности из монокристаллического кремния.

Ключевые слова: точение, алмазный резец, аэростатический шпиндель, сверхточная обработка, погрешность, качество обработанной поверхности.

The accuracy and quality of processing of plane aluminum surfaces by diamond monocrystalline tool and dynamics of an aerostatic spindle are investigated. The principal influence of heat deformation and wear of diamond monocrystalline cutter on processing error is determined, the value of the error is calculated. The processing mode of surface of optical parts, in particular, made from monocrystalline silicon, is determined.

Keywords: turning, diamond cutter, aerostatic spindle, extremely-accuracy processing, error, quality of processed surface.

Сверхточную (ультрапрецизионную) лезвийную обработку применяют при изготовлении оптических элементов. Для получения обработанной поверхности с параметром шероховатости $Ra < 0{,}01$ мкм и погрешностью формы менее 1 мкм используют сверхточное оборудование высокой жесткости и алмазный монокристаллический инструмент с радиусом скругления режущей кромки менее 50 нм.

При выборе технологии изготовления плоских металлических зеркал, входящих, например, в состав радиационных космических холодильников, которые используют в системах дистанционного зондирования поверхности Земли, главными являются точность и качество обработки.

С целью поиска путей совершенствования ультрапрецизионной лезвийной обработки был проведен анализ публикаций в области моделирования и экспериментальных исследований. В работе [1] по обработке электролитического никеля приведены данные по изнашиванию задней поверхности резца, в частности установлено, что износ резца составляет 4 мкм на пути резания 200 км. При этом путь резания незначительно влияет на шероховатость обработанной поверхности. Определена зависимость шероховатости от подачи S инструмента: при подаче за один оборот $S_{об} = 10$ мкм/об параметр шероховатости обработанной поверхности составил $Ra = 0{,}007$ мкм, при $S_{об} = 50$ мкм/об — $Ra = 0{,}025$ мкм.

В работе [2] исследовали шероховатость поверхности композита Al6061/SiC_p при разных режимах обработки: $S_{об} = 2{,}5 \div 8$ мкм/об, глубина резания $t = 1 \div 5$ мкм. В испытаниях использовали резец с радиусом скругления вершины 0,76 мм и отрицательным передним углом, который составлял 25°. Экспериментально установлено, что при частоте вращения шпинделя $n = 5000$ мин$^{-1}$, $S_{об} = 6$ мкм/об и $t = 1$ мкм параметр шероховатости поверхности составил $Ra = 0{,}040$ мкм, а при $n = 8000$ мин$^{-1}$, $S_{об} = 4$ мкм/об и $t = 3$ мкм — $Ra = 0{,}020$ мкм.

В работе [3] разработана динамическая модель аэростатического шпинделя, позволяющая оценить шероховатость поверхности с учетом динамической вибрации шпинделя при обработке. Выполнен сравнительный анализ расчетных и экспериментальных показателей шероховатости при прерывистой обработке медной поверхности при следующих параметрах: $n = 4000 \div 4900$ мин$^{-1}$, $S_{об} = 20$ мкм/об, $t = 5$, 10 и 20 мкм; использовали алмазный резец с радиусом скругления вершины $R = 0{,}62$ мкм. Установлено, что шероховатость поверхности практически не зависит от частоты вращения шпинделя. При $t = 5$ мкм экспериментальный параметр шероховатости составил $Rz = 0{,}06$ мкм, а расчетный — $Rz = 0{,}040$ мкм, т. е. моделированием можно установить шероховатость обработанной поверхности при сверхточной обработке.

В работе [4] исследовали шероховатость поверхности при обработке фосфор-бронзового сплава

[1] Работа выполнена в рамках Соглашения № 14.579.21.0042 от 25.08.2014 (уникальный идентификатор RFMEFI57914X0042) между ОАО "ВНИИИНСТРУМЕНТ" и Министерством образования и науки РФ по теме "Разработка технологии и оборудования наноразмерной обработки алмазным монокристаллическим и абразивным инструментом оптических материалов в режиме квазипластичного резания".

при продольной подаче $S = 1 \div 30$ мм/мин и $t = 1$; 5; 10 мкм; использовали алмазные резцы с радиусами скругления вершины $R = 1{,}02$; 0,52 и 0,23 мм. Получена зависимость

$$Ra = \sqrt{Ra_1^2 + (0{,}00665)^2}, \qquad (1)$$

где $Ra_1 = 0{,}032 S_{об}^2 / R$ — "кинематическая" шероховатость.

Установлено, что при $S < 10$ мм/мин можно получить $Ra = 0{,}010$ мкм. Минимальная шероховатость поверхности ($Ra = 0{,}0059$ мкм) получена при $n = 800$ мин$^{-1}$, $S = 1$ мм/мин и $R = 0{,}52$ мм.

Модель, представленная в работе [5], описывает рельеф поверхности после обработки, учитывает микропластичность материала и динамику процесса. Эксперименты проводили на монокристаллах алюминия с разной кристаллографической ориентацией. В качестве инструмента использовали алмазный резец с радиусом скругления вершины 2,012 мм; $n = 2000$ мин$^{-1}$, подача $S_{об} = 10$ мкм/об, $t = 5$ мкм; параметр шероховатости обработанной поверхности составил $Ra = 0{,}017$ мкм.

Исследования показали, что одной из причин погрешностей обработки является вибрация шпинделя.

В ОАО "ВНИИИНСТРУМЕНТ" совместно с ООО "Ресурс точности" разработаны аэростатические шпиндельные узлы (ШУ) со сферическими опорами. Их конструктивные особенности и достоинства рассмотрены в статьях [6, 7], а также представлена методика определения динамических показателей.

Исследование технологии обработки плоского отражателя

Практика показала, что окончательное алмазное точение медных и алюминиевых поверхностей с параметром шероховатости $R\max \le 50$ нм можно выполнять при $t = 3 \div 4$ мкм и $S_{об} < 9$ мкм/об [8, 9]. Получены эмпирические зависимости параметров

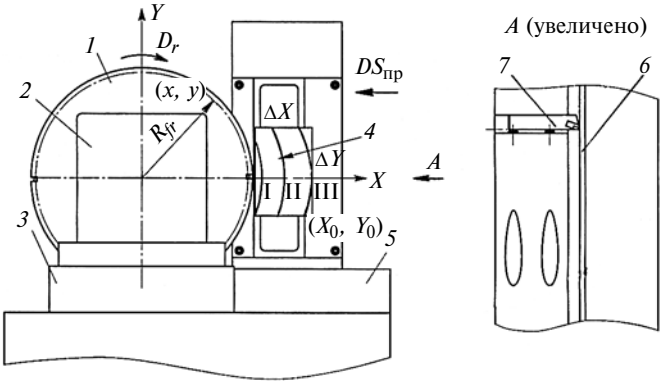


Рис. 1. Схема обработки плоского отражателя на сверхточном станке

Таблица 1

Влияние подачи на расчетные параметры при чистовой обработке отражателя по схеме, представленной на рис. 1

$S_{об}$, мкм/об	L, км	$R\max$, 10^{-3} мкм	Ra, 10^{-4} мкм
1	19,4	24	70
2	9,7	29	74
4	4,8	36	80
6	3,2	42	90
8	2,4	47	94
12	1,6	55	97
14	1,4	58	100

шероховатости обработанной поверхности от подачи:

$$\left.\begin{aligned} R\max &= 11{,}85 S_{об}^{0,52} \pm 11{,}7 \text{ нм}; \\ Ra &= 3{,}77 S_{об}^{0,26} \pm 2{,}93 \text{ нм}. \end{aligned}\right\} \qquad (2)$$

Исследовали прерывистую обработку отражателей с помощью однорезцовой алмазной фрезерной головки. На рис. 1 показана схема обработки прямоугольного отражателя.

Особенности сверхточного станка: станина установлена на виброизолирующих опорах; опоры основных формообразующих узлов (каретки *1* и *2* осей *X* и *Z*) — аэростатические; имеются синхронные маловиброактивные двигатели; однорезцовая алмазная фрезерная головка *4* закреплена на шпиндельном узле *3* с аэростатическими сферическими опорами. Обрабатываемый отражатель *5* закреплен на кронштейне с помощью оптического клея. Шпиндельный узел и кронштейн установлены на каретки *1* и *2* перемещения осей *Z* и *X*.

В табл. 1 приведены результаты расчета параметра шероховатости по верхнему пределу по формуле (2). Методика расчета пути резания *L* изложена в работе [10].

Анализ полученных данных показал, что для обработки оптической поверхности есть ограничения на подачу — $S_{об} = 8$ мкм/об, при этим следует учитывать, что при уменьшении подачи увеличиваются путь резания и износ резца *6*. Выбран следующий режим обработки плоского отражателя из алюминиевого сплава: $t = 4$ мкм, $S_{об} = 8$ мкм/об, $n = 550$ мин$^{-1}$.

Было установлено, что основными причинами погрешности обработки являются вибрация шпинделя, тепловая деформация и радиальный износ резца.

Моделирование динамики аэростатического шпинделя со сферическими опорами

На рис. 2 представлена схема аэростатического шпиндельного узла с однорезцовой алмазной головкой.

При динамическом анализе рассмотрена система с тремя степенями свободы (перемещения по

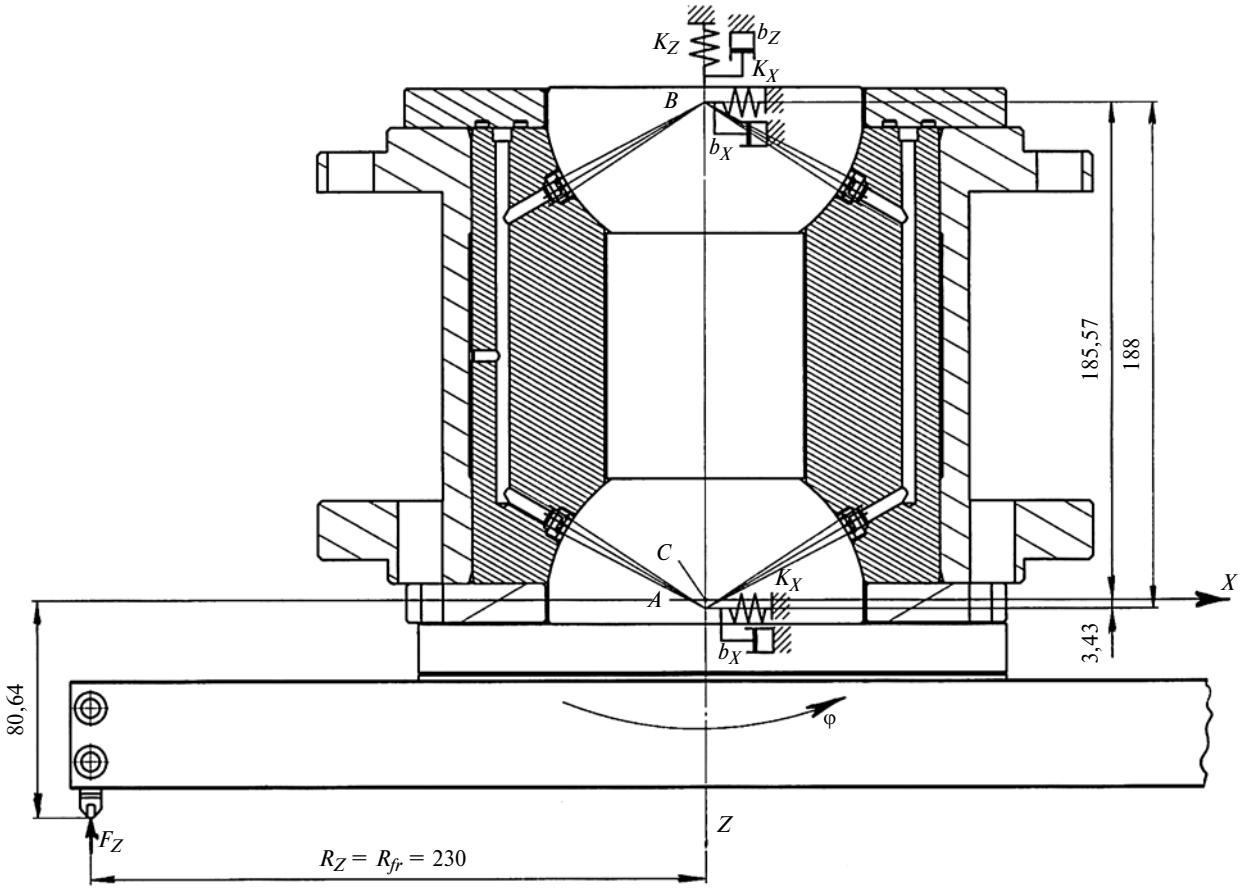


Рис. 2. Схема аэростатического шпинделя со сферическими подшипниками

осям X, Z и поворот относительно центра C масс). В точках A и B наложены ограничения по числу степеней свободы в виде упругого подвеса и демпферов. Методики экспериментального определения параметров динамической жесткости, коэффициентов демпфирования (вязкого сопротивления) представлены в статье [6]. Динамические характеристики шпинделя при рабочем давлении приведены ниже.

Техническая характеристика аэростатического шпинделя при рабочем давлении p = 0,5 МПа

Осевые колебания	
Собственная частота f_Z, Гц	501,7 ± 0,39
Жесткость, соответствующая частоте колебаний K_Z, Н/м	$8{,}446 \cdot 10^7$
Коэффициент вязкого сопротивления b_Z, Н · с/м	$5{,}901 \cdot 10^3$
Радиальные колебания	
Собственная частота f_X, Гц	577
Жесткость, соответствующая частоте колебаний K_X, Н/м	$1{,}1166 \cdot 10^8$
Коэффициент вязкого сопротивления b_X, Н · с/м	$4{,}574 \cdot 10^3$
Угловые колебания	
Собственная частота f_φ, Гц	767,7 ± 0,55
Жесткость, соответствующая частоте колебаний K_φ, Н/м	$0{,}9867 \cdot 10^6$
Коэффициент вязкого сопротивления b_φ, Н · с/м	40,76

Исходная система дифференциальных уравнений движения системы имеет вид:

$$\begin{cases} m\ddot{z} = \Sigma F_z; \\ m\ddot{x} = \Sigma F_x; \\ J_y\ddot{\varphi} = \Sigma M_x, \end{cases} \quad (3)$$

где m — масса вращающихся частей системы; ΣF_z, ΣF_x — суммы проекций сил на оси Z и X; x, z, φ — перемещения по осям Z и X и угол поворота относительно центра масс; ΣM_x — суммарный момент сил; J_y — момент инерции.

Преобразуем систему дифференциальных уравнений (3) движения в матричную форму:

$$\begin{bmatrix} m & 0 & 0 \\ 0 & m & 0 \\ 0 & 0 & J_y \end{bmatrix} \{\ddot{q}\} + \begin{bmatrix} 2b_x & 0 & b_x(d-e) \\ 0 & 2b_z & 0 \\ b_x(d-e) & 0 & b_x(d^2+e^2) \end{bmatrix} \{\dot{q}\} +$$

$$+ \begin{bmatrix} 2K_x & 0 & K_x(d-e) \\ 0 & 2K_z & 0 \\ K_x(d-e) & 0 & K_x(d^2+e^2) \end{bmatrix} \{q\} = \begin{Bmatrix} 0 \\ -F_z \\ F_z R_{fr} \end{Bmatrix}, \quad (4)$$

где $\{q\} = \begin{Bmatrix} x \\ z \\ \varphi \end{Bmatrix}$ — вектор обобщенных координат; F_z — радиальная составляющая силы резания; R_{fr} — радиус однорезцовой алмазной головки; $e = CB$ и $d = CA$ — расстояния между центром масс и центрами сфер (см. рис. 2).

Уравнение (4) в компактной форме имеет вид:

$$\{\ddot{q}\} = -[M]^{-1}[B]\{\dot{q}\} - [M]^{-1}[K]\{q\} + [M]^{-1}[F], \quad (5)$$

где M, B, K, F — матрицы масс, демпфирования, жесткостей, нагрузок.

Решение уравнения (5) получено в среде Matlab с использованием функции ode 45. Выходными параметрами программы являются движения центра масс системы в направлении осей X и Z, а также угловые колебания. Данная программа позволяет получить графики колебаний в центре масс системы и на вершине резца.

При контакте инструмента с заготовкой возникают периодические импульсы силы F_z равной величины с определенным шагом, который вызывает колебания в системе.

Рассчитаны силы F_z резания на разных этапах обработки. Установлено, что сила резания увеличивается с увеличением пути резания, это обусловлено износом резца. При заданном режиме путь резания составил $L = 2{,}42$ км, сила резания $F_z = 96$ мН. Методики расчета сил и температур резания приведены в статье [10].

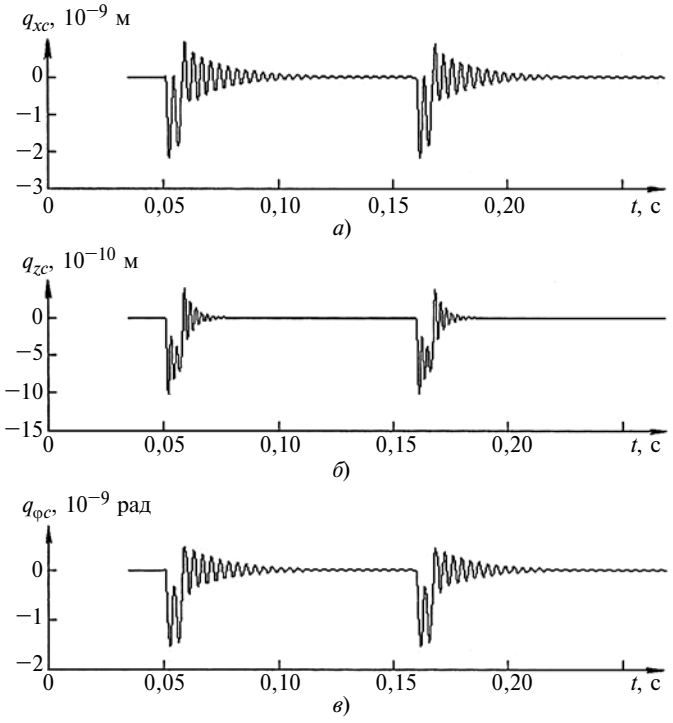


Рис. 3. Колебания по трем обобщенным координатам центра масс системы

На рис. 3 показаны формы колебаний центра масс системы по трем координатам, обусловленные импульсами радиальной силы $F_z = 96$ мН.

Для оценки погрешностей обработки определены колебания вершины резца (рис. 4, см. обложку) по формулам:

$$\left.\begin{aligned} q_z &= q_{zc} - R_{fr}\cos(\omega t)\varphi; \\ q_x &= q_{xc} + R_x\varphi, \end{aligned}\right\} \quad (6)$$

где q_{zc}, q_{xc} — перемещения центра масс системы по осям Z и X; q_z, q_x — перемещение вершины резца по осям Z и X; ω — угловая частота вращения шпинделя; R_x — расстояние от вершины резца до центра масс по оси X.

Анализ показал, что при контакте с деталью резец совершает колебания, состоящие из нескольких периодов. Максимальная амплитуда колебаний резца в радиальном направлении по оси Z составляет $q_z \approx 5$ нм.

Расчет погрешности обработки

Погрешность обрабатываемой поверхности в результате износа обусловлена уменьшением радиального размера алмаза, а также увеличением силы и температуры резания, последнее вызывает увеличение тепловых деформаций резца. Радиальный износ и тепловое удлинение резца имеют разнонаправленные действия и могут частично компенсировать друг друга.

В расчетах использованы данные работы [11] по изменению радиуса скругления режущей кромки резца при увеличении пути резания для обработки алюминиевого сплава. Изменение радиуса ρ скругления резца учитывает поправочный коэффициент $K_\rho = -0{,}061L^2 + 1{,}74L + 1$:

$$\rho = K_\rho \rho_0,$$

где L — путь резания, км; ρ_0 — радиус скругления после заточки.

По результатам исследований изнашивания природных монокристаллических резцов в ходе сверхточной обработки деталей из меди и алюминиевого сплава получены формулы для расчета износа задней поверхности [12] резца:

$$\left.\begin{aligned} h_z &= 0{,}42L^{0{,}537}I_d; \\ h_r &= h_z \mathrm{tg}\alpha, \end{aligned}\right\} \quad (7)$$

где $I_d = 2{,}74$ — коэффициент, учитывающий интенсивность изнашивания инструмента при прерывистой обработке; α — задний угол резца.

Тепловое удлинение резца рассчитываем по формуле [13]:

$$d_T = -\alpha_e T_\text{р} I(F_0)(h_1 + h_2)1000. \quad (8)$$

Здесь α_e — эквивалентный коэффициент линейного расширения алмаза и стальной державки; $T_\text{р}$ —

Таблица 2

Составляющие и общая погрешность обработки плоского отражателя из алюминиевого сплава

Траектория (см. рис. 1)	L, км	F_z, мН	q_z, мкм	h_r, мкм	d_T, мкм	Отклонение профиля Δ, мкм
I	0,37	63	0,0030	0,082	−0,91	−0,825
II	1,26	80	0,0040	0,160	−0,84	−0,676
III	2,37	96	0,0048	0,220	−0,83	−0,606

Таблица 3

Показатели физико-механических свойств монокристаллов

Материал	μ	E, МПа	λ, кал/(см · с · °С)	ω, $см^2/с$	HV, МПа
A	0,20	930,0	0,35	0,83	—
Si{111}	0,24	143,4	0,47	1,19	10 000

Примечание. Принято напряжение в условной плоскости сдвига $\tau_p = 0{,}185\ HV$.

температура резания; $I(F_0)$ — функция от критерия Фурье:

$$F_0 = \frac{\omega_0 x}{S_{об}(h_1 + h_2)^2},$$

где ω_0 — температуропроводность обрабатываемого материала; x — длина обработки; h_1 — длина алмаза; h_2 — длина державки от места закрепления до алмаза.

Для того чтобы оценить погрешность обработки детали, рассчитаны отклонения профиля по траекториям I, II и III (см. рис. 1). Габаритные размеры обрабатываемой поверхности из алюминиевого сплава АМг6 составили 191 × 124,5 мм. Результаты расчетов приведены в табл. 2.

Отклонение профиля (погрешность) включает в себя упругую деформацию по оси Z с привязкой к вершине резца, определяемую по формуле (6), радиальный износ, рассчитываемый по формулам (7), и тепловое удлинение резца — по формуле (8):

$$\Delta = q_z + h_r + d_T. \qquad (9)$$

Анализ показал, что основными причинами погрешности обработки являются радиальный износ и тепловая деформация резца. В расчетах принято, что обрабатываемая деталь — абсолютно жесткая. При этом допущении расчетная погрешность обработки составила менее 1 мкм.

Обработку плоского отражателя из алюминиевого сплава выполняли в ОАО "ВНИИИНСТРУМЕНТ" на сверхточном станке с ЧПУ Асферика, однорезцовую головку которого оснащали алмазным монокристаллическим резцом с параметрами: передний угол $\gamma = 0$; задний угол $\alpha = 7°$, $R = 2$ мм. Режимы обработки устанавливали на основании анализа и моделирования процесса. Для чистового прохода назначены параметры резания: $n = 550$ мин$^{-1}$, $S_{об} = 8$ мкм/об, $t = 4$ мкм.

Качество обработанной поверхности исследовали на конфокальном микроскопе μsurf Nanofocus AG, параметр шероховатости составил $Rz = 0{,}066$ мкм, что несколько больше, чем расчетное значение — $Rz = 0{,}047$ мкм. Одной из причин данного расхождения является недостаточная жесткость детали при ее закреплении на планшайбе станка.

Исследование процесса наноразмерной обработки монокристаллического кремния

Предлагаемые методики расчета сил и температур резания при сверхточной обработке использованы при анализе лезвийной наноразмерной обработки монокристаллического кремния.

Экспериментальные исследования приведены в работе [14], где обосновано, что для алмазного резца с радиусом скругления вершины 2 мм при $t = 1$ мкм и $S_{об} = 0{,}1$ мкм/об обработка кремния осуществляется в режиме квазипластичного резания.

Показатели физико-механических свойств природного монокристаллического алмаза и монокристаллического кремния с ориентацией {111} приведены в табл. 3.

На рис. 5 показаны зависимости изменения средней толщины a_{sr} и максимальной толщины a_{max} срезаемого слоя от подачи $S_{об}$ при радиусе скругления вершины резца $R = 2$ мм. При $S_{об} = 0{,}1$ мкм/об имеем: $a_{sr} = 0{,}0016$ и $a_{max} = 0{,}003$ мкм, $b = 63{,}3$ мкм. При ограничении толщины срезаемого слоя до 10 нм, подача должна быть меньше 0,5 мкм/об. Таким образом, при алмазном точении монокристаллического кремния параметры режима квазипластичного резания составляют: $t = 1$ мкм, $S_{об} = 0{,}1$ мкм, средняя толщина срезаемого слоя 1,6 нм, максимальная толщина — 3 нм.

Аппроксимация экспериментальных результатов по обработке кремния алмазным резцом [14] дала следующие данные:

износ по задней поверхности $h_z = I_d 4{,}04 L^{0{,}61}$ мкм;

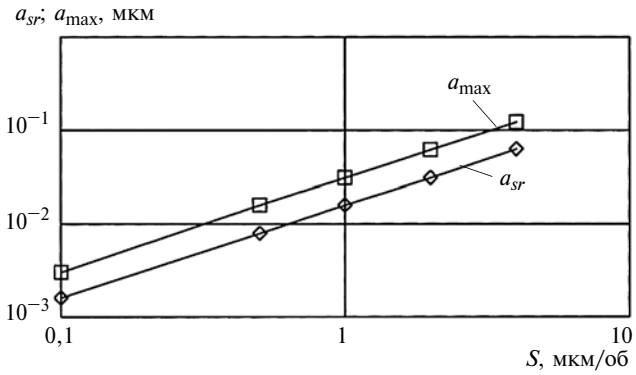


Рис. 5. Зависимости изменения средней и максимальной толщин срезаемого слоя от подачи $S_{об}$ при радиусе скругления вершины резца $R = 2$ мм

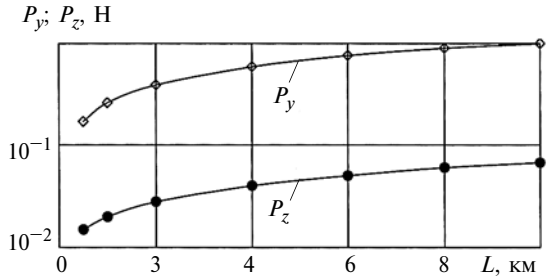


Рис. 6. Зависимости изменения составляющих P_y и P_z силы резания от пути L резания при режимных параметрах h = 1 мкм, $S_{об}$ = 0,1 мкм/об наноразмерной обработки монокристаллического кремния

скорость изнашивания $I_{nt} = I_d 2{,}46 \cdot 10^{-6} \upsilon \times L^{-0{,}39}$ мм/мин, где L — путь резания, км; υ — скорость резания, мм/мин.

Износ и скорость изнашивания алмазного резца при обработке монокристаллического кремния значительно выше, чем при обработке цветных металлов.

Расчет сил и температур резания выполнен для торцевого точения заготовки кремния диаметром 35 мм при n = 1700 мин$^{-1}$, t = 1 мкм, $S_{об}$ = 0,1 мкм/об. Методика расчета аналогична методике работы [10].

С учетом соотношения толщины и ширины срезаемого слоя формула угла сдвига имеет вид:

$$\beta = \pi/2 - \operatorname{arctg} \sqrt[4]{\eta E b / a_{sr}},$$

где η — упругая постоянная для двух сопрягаемых материалов — алмаза и кремния; E — модуль упругости кремния (см. табл. 3).

Расчетные зависимости радиальной (P_y) и тангенциальной (P_z) составляющих силы резания от пути L резания приведены на рис. 6. С увеличением L составляющие P_y и P_z значительно увеличиваются в результате износа инструмента. По экспериментальным данным [14] составляющие силы резания зависят от кристаллографической ориентации алмаза. При использовании алмаза с ориентацией {110} экспериментальные данные близки к расчетным значениям.

При торцевом точении кремниевого диска диаметром 35 мм от центра к периферии путь резания составил L = 9,6 км, по наружному диаметру расчетные температуры составили: на передней поверхности алмазного резца — 42 °С, на задней поверхности — 28 °С.

По выражениям (9) получено: радиальный износ резца h_r = 1,97 мкм, тепловое удлинение d_T = = −0,43 мкм, упругая деформация q_z = 0,013 мкм, т. е. расчетная погрешность обработки составила 1,6 мкм. Параметр шероховатости обработанной поверхности монокристаллического кремния Ra = 2÷4 нм и не зависит от пути резания [14].

Таким образом, исследованиями сверхточной обработки алмазной однорезцовой фрезерной головкой плоского отражателя из алюминиевого сплава установлено, что погрешность составит менее 1 мкм, а шероховатость обработанной поверхности будет соответствовать оптическому классу.

При использовании жесткого аэростатического шпинделя со сферическими подшипниками для погрешности обработки определяющими факторами являются радиальный износ и тепловое удлинение алмазного монокристаллического резца. Подтверждена необходимость жесткой конструкции и условий закрепления обрабатываемой детали на планшайбе станка.

Ряд публикаций подтверждают возможность алмазного точения монокристаллического кремния в режиме квазипластичного резания с параметром шероховатости поверхности 2÷4 нм. Расчетами также установлено, что при обработке монокристаллического кремния погрешность в результате повышения интенсивности изнашивания инструмента (по сравнению с алюминиевым сплавом) увеличивается до 1,6 мкм.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Pramanik A., Neo K. S., Rahman M.** Cutting of diamond tools during ultra-precision turning of electroless-nickel plated die materials // Journal of Material Processing Technology. 2003. N 140. P. 308—313.

2. **Chan K. C., Cheung C. F., Ramesh M. V.** A theoretical and experimental investigation of surface generation in diamond turning of an Al6061/SiC_p matrix composite // International Journal of Mechanical Sciences. 2001. N 43. P. 2047—2068.

3. **Shaojian Zhang.** Dynamic modeling of spindle vibration and surface feneration in ultra-precision machining. The Hong Kong Polytechnic University, 2012.

4. **Hocheng H., Hsieh M. L.** Sygnal analysis of surface roughness in diamond turning of lens molds // International Journal of Machine and Manufacture. 2004. N 44. P. 1607—1618.

5. **Lee W. B., Cheung C. F.** A dynamic surface topography model for the prediction of nano-surface generation in ultra-precision machining // International Journal of Mechanical Sciences. 2001. N 43. P. 961—991.

6. **Ударная** диагностика аэростатического шпиндельного узла со сферическими опорами // Р. А. Пошехонов, В. В. Лапшин, Е. М. Захаревич, В. П. Кирьянов // Наука и образование: электронное научно-техническое издание. 2014. № 7, http://technomag.bmstu.ru/doc/717582.html.

7. **Пошехонов Р. А., Лапшин В. В., Скворцова М. А.** Экспериментальное исследование прецизионного шпиндельного узла со сферическими аэростатическими опорами и защитным алмазоподобным покрытием // Нанотехника. 2014. № 2 (38). С. 68—73.

8. **Грубый С. В., Боговцева Л. П., Костеев В. А.** Исследование состояния прецизионных поверхностей, обработанных методом алмазного точения // Вестник машиностроения. 1996. № 7. С. 19—24.

9. **Грубый С. В., Татьянина Н. А.** Исследование и применение кристаллов природных алмазов и резцов повышенной износостойкости // Вестник машиностроения. 1997. № 4. С. 19—23.

УДК 621.9.002

А. П. КУЗНЕЦОВ, д-р техн. наук (МГТУ "Станкин"), e-mail: stankin-okm@yandex.ru

Структуры процессов и оборудования для обработки резанием. Часть 4. Структуры оборудования для обработки резанием*

Рассмотрены принципы построения структур металлообрабатывающего оборудования: координатных, формообразующих, компоновочных на основе модулей движения/положения и их элементов. Приведены методы описания указанных структур и общая классификация металлообрабатывающего оборудования.

Ключевые слова: металлообрабатывающие станки, технологический процесс, резание, классификация, структура, формообразование, компоновка.

The principles of construction of structures of metal-working equipment (coordinate, forming, configurating) on the base of movement/position modules and their elements are considered. The methods of description of the noted structures and general classification of metal-working equipment are given.

Keywords: metal-working machines, manufacturing process, cutting, classification, structure, forming, configuration.

В соответствии с обобщенной энерго-информационной моделью технологических процессов [1, рис. 1] для физической модели [2, рис. 9; 3, рис. 10, 13] и структуры [3, рис. 13] результатом процессов обработки резанием является деталь, свойства которой представлены на рис. 4 [2]. Такое представление отвечает на вопрос, что является результатом обработки (деталь), но не отвечает на вопрос, как этого достичь. Вследствие этого деталь можно рассматривать в качестве заказчика создания оборудования, которое реализует физические процессы преобразования материи, энергии и информации, т. е. деталь будет одновременно и результатом обработки и ее заказчиком. На рис. 16 показаны элементы и их связи (отношения), которые определяют технологическое оборудование как систему обработки резанием и отображают процесс описания соответствующих структур. Исходя из сказанного, приведем определения понятий, характеризующих структурные составляющие, которые будут формировать и описывать оборудование как такую последовательность взаимосвязанных объемов: *объем детали — рабочий объем — объем оборудования*.

Деталь — объем, в котором выполняются преобразования множеств единичных геометрических объектов: точки, прямой линии, кривой линии и т. п., которые формируют геометрический образ изделия (детали). В более общей формулировке деталь — это геометрический образ координатных систем и их преобразований.

Рабочий объем — пространство, в котором происходит формирование свойств детали: геометрических размеров, формы, поверхности, структуры, положения, состояния.

Оборудование — объем пространства, в котором вокруг рабочего объема размещены обобщенные модули движения/положения.

Модуль движения/положения — последовательное размещение элементов, которые отражают матрицы единичного движения/положения. Модуль состоит из семи составляющих модулей: базового M_0, в котором отсутствует движение; трех модулей M_x, M_y, M_z линейного движения/положения; трех модулей $M(\alpha_x)$, $M(\alpha_y)$, $M(\alpha_z)$ движения/положения поворота (вращения).

Движением будем называть преобразование, при котором расстояние между любыми двумя точками равно расстоянию между их образами. Тогда и поворот является движением.

Положением будем называть преобразование, которое изменяет ориентацию образа.

Следовательно, любое движение является или параллельным переносом, или поворотом, или симметрией, или композицией симметрии и параллельного переноса на вектор, параллельный оси симметрии (теорема Шаля).

* Окончание. Начало — см. "Вестник машиностроения" № 2—4 за 2015 г.

(Окончание статьи. Начало см. на стр. 57)

10. **Грубый С. В., Лапшин В. В.** Моделирование процесса и разработка технологии сверхточной обработки плоских отражателей однорезцовой алмазной фрезерной головкой // Наука и образование: электронное научно-техническое издание. 2014. № 2, http://technomag.bmstu.ru/doc/699743.html.

11. **Shi M., Lane B., Mooney C. B.** Diamond tool wear measurement by electron-beam-induced deposition // Precision Engineering. 2010. N 34. P. 718—721.

12. **Добровольский Г. Г. Дятлов Ю. А.** Точность формы изделий при алмазном микроточении // Сверхтвердые материалы. 1999. № 4. С. 58—62.

13. **Резников А. Н., Резников Л. А.** Тепловые процессы в технологических системах. М.: Машиностроение, 1990. 288 с.

14. **Sharif Uddin M., Seah K. H. W., Li X. P.** Effect of cristallographic orientation on wear of diamond tools for nano-scale ductile cutting of silicon. Wear 2004. N 257. P. 751—759.

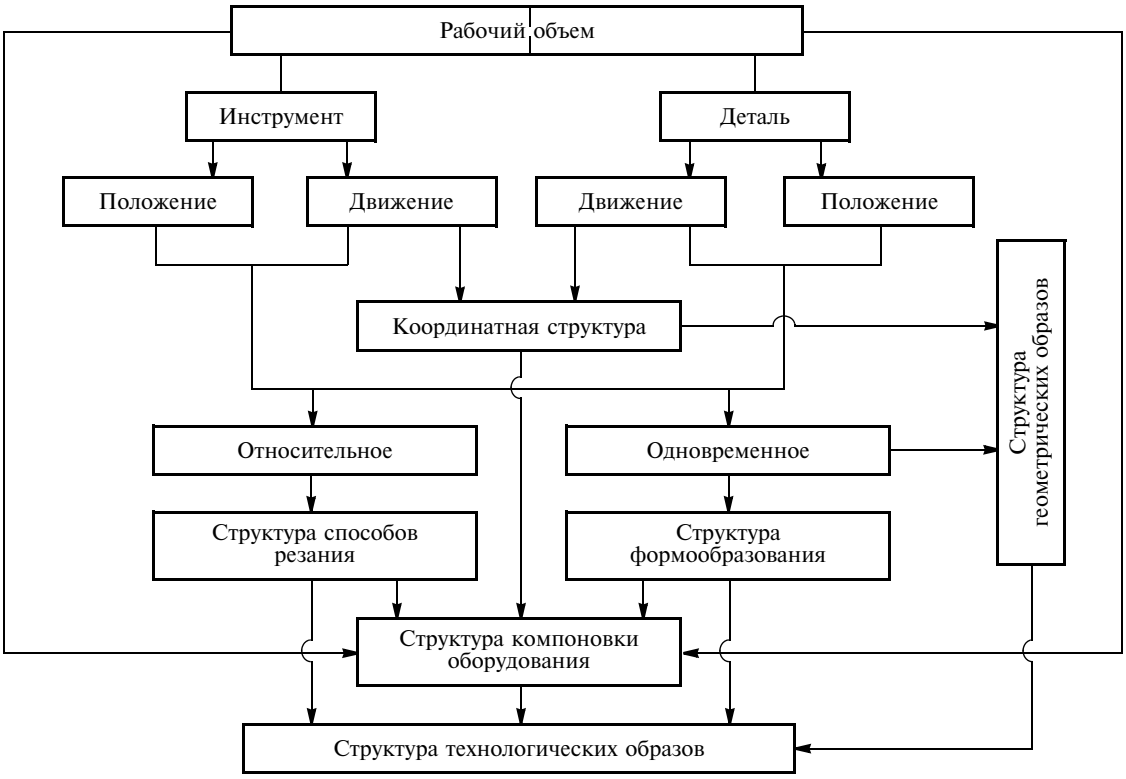


Рис. 16. Схема взаимосвязи элементов технологического оборудования

Если движение отсутствует, то матрица преобразования модуля движения/положения определяется единичной матрицей, элемент может быть объединен с базовым или отсутствовать.

Код модуля (аналог главных напряжений тензора напряжений) — характеристика направления размещения и состава модуля:

$$K_{xx},\ K_{yy},\ K_{zz},\ \overline{K}_{xx},\ \overline{K}_{yy},\ \overline{K}_{zz}, \qquad (1)$$

где K_{ii} — положительное направление, $\overline{K}_{ii}$ — отрицательное направление (рис. 17).

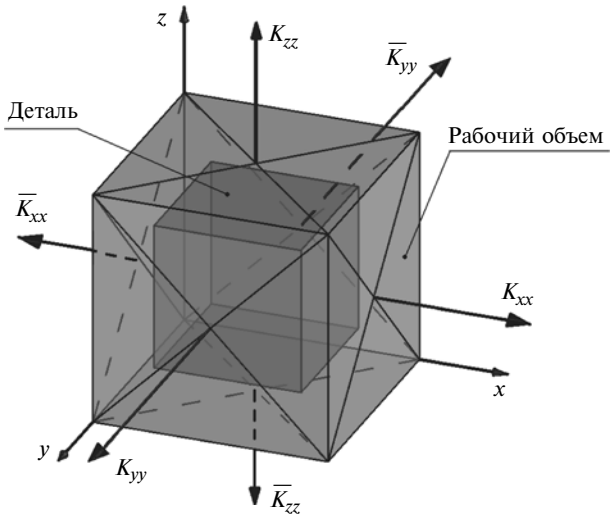


Рис. 17. Схема обозначений кода модуля движения/положения

Тогда деталь графически можно представить в виде совокупности трех самостоятельных систем координат: прямоугольной, цилиндрической и сферической, образы которых с помощью преобразований объединены в образ обобщенной детали (по аналогии назовем его обобщенным модулем детали). На рис. 18, *а* показан обобщенный модуль детали, который получен преобразованием (переносом и поворотом) цилиндрических и сферической поверхностей в обобщенный куб (как декартову систему координат) и расположенных внутри него. Этот образ обобщенной детали определяет и характеризует всю совокупность возможных преобразований единичных геометрических объектов, формирующих реальную деталь. Поэтому для построения структуры оборудования нет необходимости формировать так называемые комплексные детали, групповые детали и другие обобщения, базирующиеся на статистическом анализе видов обрабатываемых поверхностей деталей и их поверхностей.

Металлорежущий станок относится к технологическому оборудованию, выполняющему процесс обработки резанием, т. е. является средством технологического оснащения, в котором для выполнения определенной части технологического процесса размещаются материалы или заготовки, средства воздействия на них, а также технологическая оснастка и средства контроля.

Металлорежущий станок можно также рассматривать как систему, состоящую из множества элементов, занимающих относительно друг друга

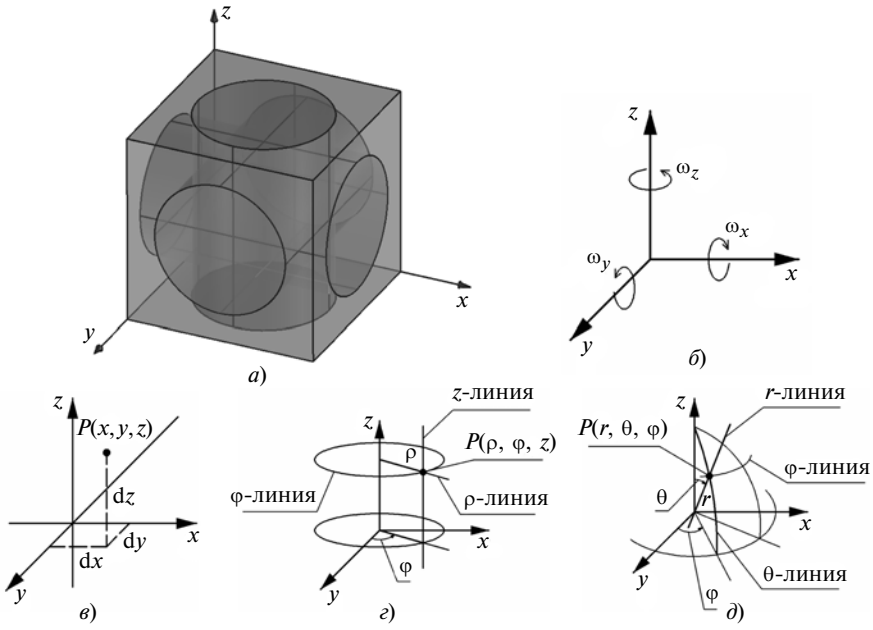


Рис. 18. Обобщенный образ детали (*а*), схема преобразований систем координат (*б*), системы координат: прямоугольная (*в*), цилиндрическая (*г*), сферическая (*д*)

заданное пространственное положение, часть из которых может осуществлять относительные движения (см. рис. 13 [3] и рис. 16).

Таким образом, металлорежущий станок, объединяющий в себе все элементы технологической системы и обеспечивающий их последовательное и взаимосвязанное функциональное взаимодействие [2, рис. 9] для получения изделия, в течение всего периода выполнения заданного технологического процесса является единственным элементом технологической системы, который полностью формирует *геометрический образ* изделия [4—8].

Следовательно, согласно приведенному определению оборудования структуры взаимного относительного размещения детали и инструмента можно представить как пространственное сочетание модулей *K* движения/положения своими базовыми элементами, которые могут быть неподвижными и перемещаться относительно друг друга. Очевидно, что в соответствии с обобщенной структурой [3, рис. 13] модели процесса и структурой формирования видов физических процессов взаимодействия твердых тел [2, рис. 9] минимальное число модулей равно двум. По взаимному относительному положению модулей *K* их возможные пространственные сочетания можно разделить на: L-, Г-, С-, U-, П-, Н- и О-образные.

При построении сочетаний следует учитывать, что максимальное число модулей равно пяти, так как для загрузки детали и извлечения ее после обработки требуется отсутствие минимум одного модуля для обеспечения доступа к рабочему объему, в котором размещена деталь. Так как перечисленные сочетания модулей *K* являются открытыми, то при добавлении к ним модуля в перпендикулярной плоскости получим дополнительно столько же сочетаний закрытого типа.

Все сказанное относится к прямоугольной системе координат. Аналогичные построения можно провести для цилиндрической и сферической систем координат, а также для их комбинаций. Иными словами, оборудование является образом обобщенной детали (см. рис. 18, *а*), выступающей в качестве заказчика этого оборудования для ее производства.

В этом случае координатная система детали в оборудовании представлена как линейными элементами движения M_x, M_y, M_z, так и элементами вращения $M(\alpha_x)$, $M(\alpha_y)$, $M(\alpha_z)$ плоских, цилиндрических или кольцевых направляющих, т. е. направляющие являются материальным эталоном координатных систем и, следовательно, они выполняют те же функции преобразований и выступают в качестве аналоговой информации системы [1, рис. 1; 2, рис. 4].

В табл. 10—13 приведены все возможные варианты пространственных структур построения оборудования из модулей *K* движения/положения, а на рис. 19 в качестве примеров дано изображение

Таблица 10

Типы сочетаний пространственного размещения двух модулей *K*

Модуль	K_{xx}	K_{yy}	K_{zz}	$\overline{K}_{xx}$	$\overline{K}_{yy}$	$\overline{K}_{zz}$
K_{xx}	0	$K_{xx}K_{yy} = 110000$	$K_{xx}K_{zz} = 101000$	0	$K_{xx}\overline{K}_{yy} = 100100$	$K_{xx}\overline{K}_{zz} = 100001$
K_{yy}	$K_{yy}K_{xx} = 110000$	0	$K_{yy}K_{zz} = 011000$	$K_{yy}\overline{K}_{xx} = 010100$	0	$K_{yy}\overline{K}_{zz} = 010001$
K_{zz}	$K_{zz}K_{xx} = 100001$	$K_{zz}K_{yy} = 011000$	0	$K_{zz}\overline{K}_{xx} = 001100$	$K_{zz}\overline{K}_{yy} = 001010$	0
$\overline{K}_{xx}$	0	$\overline{K}_{xx}K_{yy} = 010100$	$\overline{K}_{xx}K_{zz} = 001100$	0	$\overline{K}_{xx}\overline{K}_{yy} = 000110$	$\overline{K}_{xx}\overline{K}_{zz} = 0001001$
$\overline{K}_{yy}$	$\overline{K}_{yy}K_{xx} = 100100$	0	$\overline{K}_{yy}K_{zz} = 001010$	$\overline{K}_{yy}\overline{K}_{xx} = 000110$	0	$\overline{K}_{yy}\overline{K}_{zz} = 000011$
$\overline{K}_{zz}$	$\overline{K}_{zz}K_{xx} = 100001$	$\overline{K}_{zz}K_{yy} = 010001$	0	$\overline{K}_{zz}\overline{K}_{xx} = 000101$	$\overline{K}_{zz}\overline{K}_{yy} = 000011$	0

Таблица 11

Типы сочетаний пространственного размещения трех модулей *K*

Код	K_{xx}	K_{yy}	K_{zz}	$\overline{K}_{xx}$	$\overline{K}_{yy}$	$\overline{K}_{zz}$
000111	0	0	0	$\overline{K}_{xx}\,\overline{K}_{yy}\,\overline{K}_{zz}$		
001011	0	0	K_{zz}	0	$\overline{K}_{yy}\,\overline{K}_{zz}$	
001101	0	0	$K_{zz}\overline{K}_{xx}$		0	$\overline{K}_{zz}$
001110	0	0	$K_{zz}\overline{K}_{xx}\,\overline{K}_{yy}$			0
010011	0	K_{yy}	0	0	$\overline{K}_{yy}\,\overline{K}_{zz}$	
010101	0	K_{yy}	0	$\overline{K}_{xx}$	0	$\overline{K}_{zz}$
010110	0	K_{yy}	0	$\overline{K}_{xx}\,\overline{K}_{yy}$		0
011001	0	$K_{yy}K_{zz}$		0	0	$\overline{K}_{zz}$
011010	0	$K_{yy}K_{zz}$		0	$\overline{K}_{yy}$	0
011100	0	$K_{yy}K_{zz}\overline{K}_{xx}$			0	0
100011	K_{xx}	0	0	0	$\overline{K}_{yy}\,\overline{K}_{zz}$	
100101	K_{xx}	0	0	$\overline{K}_{xx}$	0	$\overline{K}_{zz}$
100110	K_{xx}	0	0	$\overline{K}_{xx}\,\overline{K}_{yy}$		0
101001	K_{xx}	0	K_{zz}	0	0	$\overline{K}_{zz}$
101010	K_{xx}	0	K_{zz}	0	$\overline{K}_{yy}$	0
101100	K_{xx}	0	K_{zz}	$\overline{K}_{xx}$	0	0
110001	K_{xx}	K_{yy}	0	0	0	$\overline{K}_{zz}$
110010	K_{xx}	K_{yy}	0	0	$\overline{K}_{yy}$	0
110100	K_{xx}	K_{yy}	0	$\overline{K}_{xx}$	0	0
111000	K_{xx}	K_{yy}	K_{zz}	0	0	0

структур построения оборудования как для прямоугольной, так и для цилиндрической и сферической систем координат и их комбинаций.

Общее выражение для описания типов построения пространственных структур в соответствии с кодом (1) запишется в виде:

$$K = K_{xx}\mathrm{M}_{xx}^{k}\,\vec{\mathrm{M}}_{xx}^{yy}\,K_{yy}\mathrm{M}_{yy}^{k}\,\vec{\mathrm{M}}_{yy}^{zz}\,K_{zz}\mathrm{M}_{zz}^{k}\,\vec{\mathrm{M}}_{zz}^{xx}\,\overline{K}_{xx}\times$$
$$\times\ \overline{\mathrm{M}}_{xx}^{k}\,\vec{\mathrm{M}}_{xx}^{yy}\,\overline{K}_{yy}\,\overline{\mathrm{M}}_{yy}^{k}\,\vec{\mathrm{M}}_{yy}^{zz}\,\overline{K}_{zz}, \qquad (2)$$

где $\mathrm{M}_{ii}^{k} = \mathrm{M}_0\mathrm{M}_x\mathrm{M}_y\mathrm{M}_z\mathrm{M}(\alpha_x)\mathrm{M}(\alpha_y)\mathrm{M}(\alpha_z)$ — матрица движения/положения элементов модуля, $k = 0$; 1; ...; 6 — порядковый номер элемента модуля; $\vec{\mathrm{M}}_{ii}^{jj} = \mathrm{M}_x\mathrm{M}_y\mathrm{M}_z$ — матрица движения базового модуля K_{jj} относительно базового модуля K_{ii}.

Выражение (2) справедливо как для обработки одним инструментом, так и для одновременной обработки несколькими инструментами. Для этого введем в обозначение модуля K_{ii} верхний индекс w, который характеризует принадлежность модуля, где размещается деталь — K_{ii}^{w}, и верхний индекс Tn, характеризующий принадлежность модуля, где размещается инструмент с порядковым номером n, — K_{ii}^{Tn}.

Исходя из структуры схемы резания [3, рис. 15 и табл. 9] и структуры моделей процесса резания [2, рис. 9; 3, рис. 12], а также на основании схемы взаимосвязи элементов технологического оборудования (см. рис. 16) физический процесс пластического деформирования осуществляется линейным и/или вращательным движением инструмента относительно детали. Поэтому по аналогии с деталью инструмент также будет характеризоваться как ориентацией (положением), так и видом движения резания — линейным или вращательным. Например, если инструмент вращается вокруг собственной оси *Oz*, то положение этой оси может занимать различные фиксированные положения относительно системы координат модуля, в котором он расположен. Для описания этого введем в матрицы положения и движения верхний индекс "c", характеризующий его принадлежность только к процессу резания:

$$\mathrm{M}_{ii}^{\mathrm{c}} = \mathrm{M}_x^{\mathrm{c}}\,\mathrm{M}_y^{\mathrm{c}}\,\mathrm{M}_z^{\mathrm{c}}\,\mathrm{M}^{\mathrm{c}}(\alpha_x)\mathrm{M}^{\mathrm{c}}(\alpha_y)\mathrm{M}^{\mathrm{c}}(\alpha_z).$$

Таблица 12

Типы сочетаний пространственного размещения четырех модулей *K*

Код	K_{xx}	K_{yy}	K_{zz}	$\overline{K}_{xx}$	$\overline{K}_{yy}$	$\overline{K}_{zz}$
001111	0	0	K_{zz}	$\overline{K}_{xx}$	$\overline{K}_{yy}$	$\overline{K}_{zz}$
010111	0	K_{yy}	0	$\overline{K}_{xx}$	$\overline{K}_{yy}$	$\overline{K}_{zz}$
011011	0	K_{yy}	K_{zz}	0	$\overline{K}_{yy}$	$\overline{K}_{zz}$
011101	0	K_{yy}	K_{zz}	$\overline{K}_{xx}$	0	$\overline{K}_{zz}$
011110	0	K_{yy}	K_{zz}	$\overline{K}_{xx}$	$\overline{K}_{yy}$	0
100111	K_{xx}	0	0	$\overline{K}_{xx}$	$\overline{K}_{yy}$	$\overline{K}_{zz}$
101011	K_{xx}	0	K_{zz}	0	$\overline{K}_{yy}$	$\overline{K}_{zz}$
101101	K_{xx}	0	K_{zz}	$\overline{K}_{xx}$	0	$\overline{K}_{zz}$
101110	K_{xx}	0	K_{zz}	$\overline{K}_{xx}$	$\overline{K}_{yy}$	0
110011	K_{xx}	K_{yy}	0	0	$\overline{K}_{yy}$	$\overline{K}_{zz}$
110101	K_{xx}	K_{yy}	0	$\overline{K}_{xx}$	0	$\overline{K}_{zz}$
110110	K_{xx}	K_{yy}	0	$\overline{K}_{xx}$	$\overline{K}_{yy}$	0
111001	K_{xx}	K_{yy}	K_{zz}	0	0	$\overline{K}_{zz}$
111010	K_{xx}	K_{yy}	K_{zz}	0	$\overline{K}_{yy}$	0
111100	K_{xx}	K_{yy}	K_{zz}	$\overline{K}_{xx}$	0	0

Таблица 13

Типы сочетаний пространственного размещения пяти модулей *K*

Код	K_{xx}	K_{yy}	K_{zz}	$\overline{K}_{xx}$	$\overline{K}_{yy}$	$\overline{K}_{zz}$
011111	0	$K_{yy}K_{zz}\overline{K}_{xx}\,\overline{K}_{yy}\,\overline{K}_{zz}$				
101111	K_{xx}	0	$K_{zz}\overline{K}_{xx}\,\overline{K}_{yy}\,\overline{K}_{zz}$			
110111	$K_{xx}K_{yy}$		0	$\overline{K}_{xx}\,\overline{K}_{yy}\,\overline{K}_{zz}$		
111011	$K_{xx}K_{yy}K_{zz}$			0	$\overline{K}_{yy}\,\overline{K}_{zz}$	
11101	$K_{xx}K_{yy}K_{zz}\overline{K}_{xx}$				0	$\overline{K}_{zz}$
111110	$K_{xx}K_{yy}K_{zz}\overline{K}_{xx}\,\overline{K}_{yy}$					0

С учетом вышеизложенного *координатная структура* оборудования будет представлять собой последовательность всех матриц движения:

$$\mathrm{M}_{xx}^{k}\,\vec{\mathrm{M}}_{xx}^{yy}\,\mathrm{M}_{yy}^{k}\,\vec{\mathrm{M}}_{yy}^{zz}\,\mathrm{M}_{zz}^{k}\,\vec{\mathrm{M}}_{zz}^{xx}\,\overline{\mathrm{M}}_{xx}^{k}\,\vec{\mathrm{M}}_{xx}^{yy}\,\overline{\mathrm{M}}_{yy}^{k}\,\vec{\mathrm{M}}_{yy}^{zz}\,\mathrm{M}_{ii}^{\mathrm{c}}.$$

Существующая классификация металлорежущих станков основана на реализации какой-либо одной схемы процесса резания. Станки получили название по методу, который реализует эту схему: токарные, сверлильные, фрезерные, расточные, строгальные, долбежные. Другие типы станков названы по виду процесса — шлифовальные, хонинговальные, протяжные, или по виду обрабатываемого изделия — зубообрабатывающие (всех типов). Оче-

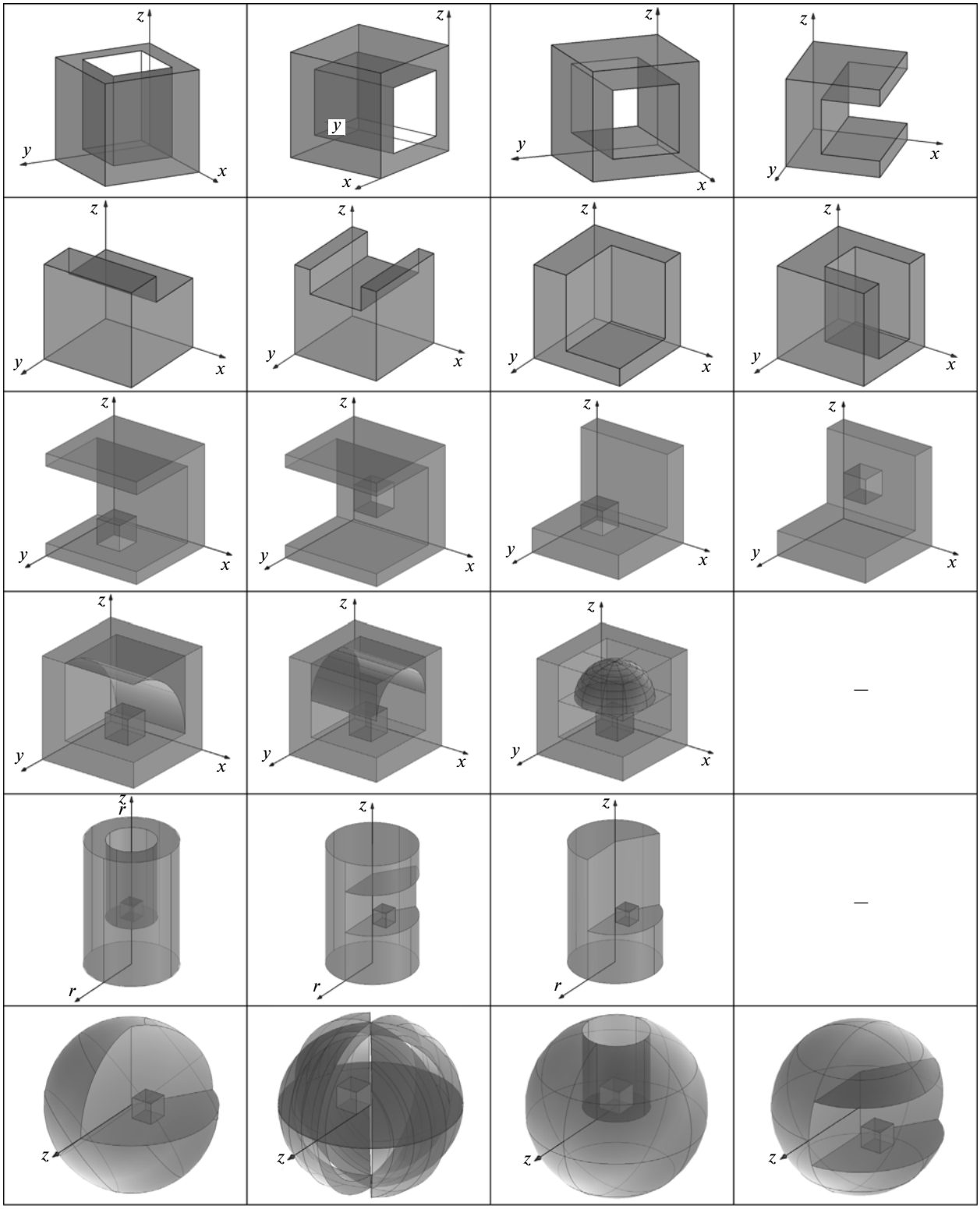


Рис. 19. Примеры пространственного размещения модулей движения/положения

видно, что привычная классификация станков основана на рассмотрении элементов разного уровня общей системы процесса резания. Заметим, что в каждой группе станков осуществляется только одно движение выполнения физического процесса пластического деформирования материала: или линейное, или вращательное, а кинематические схемы резания — различны.

Появление станков, в которых одновременно или последовательно используются разные методы обработки разными инструментами, каждый из которых осуществляет независимо от другого линейное и/или вращательное движение (например, токарно-фрезерные центры, фрезерно-шлифовальные станки), привело к расширению традиционной классификации — образовалась согласно предложенному T. Moriwaki достаточно удачному термину Multi-functional Machine Tool группа станков под общим названием многофункциональные станки. Кроме того, появилась группа станков, отнесенная к классу Multitask Machine Tool (многозадачные станки), в которых помимо процесса резания используются другие физические принципы изменения свойств детали, например лазерная обработка и т. п. Поэтому считаем целесообразным ввести наименования групп и классов оборудования, которые кроме достаточно большого числа методов обработки (точение, сверление и т. п.), отражают в первую очередь физические принципы и процессы, реализуемые этим оборудованием. Взаимодействие твердых тел, а также твердых тел и полей без изменения параметров и свойств детали [2, рис. 4] образует класс контрольно-измерительных приборов и устройств или класс ручных приборов и устройств, если изменение пространственно-временного положения осуществляется не системой, а человеком.

Согласно схемам, приведенным в работе [2, рис. 4 и рис. 9], возможны следующие группы оборудования:

1. Оборудование, которое реализует взаимодействия:

1.1. Твердое тело — твердое тело.

1.2. Твердое тело — состояние среды.

1.3. Твердое тело — физическое поле.

2. Оборудование, которое реализует комбинацию взаимодействий:

2.1. Твердое тело — твердое тело — состояние среды.

Таблица 14

Методы описания компоновок станков

Автор	Публикация		Принцип	Структура, формула или код компоновки
	Год	Наименование		
Ю. Д. Врагов	1978	Анализ компоновок металлорежущих станков (основы компонетики)	Способ обозначения компоновок: K_1 — координатная; K_2 — базовая; K_3 — конструкционная и метод их структурного анализа	$K_1 = XYZ0C_{h,v}$, 0 — неподвижная деталь станка; X, Y, Z — линейные координатные движения в указанных направлениях; $C_{h,v}$ — вращение горизонтального или вертикального шпинделя
Д. Н. Решетов, В. Т. Портман	1986	Точность металлорежущих станков	Матричная форма преобразований координат: вращений и переносов. Схемы компоновок при наличии трех видов связей	$K = k_1k_2\times...\times k_i0k_{i+1}\times...\times k_n$; 0 — неподвижная деталь станка; k_i = 1, 2, ..., 6 — номер матриц перемещения: 1, 2, 3 или вращения: 4, 5, 6
H. Shinno, Y. Ito	1982	Generation method for structural configuration of machine tools-variant design using directed graph	Граф связей деталей и узлов станка от инструмента к столу. Классы форм и функций деталей и узлов (модулей), и их GT (групповая технология), коды	Граф связей деталей и узлов станка от инструмента к столу — силовой контур. Типовые графы представления структур станков
В. С. Хомяков, И. И. Давыдов	1989	Кодирование компоновок металлообрабатывающих станков при их автоматизированном проектировании	Матричная форма преобразований координат: вращений и переносов. Классы (коды) подвижных и неподвижных деталей и узлов	$K = k_1^m k_2^m\times...\times k_i^m 0 k_{i+1}^m\times...\times k_n^m$; 0 — неподвижная деталь станка; m — 0, 1, 2 — установочные движения: 0 — не связанные с обработкой; 1, 2 — связанные с обработкой; k_i = 1, 2, ..., 6 — номер матриц перемещения: 1, 2, 3 или вращения: 4, 5, 6
E. L. J. Bohez	2002	Five-axis milling mashine tool kinematic chain design and analysis	Матричная форма преобразований координат: вращений и переносов. Оценка количества вариантов компоновок. Оценка характеристик объема рабочего пространства станка и инструмента	$K = TTTRRT'T'T'R'R'$, где $TR(T'R')$ — матрицы линейного (T) и вращательного (R) движений в направлении или вокруг соответствующих осей координат инструмента (детали). $\Sigma(T_iR_i) + (T'_jR'_j) = 5$
F.-C. Chen	2001	On the stuctural configuration synthesis and geometry of mashining centres	Матричная форма преобразований координат: вращений и переносов. Схемы компоновок. Функции формирования формы рабочего объема и его определение	$K = k_1k_2\times...\times k_i0k_{i+1}\times...\times k_n$; $r_0 = A^{k_1}A^{k_2}\times...\times A^{k_n}A_0^6 r_T$, соответственно матрицы линейного $A_{x,y,z}^{1,2,3}$ и вращательного движения $A_{\alpha,\beta,\gamma}^{4,5,6}$ в направлении x, y, z или вокруг осей Ox, Oy, Oz координат

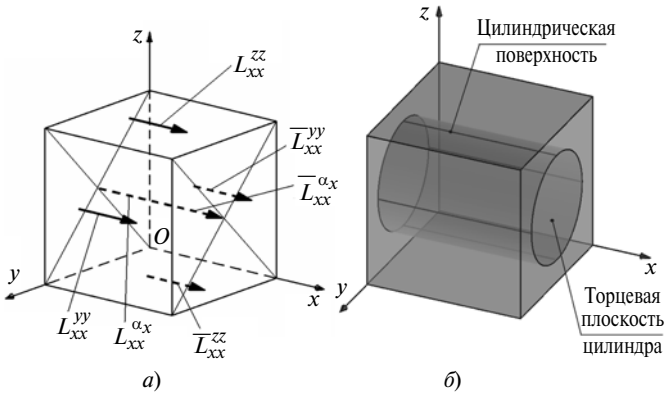


Рис. 20. Плоскости направляющих движения вдоль координатного направления *Ox* (*а*) и поверхности направляющих при вращении вокруг оси *Ox* (*б*)

2.2. Твердое тело — твердое тело — физическое поле.

2.3. Твердое тело — состояние среды — физическое поле.

3. Оборудование, которое реализует взаимодействие твердых тел и полей без изменения параметров, свойств и характеристик детали:

3.1. Контрольно-измерительные машины.

3.2. Контрольно-измерительные приборы и устройства.

3.3. Ручные средства контроля и измерения.

Для описания структуры построения металлорежущего оборудования — *компоновки*, которая отражает взаимное размещение подвижных узлов, реализующих функцию формообразования, предложены различные методы (табл. 14). Число возможных вариантов построения компоновок определяется как число перестановок $P_n = n!$ из n элементов. В этом случае n элементов являются общим числом движений формообразования (включая одну неподвижную базовую деталь) как инструмента, так и детали без учета движения (линейного или вращательного) резания, если оно одновременно не является и движением формообразования. Тогда общее число возможных компоновок металлорежущих станков составит:

$$P = \sum_{3}^{7} P_n = 6 + 24 + 120 + 720 + 5040 = 5910.$$

Введем в рассмотрение еще один элемент, который, как было отмечено, является материальным воплощением (эталоном) координатного направления в декартовой (цилиндрической, сферической) системе координат, — направляющие. На рис. 20, *а* показано, что движение в направлении координатной оси *Ox* может быть осуществлено множеством способов в плоскости направляющей, которая может находиться в плоскостях *xOy*, *zOx*, в плоскостях, параллельных указанным, а также в плоскостях, полученных их вращением вокруг оси *Ox*. Введем обозначения направлений перемещения по указанным плоскостям направляющих в виде:

$$L_x^n = L_{xx}^{zz},\ L_{xx}^{yy},\ \overline{L}_{xx}^{zz},\ \overline{L}_{xx}^{yy},\ L_{xx}^{\alpha_x},\ \overline{L}_{xx}^{\alpha_x},$$

где x — направление перемещения; n — индекс номера направляющей; xx — индекс направления перемещения в координатной системе модуля движения/положения; zz, yy, α_x — индексы направления расположения плоскости направляющей, аналогичные индексам направлений (см. рис. 17).

При построении координатной системы направляющей координатное направление *Oz* всегда перпендикулярно плоскости направляющей.

Аналогичным образом введем обозначения для направлений координатных систем $Oy — L_y^n$ и $Oz — L_z^n$.

Для движений вокруг координатной оси (рис. 20, *б*) направляющими вращения или поворота являются цилиндрическая поверхность и торцевая поверхность цилиндра, которые обозначим соответственно: L^nR^x и L^nR^{xx}, где x — индекс вращения вокруг оси *Ox*, xx — индекс торцевой поверхности цилиндра, перпендикулярной оси *Ox*.

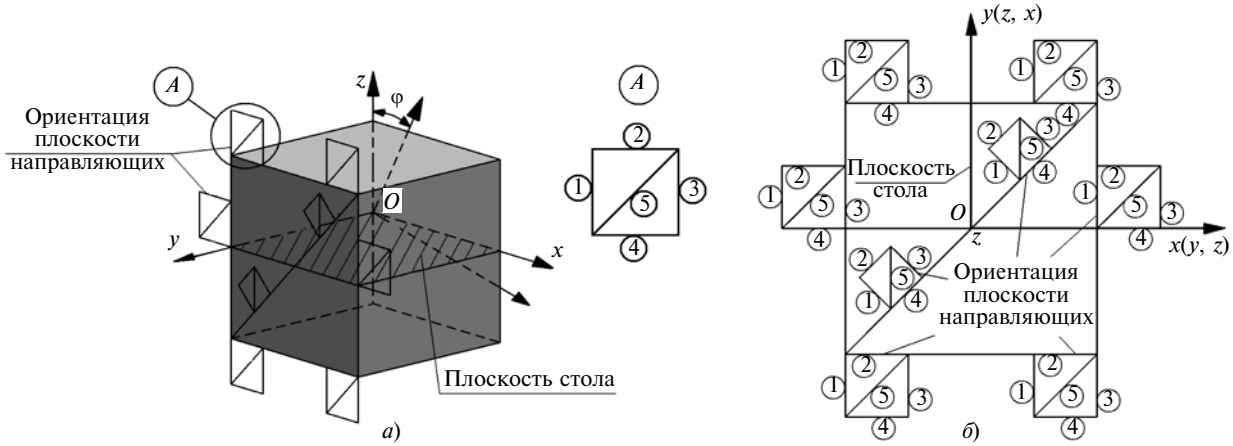


Рис. 21. Расположение (*а*) и ориентация (*б*) направляющих относительно плоскости стола

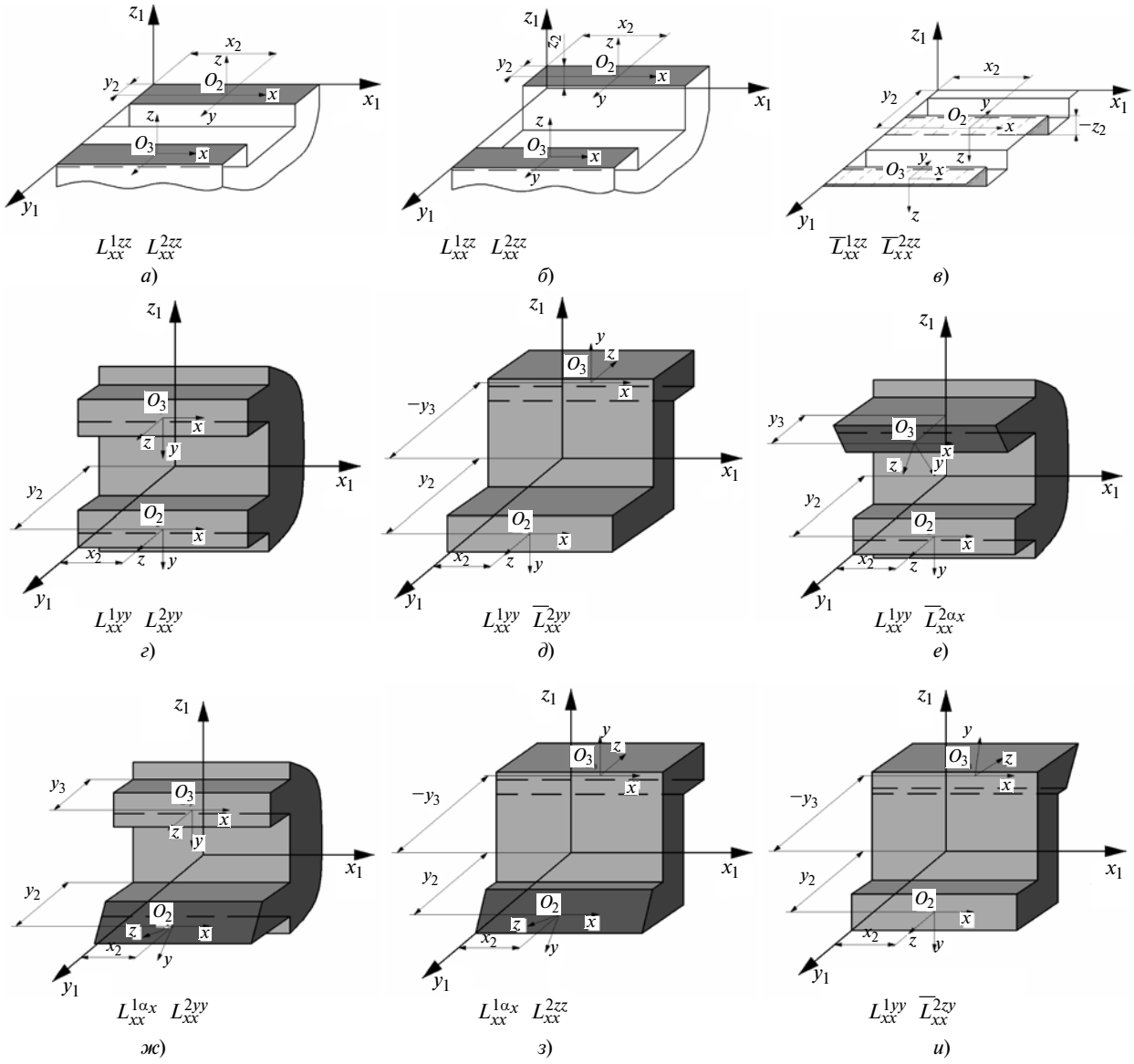


Рис. 22. Примеры ориентации направляющих движения вдоль координатного направления *Ox*

Положение и ориентация плоскостей каждой направляющей определяются относительно координатной системы плоскости стола (рис. 21), которые могут располагаться как на уровне этой плоскости, так и выше или ниже, симметрично или несимметрично. Сочетания плоскостей направляющих также могут быть разными: горизонтальная плоскость движения одной направляющей — вертикальная плоскость движения другой и т. д. На рис. 22, *а*—*и* приведены примеры сочетаний плоскостей перемещения направляющих для координатного направления *Ox*.

Направляющие могут иметь разную форму поперечного сечения, однако с точки зрения осуществления прямолинейного или вращательного движения и способа их пространственного расположения это обстоятельство менее значимо, поэтому не будем рассматривать его для описания структуры компоновки металлорежущего оборудования. Тогда общее выражение, описывающее структуру и вид компоновки, получим в виде:

$$K = K_{xx}\mathrm{M}_{xx}^{k} L\vec{\mathrm{M}}_{xx}^{yy} K_{yy}\mathrm{M}_{yy}^{k} L\vec{\mathrm{M}}_{yy}^{zz} K_{zz}\mathrm{M}_{zz}^{k} L\vec{\mathrm{M}}_{zz}^{xx} \times$$
$$\times\ \overline{K}_{xx}\,\overline{\mathrm{M}}_{xx}^{k} L\vec{\mathrm{M}}_{xx}^{yy}\,\overline{K}_{yy}\,\overline{\mathrm{M}}_{yy}^{k} L\vec{\mathrm{M}}_{yy}^{zz}\,\overline{K}_{zz}, \qquad (3)$$

где $L_i^n L^n R^i L^n R^{ii} = L$ — обобщенная матрица направляющих.

Если элемент структуры отсутствует, матрица становится единичной, и этот элемент, соответственно, не участвует в формировании структуры оборудования. Легко показать, что приведенные в табл. 14 структурные формулы могут быть найдены из выражения (3).

Геометрический образ Ψ_1 изделия, формируемый металлорежущим станком (рис. 23) *без выполнения технологического процесса резания*, образуется

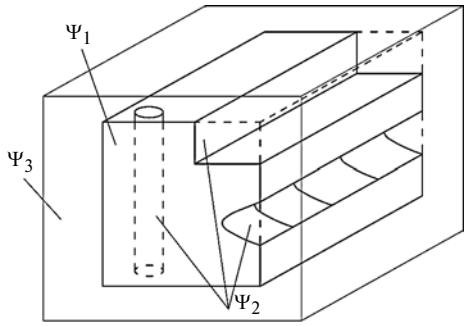


Рис. 23. Множества рабочего объема станка и геометрический образ детали

такой же *совокупностью одновременных взаимосвязанных относительных движений* рабочих органов станка, как и при выполнении физического процесса формообразования [5, 8].

Изделие как материальное образование при функционировании всей технологической системы формируется во множестве Ψ геометрического места точек рабочего объема станка. Множество Ψ состоит: из множества Ψ_1 — геометрического места точек собственно изделия; множества Ψ_2, расходуемого на физический процесс изменения свойств и параметров детали, т. е. множества геометрического места точек, которое занимал бы рабочий инструмент в процессе выполнения физического процесса резания (формообразования) при воздействии на обрабатываемый материал; множества Ψ_3 — геометрического места точек рабочего пространства, в котором отсутствует взаимодействие рабочего инструмента и изделия, а осуществляются лишь установочные и вспомогательные перемещения. Объединение указанных множеств образует геометрическое место точек рабочего объема станка, в котором формируются свойства обрабатываемых изделий и геометрических образов.

Геометрический образ Ψ_1 изделия можно представить в виде совокупности *единичных геометрических образов* Ψ^e, последовательно формируемых станком в его рабочем объеме. Единичные геометрические образы характеризуются единством элементов, их связей и отношений, последовательностью, формой и законом взаимодействия. Единичные геометрические образы, полученные разными способами, могут иметь одинаковый вид, но их свойства будут зависеть от способа получения.

В общем случае формирование единичного геометрического образа осуществляется совокупностью одновременных взаимосвязанных относительных движений рабочих органов станка по управляемым координатам x, y, z, ω_x, ω_y, ω_z. Число и характер движений рабочих органов станка обусловливают возможность воспроизведения вполне определенного набора единичных геометрических образов, которые дают представление о технологических возможностях станка в целом. Металлорежущими станками могут формироваться единичные геометрические образы порядков I—VI. Их координатные структуры, приведенные на рис. 24, могут быть записаны [5, 6, 8] в виде общей структурной формулы $\Psi^e = Axyz\omega_x\omega_y\omega_z$, где A — порядковый номер единичного геометрического образа.

Число структур единичных геометрических образов каждого порядка можно определить как число сочетаний из шести элементов по одному, два, три и т. д.: $C_n^k = \frac{n(n+1)\times\ldots\times(n-k+1)}{1\times 2\times\ldots\times k}$. Тогда общее число структур единичных геометрических образов составит $N = \sum_{i=1}^{6} C_6^i = 63$, т. е. будет равно числу координатных структур, приведенных на рис. 24.

Отметим, что станки, которые формируют геометрические образы более высоких порядков, всегда могут формировать и геометрические образы более низких порядков, т. е. геометрические образы низших порядков являются подмножеством множества геометрических образов более высокого порядка. Следовательно, число геометрических образов низших порядков равно разности общего числа множеств и множеств более высоких порядков. Например, общее число геометрических образов порядка III совместно с образами предшествующих порядков I и II равно 41.

Геометрический образ порядка I образуется посредством единичного взаимного относительного перемещения вдоль одной из координатных осей или вращением вокруг одной из них и обозначается римской цифрой I и буквенным обозначением координаты, вдоль которой происходит движение (перемещение или вращение): Ix, Iy, Iz, Iω_x и т. п. К геометрическим образам порядка I относятся точки, отстоящие друг от друга на некотором расстоянии вдоль координатной оси, прямые линии определенной длины, плоскости, параллельные координатной оси, и др.

Геометрические образы порядка II формируются двумя одновременными взаимными относительными перемещениями или вращениями рабочих органов станка и обозначаются римской цифрой II с буквенными обозначениями координатных осей, вдоль которых происходит движение: IIxy, IIyz, IIxz, II$x\omega_x$ и т. п. К геометрическим образам порядка II относятся: плоские кривые; прямые, не параллельные координатным осям; линейные поверхности; тела вращения и др.

Геометрические образы порядка III характеризуются тремя одновременными взаимными относительными движениями [перемещениями или вращениями; перемещениями и(или) вращениями] и обозначаются: IIIxy, IIIyz, IIIxz, III$x\omega_x$ и т. п. К геометрическим образам порядка III относятся пространственные линии (прямые или кривые), слож-

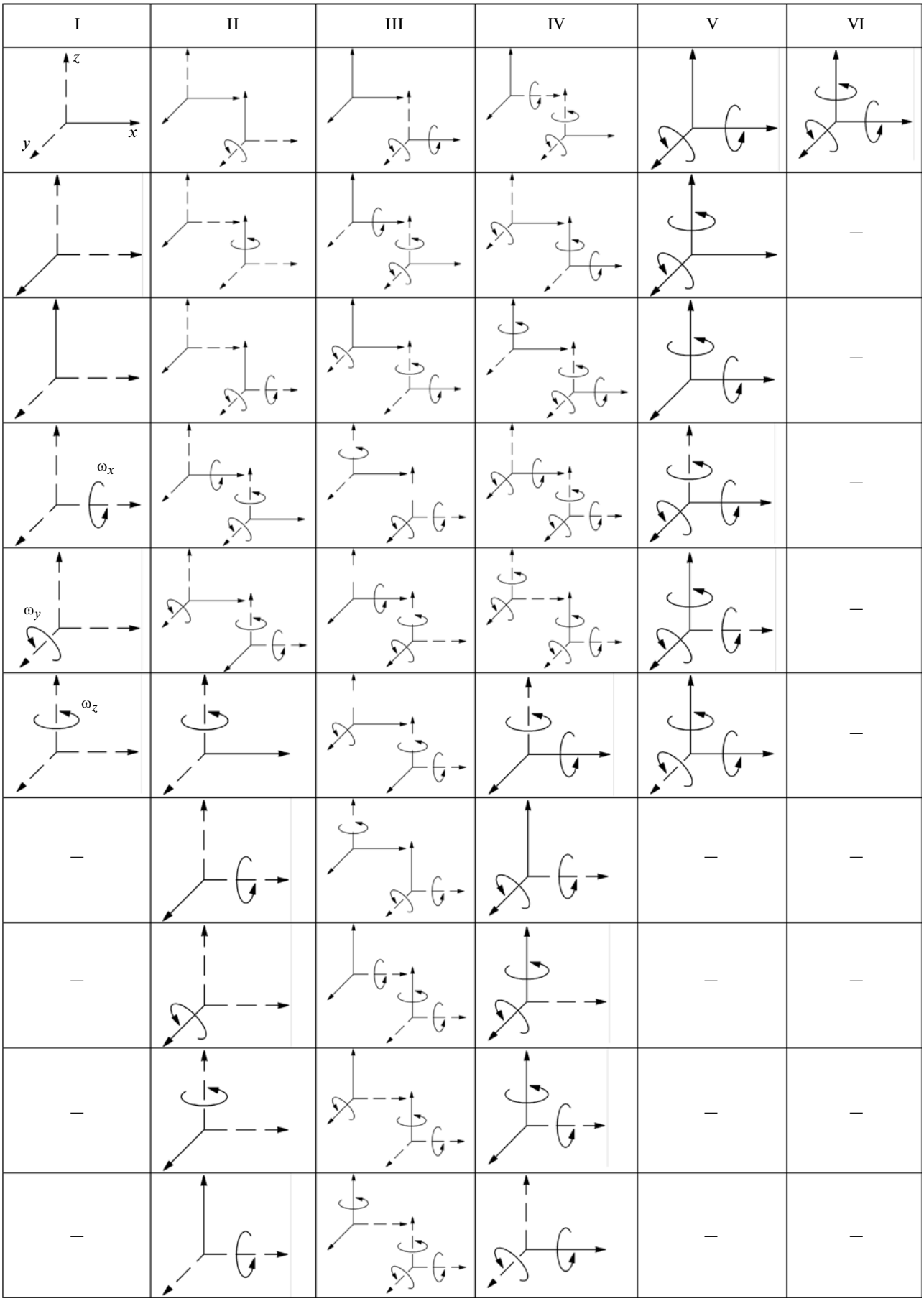


Рис. 24. Координатная формула геометрических образов порядков I—VI

ные поверхности вращения, пространственные профили и поверхности и т. п.

Вид единичных геометрических образов Ψ^e, очевидно, определяется видом множества Ψ_2 — геометрического места точек инструмента. Поэтому для более полной и однозначной характеристики геометрического образа, формируемого станком, структурная формула должна быть дополнена обозначением вида множества Ψ_2, которое может быть точечным, линейным, криволинейным, пространственным, плоским, объемным.

Точечный вид множества Ψ_2 определяется значением координаты точки, формирующей этот образ; для линейного множества — значением функции в принятой системе координат (станка, инструмента, детали), характеризующей положение линии в этой системе координат; для криволинейного — значением функции, однозначно определяющей вид кривой линии, и т. д. Например, геометрический образ порядка I с линейным множеством Ψ_2, полученный при перемещении прямой линии вдоль координатного направления, определяет плоскость с присущими ей и формируемыми прямой линией свойствами. Поэтому структурная формула единичных геометрических образов имеет вид: $\Psi^e = Axyz\omega_x\omega_y\omega_z\ (\Psi_2)$.

Тогда общее число наиболее характерных видов единичных геометрических образов, обусловленных точечным, линейным, криволинейным и пространственным видами множества Ψ_2, будет равно 252 или в общем виде число геометрических образов составит $N(\Psi^e) = K(\Psi_2) \times \sum_{i=1}^{6} C_6^i$, где $K(\Psi_2)$ — число видов множества Ψ_2. Часть геометрических образов, формируемых станком, для различных видов множества Ψ_2 показана в табл. 15.

Для более полной и однозначной характеристики геометрического образа, формируемого станком, в структурные формулы в зависимости от вида множества Ψ_2 добавляются обозначения, характеризующие вид этого множества:

для точечного множества Ψ_2 — координаты x_1, y_1, z_1 точки, формирующей этот образ;

для линейного множества — значение функции в системе координат станка, определяющей положение линии $[f(x)]$, $[f(y)]$, $[f(z)]$ в этой системе координат;

для криволинейного множества — значение функции в системе координат станка, однозначно определяющей вид кривой линии $[f(x, y)]$;

для плоского множества — $[z = f(x, y)]$;

для пространственного множества — $[f(x, y, z)]$;

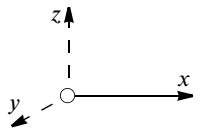
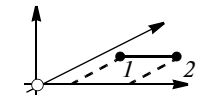
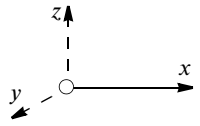
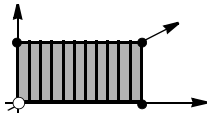
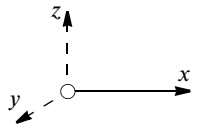
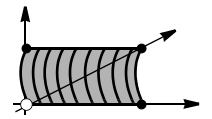
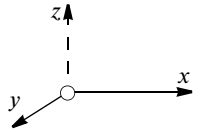
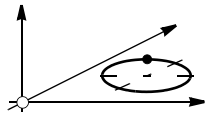
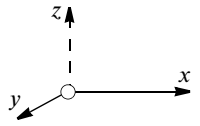
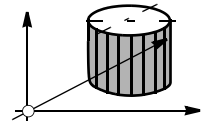
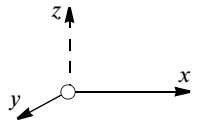
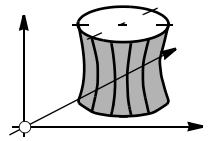
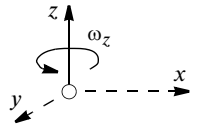
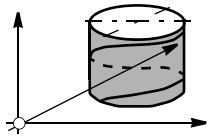
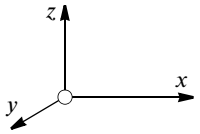
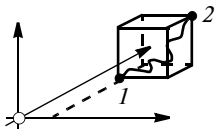
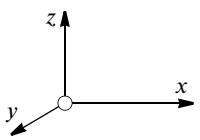
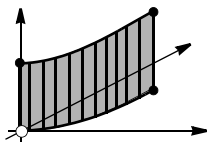
для объемного множества — $[F(x, y, z)]$.

Например, для геометрического образа порядка I обозначение I$x[x = C]$ означает, что этот образ получен при перемещении прямой линии вдоль направления Ox и определяет плоскость, параллельную zOx; аналогично образ I$x[x^2 + y^2 = R^2]$ определяет плоскость, параллельную xOy, шириной $2R$, а образ со структурной формулой I$x[x^2 + y^2 + z^2 = R^2]$ определяет сферическую поверхность, центр которой перемещается параллельно оси Ox.

По структурным формулам единичных геометрических образов могут быть получены их соответ-

Таблица 15

Виды геометрических образов, формируемые станком

Вид множества Ψ_2	Координатная формула геометрического образа	Вид геометрического образа
Точечный		
Линейный		
Криволинейный		
Точечный		
Линейный		
Криволинейный		
Точечный		
Точечный		
Линейный		

ствующие математические зависимости на основе применения аппарата аналитической геометрии, *R*-функций и т. п. Эти математические выражения единичных геометрических образов будут определять *номинальные* значения координат образов, а их графическое изображение будет иллюстрировать форму и вид образов.

Вид и форма геометрического образа определяются: числом движений; взаимным расположением осей вращательных движений и направлений поступательных движений; характером движений и функциональной связью между ними; видом множества Ψ_2.

Номинальный геометрический образ Ψ_1 изделия можно выразить через номинальные единичные геометрические образы Ψ^e и определить номинальные значения интегрального выходного параметра технологической системы:

$$\Psi_1 = F\{[AXYZ\omega_x\omega_y\omega_z(\Psi_2)]_1 \ldots [AXYZ\omega_x\omega_y\omega_z(\Psi_2)]_i\}.$$

В операциях алгебры логики это выражение геометрического образа Ψ_1 изделия может быть записано в конъюнктивной или дизъюнктивной нормальной форме, от которой осуществляется переход к построению уравнений в декартовой системе координат.

Геометрические образы с точечным множеством Ψ_2 могут быть заданы аналитически. Если они лежат в плоскости *xOy* или любой другой координатной плоскости, то имеем:

$$F(X, Y) = a_{11}X^2 + 2a_{12}YX + a_{22}Y^2 + 2a_{13}X + 2a_{23}Y + a_{33} = 0.$$

Если они лежат в пространстве рабочего поля станка, получим: $x = x(t)$, $y = y(t)$, $z = z(t)$ или $\varphi_1(x, y, z) = 0$ и $\varphi_2(x, y, z) = 0$.

Для геометрических образов с линейным множеством аналитическое выражение имеет вид:

$$(a_{11}X + a_{12}Y + a_{13}Z + a_{14})X + (a_{21}X + a_{22}Y + a_{23}Z + a_{24})Y + (a_{31}X + a_{32}Y + a_{33}Z + a_{34})Z + a_{41}X + a_{42}Y + a_{43}Z + a_{44} = 0$$

Таким образом, выбирая на рабочем органе станка геометрические элементы (точка, линия, плоскость), координаты которых будут определять функционально обусловленный характер их движений, можно получить общее уравнение движения рабочего органа.

В общем виде математическое выражение для аналитической поверхности в декартовой системе координат имеет вид:

$$F(x, y, z, a, b, c, d, \ldots) = 0,$$

где *a*, *b*, *c*, *d* — параметры или функции управления формой поверхности.

Станки с ЧПУ формируют геометрические образы, которые в основном могут быть заданы аналитически. В более сложных случаях геометрические образы могут быть заданы в виде полиномов высоких степеней или полиномов Лежандра.

В аналитической геометрии, как правило, оперируют множеством точек, координаты которых удовлетворяют уравнениям вида $f(x) = 0$; $f(x, y) = 0$; $f(x, y, z) = 0$. Это позволяет описать целый ряд кривых и поверхностей (таких, как прямая, окружность, плоскость, сфера, эллипсоид и др.). Однако нетрудно заметить, что несмотря на возможность описания многообразия линий и поверхностей аппарат аналитической геометрии недостаточен для описания и задания в виде уравнений ряда фигур и поверхностей, например даже таких простейших фигур, как прямоугольник, квадрат, кольцо, многоугольник, пирамида и их комбинации.

С точки зрения использования в инженерной практике весьма эффективно и перспективно применение *R*-функций [9], с помощью которых можно достаточно легко перейти от предикатных уравнений к уравнению в декартовой системе координат.

Построение предикатного уравнения, определяющего заданный геометрический объект, связано с анализом формирования этого объекта из других более простых объектов. В нашем случае геометрический образ Ψ_1 обрабатываемой детали задан чертежом и состоит из множества единичных геометрических образов Ψ^e. Предикатное описание того или иного геометрического образа является промежуточным этапом, предшествующим его аналитическому описанию с помощью одного уравнения. При этом переход от предикатного описания к аналитическому осуществляется с помощью некоторой формальной процедуры, состоящей в замене символов, операций и выражений, входящих в предикатное выражение, некоторыми символами и выражениями *H*-реализуемых функций непрерывной логики.

Из множества функций непрерывных аргументов выделено некоторое подмножество функций, аналогичных по своим свойствам булевым функциям алгебры логики. Эти функции определены на множестве *n* аргументов и сохраняют постоянный знак в каждой из областей. Такие функции предложены В. Л. Рвачевым и получили название *R*-функций [9].

В качестве *R*-функций, широко используемых для построения геометрических объектов, часто применяют *R*-функции следующего вида:

$$x_1 \wedge_\alpha x_2 = \frac{1}{1+\alpha}\left(x_1 + x_2 - \sqrt{x_1^2 + x_2^2 - 2\alpha x_1 x_2}\right);$$

$$x_1 \vee_\alpha x_2 = \frac{1}{1+\alpha}\left(x_1 + x_2 + \sqrt{x_1^2 + x_2^2 + 2\alpha x_1 x_2}\right),$$

где α — произвольная функция, удовлетворяющая неравенству $1 < \alpha \le 1$.

Систему R-функций можно дополнить R-функциями, соответствующими импликации, равнозначности, операции Шеффера:

$$x_1 \to_\alpha x_2 = \frac{1}{1+\alpha}\left(x_1 - x_2 + \sqrt{x_1^2 + x_2^2 + 2\alpha x_1 x_2}\right);$$

$$x_1 \sim_\alpha x_2 = 2x_1x_2\left[\sqrt{x_1^2 + x_2^2 + (1+\alpha)^2 x_1 x_2} + \sqrt{x_1^2 + x_2^2 - 2\alpha x_1 x_2}\right]^{-1};$$

$$x_1 /_\alpha x_2 = \frac{1}{1+\alpha}\left(\sqrt{x_1^2 + x_2^2 - 2\alpha x_1 x_2} - x_1 - x_2\right).$$

В соответствии с понятием алгебры логики операторы $x_1 \wedge_\alpha x_2$ и $x_1 \vee_\alpha x_2$ получили название R-конъюнкция и R-дизъюнкция, и если составляющие функции приведены к виду $x_1 \geq 0$, $x_2 \geq 0$, то R-конъюнкция является пересечением областей, определяемых функциями x_1 и x_2, R-дизъюнкция — объединением этих областей.

В построении геометрических объектов с применением R-функций особую роль играют двузначные и трехзначные предикаты [9]. Двузначный предикат, заданный на числовой оси, имеет вид:

$$S_2(t) = \begin{cases} 1 \text{ при } t \geq 0; \\ 0 \text{ при } t < 0. \end{cases}$$

С помощью предиката $S_2(t)$ можно каждой функции поставить в соответствие двузначный предикат $Y = S_2[f(x)]$, при этом предикатное уравнение $S_2[f(x)] = 1$ будет уравнением множества, в котором функция $f(x)$ не отрицательна, а уравнение $S_2[f(x)] = 0$ — уравнением множества, в котором функция $f(x)$ отрицательна.

Тогда в общем случае, когда в формировании некоторой области Ω участвуют области Ω_i, определяемые неравенствами $\varphi_i \geq 0$, предикат $\Omega = F(\Omega_1, ..., \Omega_n)$ имеет значение 1 в точках области Ω и равен 0 — вне нее. Следовательно, можно записать:

$$\Omega = F[(\varphi_1 > 0), ..., (\varphi_n > 0)] = F[S_2(\varphi_1), ..., S_2(\varphi_n] = S_2[f(\varphi_1, ..., \varphi_n)] = [\leq(\varphi_1, ..., \varphi_n) > 0].$$

Это выражение определяет область Ω, и если функции φ_i — элементарные, то левая часть неравенства также будет элементарной функцией, которая имеет вид единого аналитического выражения. Например, требуется определить уравнение прямоугольника со сторонами a и b. Построим его в системе координат с центром, находящимся на пересечении диагоналей прямоугольника. Выразим его как пересечение вертикальной полосы $\Omega_1 = (a^2 - x^2 > 0)$ и горизонтальной полосы $\Omega_2 = (b^2 - y^2 > 0)$ [9]. Следовательно, прямоугольник можно задать с помощью предиката:

$$\Omega = \Omega_1 \wedge \Omega_2 = (a^2 - x^2 > 0) \wedge (b^2 - y^2 > 0).$$

Используя эти зависимости и полагая $\alpha = 0$, получим:

$$\Omega = \Omega_1 \wedge_0 \Omega_2 = S_2(a^2 - x^2) \wedge_0 S_2(b^2 - y^2) = S_2[(a^2 - x^2) \wedge_0 (b^2 - y^2)] = [(a^2 - x^2) \wedge_0 (b^2 - y^2)] > 0.$$

Равенство нулю этого выражения достигается лишь на границе области, поэтому окончательно уравнение прямоугольника будет иметь вид:

$$a^2 - x^2 + b^2 - y^2 - \sqrt{(a^2 - x^2)^2 + (b^2 - y^2)^2} = 0.$$

Предикат $S_2(t)$ несимметричен относительно множества положительных и отрицательных чисел. Симметричное разбиение числовой оси осуществляется с помощью трехзначного предиката:

$$S_3(t) = 1 + \operatorname{sign} t = \begin{cases} 2 \text{ при } t > 0; \\ 1 \text{ при } t = 0; \\ 0 \text{ при } t < 0. \end{cases}$$

Тогда функцию $\Omega = F[S_3(\varphi_1), ..., S_3(\varphi_n)]$ можно рассматривать как трехзначный предикат, а предикатное уравнение имеет вид

$$F[S_3(\varphi_1), ..., S_3(\varphi_n)] = i$$

и определяет при $i = 0$ и $i = 2$ открытые области, а при $i = 1$ — замкнутую область без внутренних точек. Следовательно, предикатное уравнение $F[S_3(\varphi)] = F[S_3(\varphi_1), ..., S_3(\varphi_n)] = 1$ определяет тот же чертеж, что и уравнение $f(\varphi) = f(\varphi_1, ..., \varphi_n) = 0$. Функция F является функцией трехзначной логики, принадлежащей системе [9]: $H = \{0; 1; \bar{x}; x_1 \wedge x_2\}$, к которой можно формально применить те же правила, что и к соответствующей системе булевых функций.

Например, требуется определить уравнение поверхности пирамиды Ω [9] с параллелограммом $ABCD$ в основании в системе координат с центром, находящимся на пересечении диагоналей параллелограмма с осью Oz, проходящей через вершину пирамиды. В указанной системе координат заданы значения координат вершин пирамиды: $S(0, 0, h)$; $A(a, b, 0)$; $B(c, d, 0)$; $C(-a, -b, 0)$; $D(-c, -d, 0)$.

В качестве опорных областей выберем:

$\Omega_1 = [f_1(x, y, z) = z > 0]$ — верхнее полупространство;

$\Omega_2 = [f_2(x, y, z) = h(ad - cb) - xh(d - b) - yh(a - c) - z(ad - cb) > 0]$ — полупространство, расположенное ниже плоскости, содержащей грань ASB;

$\Omega_3 = [f_3(x, y, z) = h(ad - cb) - xh(d - b) - yh(a - c) - z(ad - cb) > 0]$ — полупространство, расположенное ниже плоскости, содержащей грань DSA;

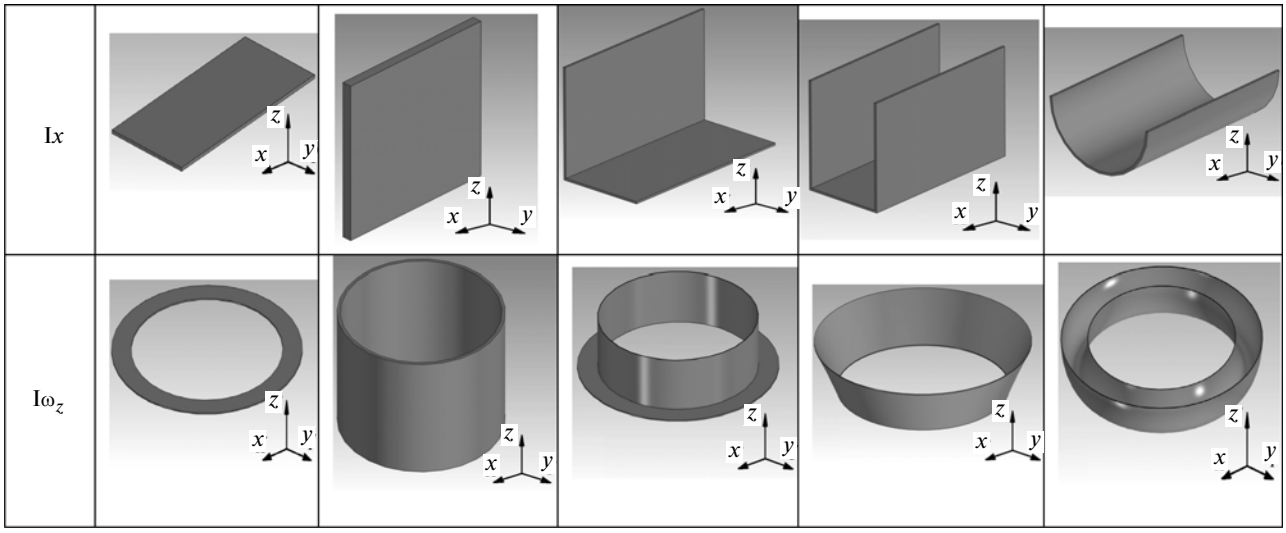


Рис. 25. Примеры единичных геометрических образов порядка I при перемещении вдоль оси *Ox* и вращении вокруг оси *Oz*

$A_3\Omega_2$ и $A_3\Omega_3$ — симметричные образы областей Ω_2 и Ω_3, определяемые неравенствами:

$$A_3\Omega_3 = [f_3(-x, -y, z) > 0];$$

$$A_3\Omega_2 = [f_2(-x, -y, z) > 0];$$

$$A_3 = \begin{pmatrix} -1 & 0 & 0 \\ 0 & -1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{pmatrix}.$$

Тогда логическую формулу поверхности пирамиды Ω можно задать уравнением

$$\Omega = \Omega_1 \wedge_0 [\Omega_2 \wedge_0 \Omega_3] \wedge_0 [A_3\Omega_2 \wedge_0 A_3\Omega_3],$$

а логическое уравнение поверхности пирамиды имеет вид:

$$f(x, y, z) = f_1(x, y, z) \wedge_0 \{[f_2(x, y, z) \wedge_0 f_3(x, y, z)] \wedge_0 \wedge_0 f_2(x, y, z) \wedge_0 [f_3(x, y, z)]\} = 0.$$

Приняв $\alpha = 0$, запишем уравнение поверхности пирамиды в развернутом виде:

$$f(x, y, z) = z \wedge_0 \{[h(ad - cb) - xh(d - b) - yh(a - c) - z(ad - cb)] \wedge_0 [h(ad - cb) - xh(d - b) - - yh(a - c) - z(ad - cb)] \wedge_0 [h(ad - cb) - - xh(d - b) - yh(a - c) - z(ad - cb)] \wedge_0 [h(ad - cb) - - xh(d - b) - yh(a - c) - z(ad - cb)]\}.$$

Если в качестве опорных функций использовать единичные геометрические образы Ψ^e, то номинальный геометрический образ Ψ изделия определится структурным уравнением

$$\Psi = F[S_2(\Psi)^e]$$

или

$$\Psi = F[S_3(\Psi)^e] = 1.$$

Переход от структурных формул единичных геометрических образов Ψ^e к их структурным уравнениям можно осуществить на основании соотношений, полученных в работах по аффинному преобразованию координат.

Общее структурное уравнение единичных геометрических образов в матричном виде определяется выражением

$$\Psi^e = \mathrm{M}_n^p \mathrm{M}_n^д \times ... \times \mathrm{M}_1^p \mathrm{M}_1^д \mathrm{M}[\Psi_2],$$

где n — число координатных систем; M_n^p — матрица исходных положений координатных систем; $\mathrm{M}_n^д$ — матрица движений координатных систем; $\mathrm{M}[\Psi_2]$ — матрица движущегося объекта (точка, линия и т. д.).

Если единичный геометрический образ определяется как огибающая семейства кривых, то его уравнение находим путем решения системы $f(x, y, t) = 0$ и $\partial f(x, y, t)/\partial t = 0$, а при параметрическом задании кривых $x = x(u, v)$; $y = y(u, v)$ необходимо исключить из исходных уравнений любой из параметров, решая уравнение $(\partial x/\partial u)(\partial y/\partial v) - (\partial x/\partial v)(\partial y/\partial u) = 0$.

В качестве примера на рис. 25 приведены виды геометрических образов первого порядка, образованные точечными, линейными и криволинейными множествами $\mathrm{M}[\Psi_2]$.

Структурные уравнения определяют номинальные единичные геометрические образы. Свойства единичных геометрических образов, формируемых металлорежущим станком, обусловлены воздействием на закономерности их формирования совокупности параметров и характеристик металлорежущего станка.

Таким образом, структурный подход к энергоинформационному рассмотрению модели системы процессов и оборудования позволяет формировать, анализировать и синтезировать различные проявления свойств системы в целом и ее составных частей.

УДК 621.924.001.57

В. М. ЗАЛОГА, д-р техн. наук, В. В. НАГОРНЫЙ (СумГУ, г. Сумы, Украина), e-mail: zalogav@gmail.com

Контроль состояния фрезы по звуку, сопровождающему процесс фрезерования

Предложен способ определения изменения состояния фрезерного станка по звуку, сопровождающему процесс обработки, причиной которого является износ зубьев фрезы.

Ключевые слова: фрезерование, износ, контактное усилие, акустический сигнал.

The method of determination of state change of a milling machine by sound, accompanying to machining process, the reason of which is wear of mill teeth, is suggested.

Keywords: milling, wear, contact force, acoustic signal.

Фреза является составной частью обрабатывающей системы "станок—приспособление—инструмент—заготовка". Зубья фрезы при обработке постоянно изменяются в результате контакта со стружкой и обрабатываемой поверхностью детали (заготовки), что приводит к их износу.

Контроль состояния фрезы непосредственно в процессе обработки с целью определения ее стойкости весьма затруднен, так как требует, как правило, прерывания обработки, что значительно снижает ее эффективность. Поэтому применяют косвенные методы контроля состояния фрезы, например, по звуку, сопровождающему процесс фрезерования [1, 2]. Характер изменения звука во времени (тренд звука) определяется динамикой обрабатывающей системы (ОС), которая, в свою очередь, зависит от изменения состояния пары "фреза—заготовка" [2].

Существенный недостаток действующих методов косвенного контроля состоит в том, что они основаны на сравнении регистрируемого параметра с неким эталоном, однако бесконечное множество сочетаний пар "фреза—заготовка" не позволяет говорить о каком-либо эталоне. Логично предположить, что эталоном для каждой пары будет она сама. Причем в данном случае эталон — не застывшее состояние пары, а постоянное изменение ее состояния во времени в результате износа фрезы. Изучению такого эталона-процесса и посвящена статья.

Исследовали изменение звука, сопровождающего процесс фрезерования, рассматриваемого в качестве косвенного признака изменения состояния пары "фреза—заготовка", а в зависимости от него и изменения состояния ОС фрезерного станка в целом. Исследования проводили посредством компьютерного моделирования колебаний ОС, возникающих в процессе фрезерования цилиндрической фрезой. Для оценки качества моделирования результаты расчетов сопоставляли с данными экспериментов.

Динамическая модель обрабатывающей системы

Амплитуду переменного акустического давления (далее уровень звука) рассчитывали через амплитуду колебаний поверхности, создающей акустические (звуковые) колебания [3]:

$$E_{зв} = 2\pi f \rho \upsilon A,$$

где $E_{зв}$ — уровень звука, Па; f — частота колебаний поверхности, Гц; υ — скорость звука в воздушной среде, м/с; ρ — плотность воздушной среды, кг/м^3; A — амплитуда колебаний поверхности, м.

Работающее станочное оборудование генерирует пространственное звуковое поле, поэтому при моделировании анализировали соответственно пространственные колебания ОС. Станок состоит из отдельных узлов и агрегатов, что позволяет использовать при моделировании менее трудоемкую по сравнению с конечно-элементной моделью упруго-массовую модель с сосредоточенными параметрами.

(Окончание статьи. Начало см. на стр. 63)

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Кузнецов А. П.** Структуры процессов и оборудование для обработки резанием. Часть 1 // Вестник машиностроения. 2015. № 2. С. 73—83.
2. **Кузнецов А. П.** Структуры процессов и оборудование для обработки резанием. Часть 2 // Вестник машиностроения. 2015. № 3. С. 65—76.
3. **Кузнецов А. П.** Структуры процессов и оборудование для обработки резанием. Часть 3 // Вестник машиностроения. 2015. № 4. С. 76—87.
4. **Косов М. Г., Кузнецов А. П.** Философское осмысление понятия "образ" в моделировании технологических процессов и машин // Вестник МГТУ "Станкин". 2012. Т. 19. № 1. С. 148—155.
5. **Кузнецов А. П.** Методы оценки и контроля качества металлорежущих станков с ЧПУ. М.: ВНИИТЭМР, 1985. 68 с.
6. **Кузнецов А. П., Косов М. Г.** Структурная точность металлорежущих станков // СТИН. 2012. № 2. С. 4—12.
7. **Кузнецов А. П., Косов М. Г.** Структурная точность металлорежущих станков // СТИН. 2012. № 2. С. 4—12.
8. **Кузнецов А. П.** Тепловое поведение и точность металлорежущих станков. М.: Янус-К, 2011. 256 с.
9. **Рвачев В. Л.** Теория *R*-функций и некоторые ее приложения. Киев: Наукова думка, 1982. 552 с.

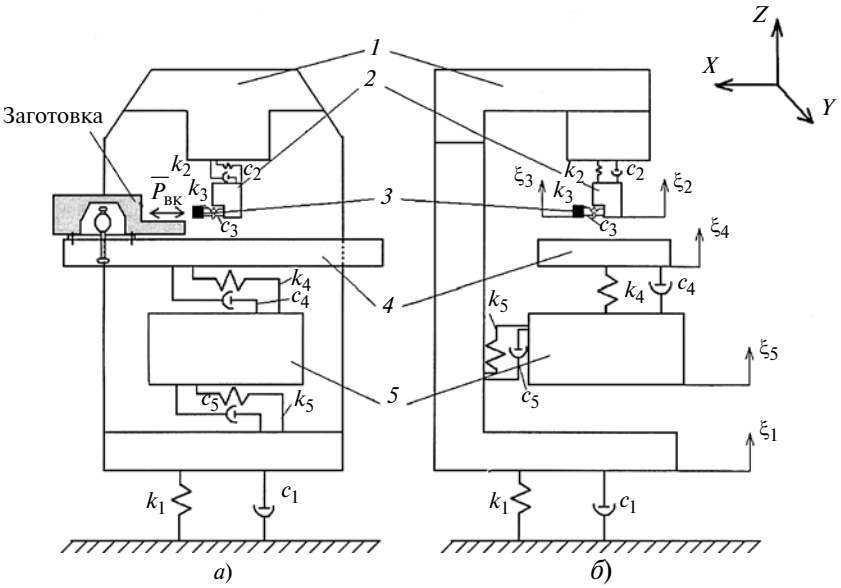


Рис. 1. Схема динамической модели узлов станка в плоскостях *XZ* (*а*) и *YZ* (*б*)

При разработке динамической модели рассматривали основные узлы станка и фрезы (рис. 1): консоль с основанием (*1*); шпиндель с оправкой и закрепленной в ней фрезой (*2*); режущую часть зуба фрезы (*3*); салазки с установленной на них заготовкой (*4*); стол (*5*).

В качестве обобщенной координаты, описывающей пространственные колебания ОС, использовали радиус-векторы ξ_i центров масс каждого из моделируемых узлов. Модель описывает колебания четырех узлов станка и зуба фрезы: консоли с основанием (m_1, k_1, c_1, ξ_1); шпинделя с фрезой (m_2, k_2, c_2, ξ_2); зуба фрезы (m_3, k_3, c_3, ξ_3); салазок с заготовкой (m_4, k_4, c_4, ξ_4) и стола (m_5, k_5, c_5, ξ_5). Здесь m_{1-5}, k_{1-5}, c_{1-5}, ξ_{1-5} — соответственно параметры массы, жесткости, демпфирования и радиус-векторы центров масс, характеризующие динамические свойства моделируемых узлов ОС.

Параметры модели определяли методом ее идентификации, заключающейся в минимизации невязки между фактическим $E_{зв}^{ф}(\omega)$ и расчетным $E_{зв}^{р}(\omega)$ частотными уровнями звука. Полученные параметры модели характеризуют ее исходное состояние, когда износ фрезы отсутствует (таблица).

Параметры динамической модели

Моделируемый узел (поз. рис. 1)	Масса m_i, кг	Жесткость k_i, Н/м	Демпфирование c_i, Н/(м/с)
Консоль (*1*)	3494	$8{,}6 \cdot 10^9$	$1{,}8 \cdot 10^6$
Шпиндель с фрезой (*2*)	17	$8{,}1 \cdot 10^6$	2355
Зуб фрезы (*3*)	$0{,}29 \cdot 10^{-6}$	$1{,}96 \cdot 10^8$	0,75
Салазки с заготовкой (*4*)	305	$6{,}3 \cdot 10^8$	$1{,}5 \cdot 10^5$
Стол (*5*)	500	$1{,}3 \cdot 10^9$	$2{,}6 \cdot 10^5$

При определении возмущающих воздействий использовали принцип обратимости [4]. Возникающие при фрезеровании колебания разной природы оставляют на обрабатываемой поверхности след, характеризуемый профилем шероховатости, который описывает механические колебания ОС и содержит информацию об их уровне и частотном составе [5].

Параметр *Ra*, характеризующий профиль шероховатости, можно рассматривать как усредненную разницу амплитуд пространственных колебаний зуба фрезы и заготовки в зоне их контакта. Усилие $P_{вк}$, возникающее в точке контакта, определяли в соответствии с теорией Г. Герца [6] по формуле:

$$P_{вк} = K_к Ra^{1,5},$$

где $K_к = \dfrac{4}{3\left(\dfrac{1-\nu_и^2}{E_и} + \dfrac{1-\nu_з^2}{E_з}\right)} \sqrt{\dfrac{R_з r_л}{(R_з + r_л)}}$ — постоянная, зависящая от геометрии соприкасающихся поверхностей и констант материала; $\nu_и$ и $\nu_з$ — коэффициенты Пуассона материалов инструмента и заготовки; $E_и = 6{,}3 \cdot 10^{11}$ Па и $E_з = 2{,}1 \cdot 10^{11}$ Па — модули упругости материалов инструмента и заготовки; $R_з = 30$ мм и $r_л = 0{,}5 \div 1{,}5$ мм — радиусы кривизны соответственно поверхности заготовки в точке ее контакта с зубом фрезы и закругления главной режущей кромки зуба.

Моделировали вынужденные колебания ОС под воздействием контактного усилия $P_{вк}$, для чего ее динамическую модель в зоне контакта зуба фрезы с заготовкой условно разомкнули, и контакт заменили действием возмущающей нагрузки, представленной в комплексном виде $\bar{P}_{вк} = P_{вк}(\cos\omega\tau + i\sin\omega\tau)$, где $P_{вк}$ и ω — амплитуда и частота возмущающей силы; τ — длительность действия возмущающей силы; i — мнимая единица. Действие этой силы на заготовку и зуб фрезы согласно третьему закону Ньютона взаимно противоположно. Расчет проводили для случая тонкого фрезерования при $Ra = 0{,}8$ мкм [5]. В расчетах полагали, что в процессе фрезерования радиус $r_л$ в результате изнашивания зуба увеличивается по закону

$$r_л = r_{л0} + \left(\frac{r_{л\,max} - r_{л0}}{T - \tau_0}\right)(\tau - \tau_0),$$

где $r_{л0}$ и $r_{л\,max}$ — исходный и предельно допустимый радиусы скругления режущей кромки (в расчете принято $r_{л0} = 0{,}5$ мм и $r_{л\,max} = 1{,}5$ мм); T — стойкость фрезы, мин; τ_0 и τ — исходная и текущая длительность фрезерования.

Для описания колебаний модели использовали систему дифференциальных уравнений:

$$\begin{cases} m_1\ddot{\zeta}_1 + c_1\dot{\zeta}_1 + k_1\zeta_1 + c_2(\dot{\zeta}_1 - \dot{\zeta}_2) + k_2(\zeta_1 - \zeta_2) + \\ + c_5(\dot{\zeta}_1 - \dot{\zeta}_5) + k_5(\zeta_1 - \zeta_5) = 0; \\ m_2\ddot{\zeta}_2 - c_1(\dot{\zeta}_1 - \dot{\zeta}_2) - k_1(\zeta_1 - \zeta_2) + c_3(\dot{\zeta}_2 - \dot{\zeta}_3) + \\ + k_3(\zeta_2 - \zeta_3) = 0; \\ m_3\ddot{\zeta}_3 - c_3(\dot{\zeta}_2 - \dot{\zeta}_3) - k_3(\zeta_2 - \zeta_3) = \bar{P}_{\text{вк}}; \\ m_4\ddot{\zeta}_4 - c_4(\dot{\zeta}_5 - \dot{\zeta}_4) - k_4(\zeta_5 - \zeta_4) = -\bar{P}_{\text{вк}}; \\ m_5\ddot{\zeta}_5 - c_4(\dot{\zeta}_4 - \dot{\zeta}_5) - k_4(\zeta_4 - \zeta_5) + c_5(\dot{\zeta}_5 - \dot{\zeta}_1) + \\ + k_5(\zeta_5 - \zeta_1) = 0, \end{cases}$$

где ζ_{1-5}, $\dot{\zeta}_{1-5}$, $\ddot{\zeta}_{1-5}$ — параметры (соответственно перемещение, скорость и ускорение) движения центра масс моделируемых элементов обрабатывающей системы.

Используя метод комплексных амплитуд [7], путем подстановки $\xi(\tau) = \Xi\exp(i\omega\tau)$ эти уравнения преобразовали в систему пяти линейных алгебраических уравнений с комплексными коэффициентами, которую далее решали методом Гаусса. Результаты расчета уровня звука $E_{\text{зв}}(f, \tau)$ представляли в виде трехмерной амплитудно-временной диаграммы и в виде одномерной временной реализации звука $E_{\text{зв}}(\tau)$. Для проверки адекватности модели были определены коэффициенты корреляции расчетного и фактического уровней звука и коэффициент корреляции фактического, полученного в эксперименте, и расчетного трендов звука. Для подтверждения адекватности модели дополнительно определяли изменение в зависимости от длительности фрезерования следующих параметров:

шероховатости

$$Ra = \frac{1}{L_{\text{б}}}\int_0^{L_{\text{б}}} |Y|\mathrm{d}L,$$

где $L_{\text{б}} = 25$ мм — базовая длина; $Y = \xi_4 - \xi_3$ — высота микронеровностей обработанной поверхности, равная разности мгновенных значений колебаний заготовки ξ_4 и зуба ξ_3 фрезы, мкм;

напряжения в зубе вблизи режущей кромки

$$\sigma = \frac{|\bar{\xi}_3 - \bar{\xi}_2|}{\Delta L} E_{\text{и}},$$

где $\Delta L = 2\pi v_{\text{зв}}\sqrt{m_{\text{з}}/k_{\text{з}}}$ — расстояние, на которое распространяется напряжение в лезвии при его колебаниях, м; $v_{\text{зв}} = 3230$ м/с — скорость распространения изгибных волн в металле;

контактного усилия $P_{\text{вк}} = K_{\text{к}}Ra^{1,5}$;

профиля шероховатости

$$Y = |\bar{Y}|\left(\sin\left(\sqrt{\frac{k_3}{m_3}}\tau\right) + \sin\left(\sqrt{\frac{k_4}{m_4}}\tau\right)\right) \text{ при } \tau = 0 \div \tau_L,$$

где $S = 0{,}08$ мм/зуб — подача на зуб; $z_3 = 4$ — число зубьев; $n = 800$ мин$^{-1}$ — частота вращения шпинделя; $\tau_L = \frac{L_{\text{б}}}{Sz_{\text{з}}}\frac{60}{n}$ — время, в течение которого на обрабатываемой поверхности фрезеруемой детали преодолевается расстояние, равное базовой длине $L_{\text{б}}$.

При моделировании также определяли вклад в суммарное звуковое поле колебаний каждого из моделируемых узлов обрабатывающей системы.

Экспериментальное определение исходных данных

В расчетах в качестве исходных данных использовали частотный спектр и тренд звука, сопровождающего фрезерование цилиндрической фрезой на станке 6Р13 [8]. Заготовку *1* жестко закрепляли с помощью тисков *2* на салазках *3* станка (рис. 2). Звук, возникающий при фрезеровании, регистрировали с помощью микрофона *4*, упруго закрепленного на консоли вблизи очага резания — фрезы *5*. Упругое крепление защищает микрофон от механических вибраций станка, которые мешают регистрации звукового сигнала, так как возбуждают паразитные механические колебания мембраны. Сигнал с микрофона поступает на компьютер *6* и сохраняется в звуковом файле в формате WAV для дальнейшей обработки. Задача обработки — определение спектра и тренда звука, которую решали с использованием программы на языке *C++*, воспроизводящей алгоритм быстрого преобразования Фурье.

Для эксперимента использовали концевую фрезу из стали Р6М5 (ГОСТ 17026—71) [9] с четырьмя

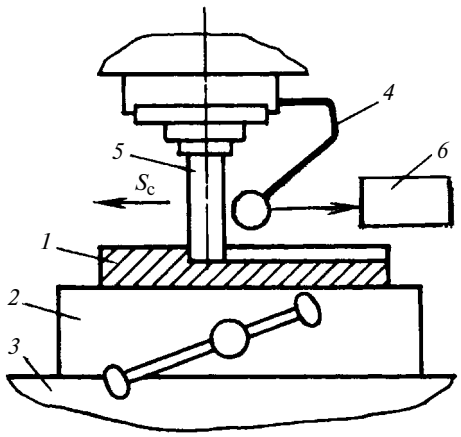


Рис. 2. Схема регистрации звука, генерируемого при фрезеровании

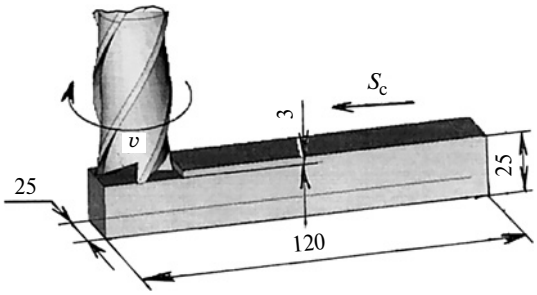


Рис. 3. Параметры и схема фрезерования

винтовыми зубьями с углом 35° наклона зуба. Диаметр фрезы — 32 мм. Обрабатывали заготовки (рис. 3) из стали 45 с механическими характеристиками: $\sigma_т$ = 355 МПа; $\sigma_в$ = 600 МПа; KCU = 49; δ_5 = 16 %; ψ = 40 %. Фрезерование проводили без применения СОЖ на режиме: S = 0,08 мм/зуб; t = 3 мм; n = 800 мин$^{-1}$.

Результаты исследований

На рис. 4 (см. обложку) приведены расчетная (*а*) и экспериментальная (*б*) временные реализации звука, расчетный и фактический уровни звука (*в*) и расчетные составляющие суммарного звукового поля (*г*), излучаемого основными узлами станка и зубом фрезы. Эти данные показывают, что модель не только достаточно хорошо воспроизводит частотное наполнение звука (коэффициент корреляции между фактическим и расчетным уровнями звука R = 0,645), но и описывает временную реализацию звука близко к реальной.

Составляющие суммарного звукового поля показывают, что уровень звука, излучаемого лезвием, существенно ниже уровня звука, генерируемого другими узлами ОС. Это связано с тем, что излучающая поверхность лезвия значительно меньше излучающих поверхностей узлов станка. Этим, в частности, объясняются неудачи при создании методов контроля состояния инструмента, которые ориентированы на эталонные спектры или характерные информационные частоты, генерируемые при фрезеровании.

На рис. 5 (см. обложку) приведены расчетная (*а*) и экспериментальная (*б*) трехмерные амплитудно-частотно-временные диаграммы тренда звука, которые показывают, что модель не только достаточно хорошо воспроизводит частотное наполнение звука, но и близко к реальному описывает изменения частотных составляющих звука по мере изнашивания фрезы. На рис. 5, *в*, *г* приведены соответственно трехмерная диаграмма шероховатости и изменение профиля шероховатости в зависимости от длительности фрезерования.

На рис. 6 приведены зависимости изменения во времени параметра *Ra* шероховатости, напряжения σ в лезвии вблизи режущей кромки и контактного усилия $P_{вк}$ по мере изнашивания фрезы. Расчетные величины весьма близки к их фактическим значениям, имеющим место в практике фрезерования, что свидетельствует о достоверности моделирования динамики обрабатывающей системы фрезерного станка. Об этом же свидетельствует и большое значение коэффициента корреляции (R = 0,951) между расчетным и экспериментальным полученными трендами звука (рис. 7), анализ которых также показал, что на участке нормального износа фрезы уровень звука достаточно стабилен, а на участке катастрофического износа резко возрастает. Отметим, что при таком развитии событий точность прогнозирования момента перехода от одного участка к другому (см. рис. 6, 7) является ключевой проблемой контроля состояния инструмента. Данные результаты моделирования подтверждают и в определенной мере обобщают известные из практики закономерности изменения звука, сопровождающего процесс фрезерования [1, 2].

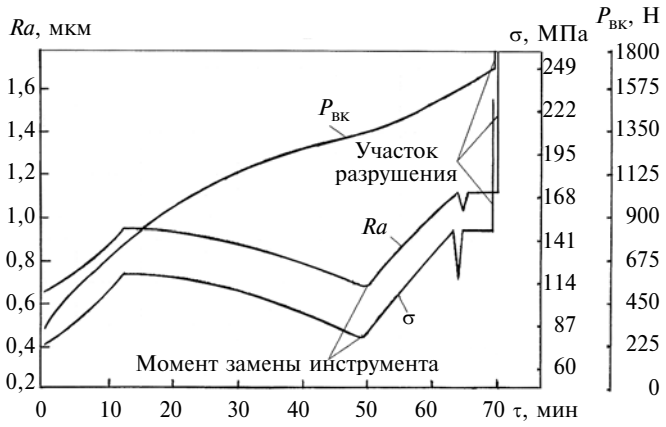


Рис. 6. Расчетные зависимости изменения параметра *Ra* шероховатости, напряжения σ вблизи режущей кромки и контактного усилия $P_{вк}$ от длительности τ фрезерования

Рис. 7. Расчетный и экспериментально полученный тренды звука

Для дальнейшего развития данного направления исследований необходимо разработать прогнозную модель, являющуюся функцией времени и имеющую минимум параметров, в число которых обязательно должна входить искомая стойкость T фрезы. Такая модель позволит в режиме реального времени, не прерывая фрезерования, прогнозировать фактическую стойкость инструмента и своевременно принимать решение о его замене.

Прогнозирование должно заключаться в идентификации прогнозной модели по результатам контроля тренда звука, сопровождающего фрезерование. Это позволит в отличие от общепринятых методов прогнозирования стойкости инструмента отказаться от применения среднестатистических параметров, описывающих только с незначительной долей вероятности предельно допустимое состояние конкретного режущего инструмента.

Для автоматизации контроля следует использовать микропроцессорные устройства, программное обеспечение которых обеспечивает непрерывный контроль звука при резании и идентификацию на основе этого прогнозной модели.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Козочкин М. П.** Виброакустическая диагностика технологических процессов. М.: ИКФ "Каталог", 2005. 196 с.
2. **Внуков Ю. М., Залога В. О.** Зношування і стійкість різальних лезових інструментів: навчальний посібник. Суми: Сумський державний університет. 2010. 243 с.
3. **Липендин Л. Ф.** Акустика. М.: Высшая школа, 1978. 448 с.
4. **Фейнман Р., Лейтон Р., Сэндс М.** Фейнмановские лекции по физике. Т. 4. М.: Мир, 1965. 261 с.
5. **ГОСТ 2789—73.** Шероховатость поверхности. Параметры и характеристики. М.: Изд-во стандартов, 1975. 6 с.
6. **Павлов Б. В.** Акустическая диагностика. М.: Машиностроение, 1971. 224 с.
7. **Вибрации** в технике: Справочник. Т. 1. Колебания линейных систем / Под ред. В. В. Болотина. М.: Машиностроение, 1978. 352 с.
8. **Залога В. О., Дядюра К. О., Нагорный В. В.** Спадкові принципи формування якості складних машинобудівних виробів при самоорганізації процесів проектування, виготовлення та експлуатації: Монографія. Суми: Сумський державний університет, 2012. 347 с.
9. **ГОСТ 17026—71.** Фрезы концевые с коническим хвостовиком. Конструкция и размеры. М.: Изд-во стандартов, 1971. 13 с.

УДК 621.91

М. П. КОЗОЧКИН, д-р техн. наук (МГТУ "СТАНКИН"), e-mail: astra-mp@yandex.ru

Исследование процесса резания в условиях автоколебаний[1]

Исследуются автоколебания, способствующие возникновению ударов и росту хрупких трещин при образовании стружки, которые определяются спектральным анализом вибросигналов. Показано, что данные автоколебания необходимо учитывать при диагностике состояния режущего инструмента.

Ключевые слова: резание, автоколебания, диагностика, состояние инструмента, хрупкое и вязкое разрушение, формирование трещин, спектр сигналов.

The self-vibrations, contributing to occurrence of impacts, and growth of brittle cracks at chip generation, which are determined by spectral analysis of vibration signals, are investigated. It is shown, that these self-vibrations must be considered at diagnostics of cutting tool state.

Keywords: cutting, self-vibrations, diagnostics, tool condition, brittle and ductile failure, initiation of cracks, spectrum of signals.

Резание можно рассматривать как процесс разрушения материала при сложном взаимодействии упругих систем режущего инструмента (РИ) и заготовки, составляющих технологическую систему (ТС) станка. Если ранее исследования относительных колебаний РИ и заготовки были направлены в основном на повышение производительности [1], то в настоящее время их актуальность больше связана с созданием технологий лезвийной обработки материалов с нанометровой точностью. Именно колебания во многом определяют точность обработки и качество поверхности [2—4]. Колебания связаны с энергетическими процессами: переходами потенциальной энергии в кинетическую, преобразованиями ее в тепловую, внутреннюю энергию материала и энергию колебаний. Как правило, исследователи стремились к снижению относительных колебаний РИ и заготовки, поскольку они негативно влияют на стойкость РИ и качество обработанной поверхности. Однако доказано [5], что для всех частотных диапазонов существуют такие амплитуды колебаний, при которых обеспечивается максимальная стойкость РИ при прочих равных условиях. Кроме того, рациональные вибрации в зоне резания способствуют снижению потребляемой мощности, уменьшению наростообразования, повышению чистоты поверхности, более благоприятному формированию стружки. Эти преимущества обусловили развитие такого направления, как вибрационное резание [6].

Причинами возникновения виброакустических (ВА) сигналов, сопровождающих резание, кроме трения обрабатываемого материала и поверхностей РИ, являются совместные движения дислокаций,

[1] Статья подготовлена в рамках выполнения государственного задания в сфере научной деятельности № 9.1557.2014/К.

образование трещин, трение поверхностей трещин и межзеренное трение. Высокочастотный ВА сигнал в большей мере связан с дискретным скачкообразным ростом трещин и микротрещин. Наибольшие амплитуды импульсов ВА сигналов наблюдаются при развитии макротрещин, особенно в моменты их страгивания с места. Акустические сигналы большой мощности вызываются взрывообразным разрушением хрупких структурных составляющих материала. Макротрещины в том или ином виде всегда сопутствуют резанию, так как с их помощью формируются элементы стружки.

Рассматривая процесс резания как разрушение, следует учитывать, что в большинстве случаев оно имеет смешанный характер хрупкого и вязкого разрушения [7]. Хрупкому разрушению сопутствует высокая скорость распространения трещины, при вязком разрушении скорость трещины в несколько раз меньше. Характер разрушения материала зависит от его структурного состояния, внешних условий и вида нагружения. При изменении внешних условий разрушение может принимать характер хрупкого или вязкого, при этом меняются и импульсы ВА сигналов, сопровождающих образование трещин. Для каждой точки деформируемого тела характерно сопротивление τ_s разрушению сдвигом под действием касательных напряжений τ_{max} (вязкая трещина) и сопротивление R_σ разрушению отрывом под действием нормальных напряжений σ_{max} (хрупкая трещина). Для определения характера образующейся трещины необходимо знать, какое из указанных сопротивлений будет преодолено раньше. Это зависит от абсолютных значений и соотношения напряжений σ_{max} и τ_{max}, а также от величины сопротивлений τ_s и R_σ. Под действием напряжений τ_{max} пластическая деформация и разрушение сдвигом начинаются при $\tau_{max} = \tau_s$ и $\sigma_{max} < R_\sigma$. Разрушение отрывом может произойти при $\tau_{max} < \tau_s$ и $\sigma_{max} = R_\sigma$. Условия разрушения сдвигом и отрывом соответственно имеют вид:

$$\left.\begin{aligned} \tau_{max}/\sigma_{max} > \tau_s/R_\sigma; \\ \tau_{max}/\sigma_{max} < \tau_s/R_\sigma. \end{aligned}\right\} \qquad (1)$$

Из условий (1) следует, что нарушение прочности зависит не только от абсолютных наибольших напряжений, но и от их отношения [7]. Возможны два разных по своей природе разрушения, обусловленные принципиально разными причинами их возникновения.

Магистральная трещина при разрушении материала образуется в результате слияния или развития микротрещин и пор под действием напряжений в окрестности вершины трещины, имеющих сингулярный характер:

$$\sigma_i = Kf(\theta)/(2\pi r)^{0,5}. \qquad (2)$$

Здесь r и θ — полярные координаты конца трещины; $f(\theta)$ — функция угла; $K = \alpha\sigma L^{0,5}$ — коэффициент интенсивности напряжений; α — геометрический фактор; σ — средние напряжения вдали от трещины; L — длина половины трещины.

Из выражения (2) следует, что в вершине трещины напряжения могут обращаться в бесконечность. Однако при напряжениях выше предела $\sigma_т$ текучести в вершине трещины образуется зона пластической деформации, ограничивающая напряжения в вершине пределом текучести, радиусом $r_р$, который приближенно определяется по формуле

$$r_р \sim L\sigma^2/\sigma_т^2,$$

т. е. при движении вершины трещины движется и зона пластической деформации, диаметр которой увеличивается. Пластическая деформация поверхностного слоя трещины связана со скоростью ее распространения [7, 8]. Ускорение распространения трещины сопровождается резким снижением работы пластической деформации, что вытекает из выражения [8]

$$r_р/r = v_р(v_{сд} - v_р)^{-1}(v_{сд}/v_s - 1), \qquad (3)$$

где r — расстояние от вершины трещины до рассматриваемой точки; $v_р$ — скорость распространения волны нагрузки; $v_{сд}$ — скорость распространения сдвиговых волн; v_s — скорость распространения трещины.

При $r_р \to \infty$ трещина не распространяется ($v_s = 0$), при $r_р \to 0$ скорость распространения трещины стремится к скорости сдвиговых волн, т. е. пластические деформации отсутствуют и имеет место чисто хрупкое разрушение. При промежуточных скоростях распространение трещины в той или иной степени имеет смешанный характер вязкого и хрупкого разрушения.

При резании металлов по мере износа режущей кромки инструмента увеличиваются деформации поверхностного слоя детали и снимаемой стружки [9], т. е. растет объем пластических деформаций и, следовательно, согласно формуле (3) уменьшаются скорости распространения трещин. Начинает преобладать вязкое разрушение обрабатываемого материала. Хрупкое распространение трещины происходит, если дислокационные источники вблизи нее заперты, что исключает пластические деформации. Феноменологически деформацию ε вблизи трещины можно оценить по формуле [10]

$$\varepsilon \sim (t/\tau)^n,$$

где τ — время разблокирования дислокаций; t — время прохождения трещины мимо источника дислокаций, т. е. время действия на него напряжений.

Таким образом, время нагружения источника дислокаций обратно пропорционально скорости

распространения трещины. Вероятность освобождения блокированного источника дислокаций уменьшается с увеличением скорости трещины и увеличивается с уменьшением скорости, а также с повышением температуры и напряжений. Основной причиной уменьшения пластических деформаций в вершине трещины с увеличением ее скорости является инерция незаблокированных источников дислокаций. Это объясняет причину минимальных пластических деформаций при образовании хрупких трещин. В работе [10] сделано предположение, что на радиус r_p зоны пластических деформаций влияют скорость v_s и ускорение a распространения трещины:

$$r_p \sim v_s^{-0,2} a^{-0,6}. \quad (4)$$

Выражение (4) показывает, что трещина не может распространяться равномерно, так как зона пластической деформации становится бесконечно большой, а это противоречит эксперименту. Остается предположить, что распространение трещины то ускоряется, то замедляется, т. е. трещина движется скачками, что подтверждают экспериментальные данные. Если неравномерность распространения трещины связана с дискретностью строения материала и периодичностью разрыва атомных связей, то, следовательно, ее распространение сопровождается большими ускорениями. В работе [11] показано, что при очень малых скоростях резания отдельные импульсы ВА сигналов не соответствуют периодичности формирования элементов стружки, т. е. трещина, образующая отдельный элемент стружки, растет скачками. При увеличении скорости резания время между скачками уменьшается, и они сливаются в один импульс, трещина формируется практически мгновенно.

Скорость и скачкообразность распространения трещины определяют форму и длительность импульсов, распространяющихся в упругой среде при ее разрушении. Длительность импульсов определяет верхний диапазон частот в спектре акустических сигналов, порождаемых этими импульсами, т. е. речь идет о тех ВА сигналах, которые регистрируются при диагностике состояния РИ. Форма импульса ограничена частотой $f_в$, которая приближенно определяется выражением $f_в \approx 1,5/\tau$, где τ — длительность импульса. Следовательно, с увеличение скорости распространения трещины в спектре ВА сигнала будут увеличиваться высокочастотные составляющие, а при переходе к вязкому разрушению, обусловленному уменьшением скорости распространения трещины, влияние высоких частот будет ослабевать.

На рис. 1, *а* показаны силы, действующие на элемент стружки со стороны передней грани резца, а на рис. 1, *б* — эпюры напряжений, возникающих на условной плоскости сдвига под действием сжи-

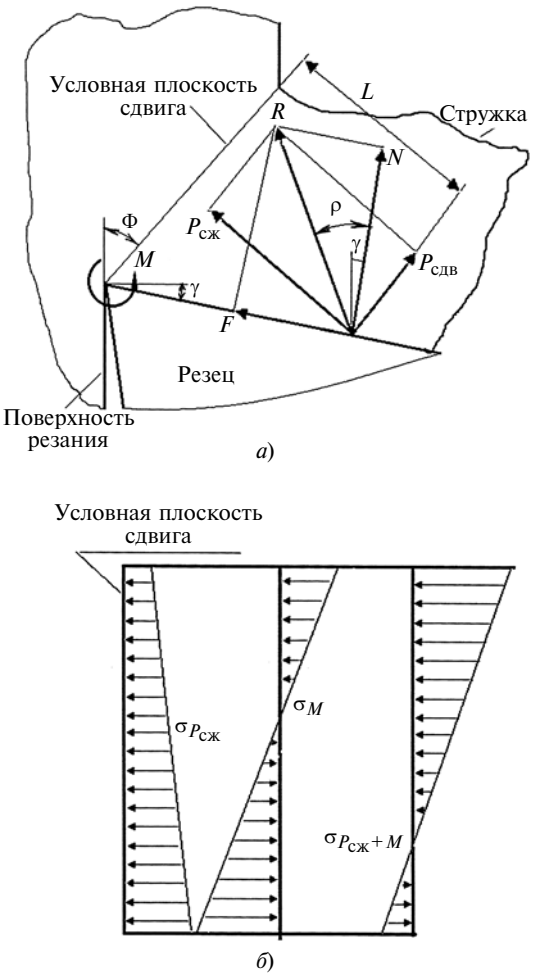


Рис. 1. Схема сил, действующих на элемент стружки со стороны передней грани резца (*а*) и эпюры напряжений на условной плоскости сдвига (*б*)

мающих сил $P_{сж}$ и изгибающего момента от сдвигающей силы $P_{сд}$. Вектор равнодействующей силы R, образованный силой F трения и силой N нормального давления, можно разложить на параллельную ($P_{сд}$) и перпендикулярную ($P_{сж}$) составляющие в условной плоскости сдвига. Составляющая $P_{сд}$ создает сдвигающую силу и изгибающий момент M в сходящей стружке, который увеличивается по мере удаления от режущей кромки точки O приложения равнодействующей силы R на передней поверхности, а сила $P_{сж}$ препятствует растяжению прирезцового слоя стружки и раскрытию трещин, возникающих в стружке в процессе пластической деформации.

Эпюры напряжений (см. рис. 1, *б*) показывают, что в результате взаимодействия сжимающих усилий $P_{сж}$ и сложных напряжений, создаваемых моментом от усилия $P_{сд}$, в результирующей эпюре у вершины режущего клина появляются растягивающие напряжения, которые стимулируют отрыв стружки, т. е. возникает хрупкое разрушение согласно условиям (1). Если даже хрупкое разрушение не станет преобладающим, то наличие растя-

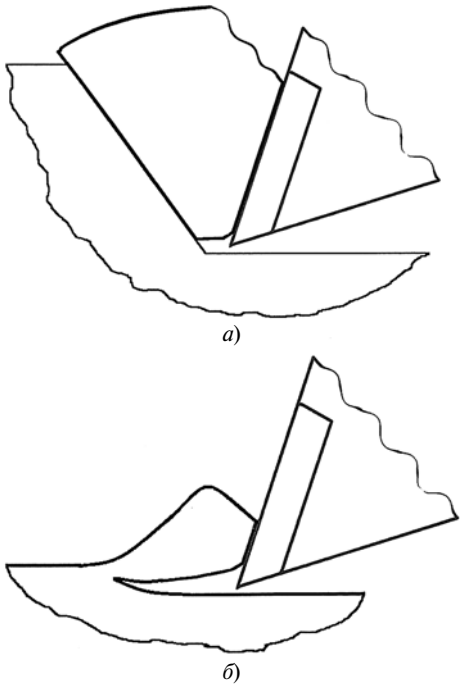
гивающих напряжений облегчит вязкое разрушение под действием касательных напряжений, создаваемых усилиями $P_{сд}$. Может сложиться так, что в начальный момент сформируется хрупкая трещина, а дальше образование элемента стружки пойдет по механизму вязкого разрушения [11].

Ускоренная съемка стружкообразования показала, что элементы стружки формируются в зависимости от условий резания и свойств обрабатываемого материала по тому или иному механизму [12, 13]. На рис. 2, *а* показана схема формирования элемента стружки при резании титанового сплава ОТ4 в случае вязкого сдвига, на рис. 2, *б* — при резании стали 45 в случае хрупкого отрыва с образованием быстрой трещины.

Напряжения, возникающие в окрестности режущей кромки в начале формирования магистральной трещины, зависят и от других факторов, например, от концентрации напряжений в окрестности режущей кромки, относительных колебаний инструмента и заготовки, режима резания и др.

Разрушение материала при резании начинается у режущей кромки, которая является концентратором напряжений в виде разрезов и трещин, которые значительно снижают пластические деформации материала по сравнению с гладким образцом и ведут к охрупчиванию разрушаемого материала. Если режущую кромку резца можно приблизить цилиндрической поверхностью с радиусом R, которая вдавливается в каждом новом цикле нагружения в плоскость сдвига, то в этом случае расчеты показывают, что максимальные напряжения σ_{max} на режущей кромке будут возрастать приблизительно в соответствии с выражением

$$\sigma_{max} \sim R^{-0,5}. \quad (5)$$



а)

б)

Рис. 2. Схемы свободного резания при образовании вязкой (*а*) и хрупкой (*б*) трещин при формировании элементов стружки

Точную зависимость максимальных напряжений от износа режущей кромки рассчитать сложно, так как фаска износа РИ не является ровной поверхностью и ее нельзя оценивать только протяженностью по задней грани. Так как отрыв частиц износа носит случайный характер, то поверхность износа определяется совокупностью мелких поверхностей с разными углами наклона. Разрушение самой режущей кромки тоже нельзя охарактеризовать единым радиусом, поскольку она не имеет цилиндрической формы, и к тому же меняется длина рабочего участка. Однако установлено, что с уменьшением радиуса скругления кромки увеличиваются максимальные напряжения σ_{max}. Из этого следует, что даже при отсутствии опережающей трещины, износ РИ снижает коэффициент концентрации напряжений в окрестности режущей кромки, т. е. увеличивается доля вязкого разрушения при отделении стружки. Изменение состояния режущей кромки ведет к дополнительному перераспределению напряжений (см. рис. 1, *б*). Участок растягивающих напряжений на результирующей эпюре может сократиться или исчезнуть совсем, т. е. увеличивается доля вязкого разрушения, что выражается увеличением пластической деформации поверхностного слоя детали и снимаемой стружки и ростом энергетических затрат.

Говоря о влиянии вибраций на формирование элементов стружки, следует отметить, что в момент образования магистральной трещины, идущей от режущей кромки, отрыв элемента стружки от поверхности среза может начаться еще до момента, когда вершина резца достигнет основания поверхности скалывания (см. рис. 2). В момент отрыва элемента стружки нарушается баланс сил, действующих на режущую кромку, и происходит релаксация напряжений, обеспечивающих пластическую деформацию материала. Потенциальная энергия упругих деформаций начинает переходить в кинетическую, которая влияет на скорость дальнейшего взаимодействия режущей кромки с поверхностью скалывания. Эта скорость определяется не только колебаниями упругой системы, но и скоростью резания. Начальный зазор между режущей кромкой и поверхностью скалывания обусловливает ударное взаимодействие в момент контакта. Энергия удара расходуется на создание концентратора напряжений и возможное развитие опережающей трещины. Эффективность ударов можно оценить количеством энергии, затраченной на единицу пути резания (удельной энергоемкостью).

Эксперименты на копре [14] показали, что минимальная удельная энергоемкость разрушения на-

блюдается при достаточной для формирования элемента стружки энергии удара; при недостатке или некотором избытке энергии эффективность удара снижается. Это объясняется тем, что в момент удара не успевают сформироваться адгезионные связи, определяющие силы трения в контакте материала и РИ [15], т. е. согласно выражению (5) не разблокируются источники дислокаций, определяющие объем пластических деформаций. Таким образом, в момент формирования режущей кромкой концентраторов напряжений снижаются коэффициенты трения, и повышается вероятность возникновения хрупкой трещины. Разрушаемый материал фактически становится более хрупким, что и способствует образованию быстрых трещин и минимизации объемов пластических деформаций.

При резании с ударным взаимодействием также происходит охрупчивание материала, приводящее к снижению удельных энергетических затрат. Отрицательной стороной ударного процесса является то, что импульсному воздействию подвергается и сам инструмент. При том что прочностные характеристики РИ значительно выше характеристик обрабатываемого материала, при ударном режиме работы период стойкости РИ уменьшается. Поэтому необходимо определить допустимые амплитуды колебаний инструмента при вибрационном резании [5], которые зависят не только от частоты колебаний, но и от состава инструментального материала, его качества и чистоты поверхностей, т. е. от факторов, влияющих на сопротивление усталости.

Отрицательное влияние ударного процесса проявляется и в том, что в моменты образования трещины и нарушения равновесия сил, действующих на режущую кромку, происходит ее дополнительное перемещение относительно поверхности резания. В идеальном случае — это движение в тангенциальном направлении относительно плоскости резания, но сложные координатные связи приводят к тому, что вершина инструмента в моменты нарушения равновесия при резании может значительно отклоняться и от тангенциального направления, и от плоскости резания [15, 16]. При этом ухудшается чистота обработанной поверхности, а иногда создаются сложные рельефы, как, например, при расточке конической поверхности детали из стали 40Х, сопровождаемой автоколебаниями (рис. 3, см. обложку). При этом может заметно меняться и характер снимаемой стружки — сливная стружка начинает формироваться в виде отдельных сегментов. Это зависит от количества упругой энергии, сохранившейся в ТС к моменту возникновения опережающей трещины. При достаточной энергии образование трещины может носить автокаталитический характер. В этом случае в течение нескольких циклов формируется стружка, близкая к сливной, так как трещина не достигает поверхности, а при достижении определенной длины и соответствующем увеличении изгибающего момента (см. рис. 1, *б*) стружка отделяется. На рис. 4 (см. обложку) показана стружка с участками сливного характера, разделенными скалывающими трещинами.

Как правило, резание с ударными импульсами возникает при интенсивных автоколебаниях, часто сопровождается тональным шумом и оставляет на поверхности характерный след. Интенсивные автоколебания ТС чаще возникают при пониженной жесткости элементов упругой системы, которая свойственна не только РИ, но и тонкостенным деталям или подобным участкам деталей при обработке.

На рис. 5 (см. обложку) показаны октавные спектры ВА сигнала при контурном фрезеровании разных участков детали, но на одинаковых режимах. Деталь закрепляли на столе фрезерного станка. При фрезеровании участков контура с разной жесткостью интенсивность ВА сигналов изменялась практически во всех октавных полосах. Это типично для фрезерной обработки. Зависимость ВА сигналов от локальной жесткости ТС необходимо учитывать при создании систем ВА диагностики износа РИ. Предельные отклонения контролируемых параметров ВА сигналов должны назначаться дифференцированно с учетом координат рабочего пространства.

На рис. 6 (см. обложку) показана поверхность детали, правая часть которой обработана на токарном станке с пониженной жесткостью ТС, возникшей при увеличении вылета резца и дополнительном выдвижении пиноли задней бабки, левая часть — при нормальной жесткости, что видно по разнице глубины следа, оставленного резцом, и глубины рельефа самого следа. При точении с пониженной жесткостью образовалась элементная стружка, при точении с обычной жесткостью — сливная стружка. Спектры ВА сигналов при обработке правой части детали из стали 40Х приведены на рис. 7, *а*, левой — на рис. 7, *б*. При резании с низкой жесткостью интенсивные автоколебания возникали на двух собственных частотах: 122 Гц для заготовки и 870 Гц для РИ. При обработке с низкой жесткостью основная энергия сосредоточена в больших по амплитуде, но узких спектральных максимумах на частотах 1740, 2610 и 3480 Гц, кратных 870 Гц, что указывает на наличие ударов при данном типе автоколебаний. Составляющие, отстоящие от максимумов на 122 Гц, свидетельствуют о том, что высокочастотные автоколебания модулируются низкочастотными. При интенсивных ударах появляется больше хрупких трещин, уменьшаются пластические деформации, облегчается отделение стружки, до 20 % снижается мощность, расходуемая на резание. Однако снижение жесткости ТС в данном примере привело к большим относительным смещениям инструмента и заготовки, что изменило фактические передний и задний

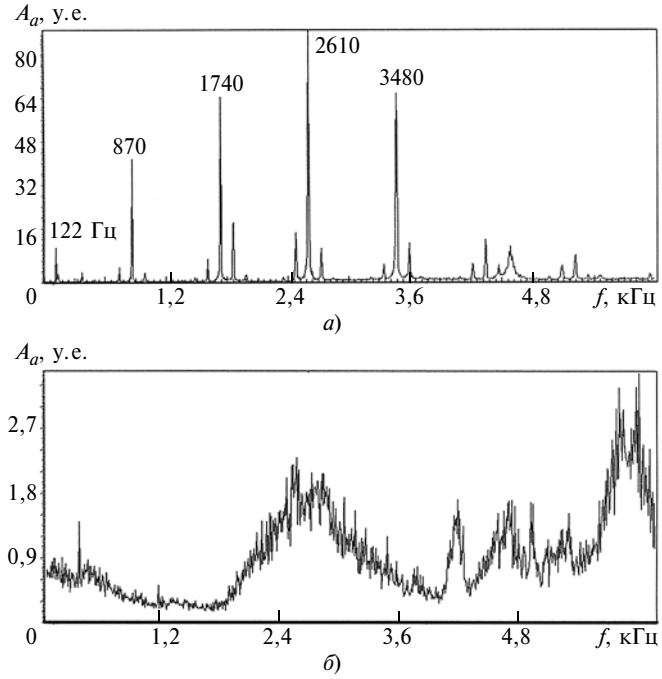


Рис. 7. Спектры ВА сигналов при точении стали 40Х с большим (*а*) и нормальным (*б*) вылетом резца и пиноли задней бабки

углы РИ, вызвало увеличение давления в окрестности режущей кромки [17, 18]. В результате произошло избыточное внедрение режущей кромки в заготовку, уменьшились угол сдвига и глубина следов обработки на поверхности детали (см. рис. 6). Отмечено не только ухудшение качества поверхности, но и снижение стойкости режущих пластин, обусловленное интенсификацией ударных нагрузок. Анализ спектров (см. рис. 7) показал, что с появлением интенсивных автоколебаний увеличиваются не только амплитуды виброускорения, но меняется и спектральный состав колебаний. Это связано с нелинейными динамическими характеристиками процесса резания [19].

При диагностике состояния РИ следует учитывать, что при резании без ударов снижение режущей способности инструмента приводит к повышению вязкого разрушения при отделении стружки, что вызывает изменение состава ВА сигнала, т. е. изменение соотношения высокочастотных и низкочастотных составляющих в пользу низкочастотных. Однако интенсивные автоколебания, вызывающие ударное взаимодействие РИ с обрабатываемым материалом, нарушают эту закономерность. В результате кратковременного прерывания связей РИ и заготовки в зоне резания наблюдаются кратковременное снижение силы резания и интенсивные колебания элементов упругой системы станка на собственных частотах. В эти моменты происходит релаксация потенциальной энергии, которая частично переходит в энергию колебаний. При этом в большей мере проявляются высокочастотные колебания, поэтому при ударном взаимодействии имеет место перераспределение энергии колебаний в пользу высоких частот. Это усложняет работу диагностической системы.

Интенсивные автоколебания могут возникать при повышенном износе РИ, но нередко автоколебания с ударами возникают в зоне резания при работе новым инструментом, что связано с изменением жесткости ТС. Следует стремиться к исключению таких ситуаций, поскольку они снижают стойкость РИ и ухудшают качество поверхности. Однако если режимы с интенсивными автоколебаниями по каким-либо причинам нельзя исключить, то в системе диагностики следует предусмотреть возможность идентификации таких участков и разработать алгоритмы, позволяющие адекватно реагировать на возникающие ситуации.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Кудинов В. А.** Динамика станков. М.: Машиностроение, 1967. 359 с.
2. **Козочкин М. П., Солис Н. В.** Исследование связи вибраций при резании с качеством получаемой поверхности // Вестник РУДН. Сер. Инженерные исследования. 2009. № 2. С. 16—23.
3. **Козочкин М. П.** Особенности вибраций при резании материалов // СТИН. 2009. № 1. С. 29—35.
4. **Козочкин М. П.** Устойчивость процесса резания // Вестник машиностроения. 2013. № 2. С. 78—82.
5. **Жарков И. Г.** Вибрации при обработке лезвийным инструментом. Л.: Машиностроение, 1986. 184 с.
6. **Подураев В. Н.** Обработка резанием с вибрациями. М.: Машиностроение, 1970. 350 с.
7. **Ионов В. Н., Селиванов В. В.** Динамика разрушения деформируемого тела. М.: Машиностроение, 1987. 272 с.
8. **Козочкин М. П.** Проблемы диагностики при автоматизации технологических процессов // Проблемы машиностроения и автоматизации. 2013. № 1. С. 129—137.
9. **Вульф А. М.** Резание металлов. Л.: Машиностроение, 1973. 496 с.
10. **Финкель В. М.** Физика разрушения. М.: Металлургия, 1970. 376 с.
11. **Козочкин М. П., Солис Н. В.** Динамические явления при образовании стружки // Технология машиностроения. 2012. № 9. С. 11—16.
12. **Обработка** резанием жаропрочных, высокопрочных и титановых сплавов / Н. И. Резников, Е. В. Бурмистров, И. Г. Жарков и др.; Под ред. Н. И. Резникова. М.: Машиностроение, 1972. 200 с.
13. **Аршинов В. А., Алексеев Г. А.** Резание металлов и режущий инструмент. М.: Машиностроение, 1976. 440 с.
14. **Подураев В. Н.** Резание труднообрабатываемых материалов. М.: Высшая школа. 1974. 587 с.
15. **Козочкин М. П.** Виброакустическая диагностика технологических процессов. М.: ИКФ "Каталог", 2005. 196 с.
16. **Козочкии М. П.** Устойчивость процесса резания // Вестник машиностроения. 2013. № 2. С. 78—82.
17. **Diagnostic** system as basis for technological improvement / S. N. Grigoriev, M. P. Kozochkin, F. S. Sabirov, A. A. Kutin // PROCEDIA CIRP. 2012. Т. 1. P. 599—604.
18. **Козочкин М. П.** Влияние динамических характеристик станочных узлов на вибрации при резании // СТИН. 2014. № 2. С. 4—8.
19. **Козочкин М. П.** Нелинейная динамика процесса резания // СТИН. 2012. № 1. С. 6—12.

ТЕХНИЧЕСКАЯ ИНФОРМАЦИЯ

УДК 664.143.72

О. Н. КУХАРЕВ, д-р техн. наук, И. Н. СЕМОВ, канд. техн. наук (Пензенская ГСХА), e-mail: semiw@maiil.ru

Устройство для многослойного нанесения покрытий на сферические элементы

Рассматривается конструкция барабанного дражиратора с вращающимся дном для нанесения многослойных покрытий на сферические элементы, в частности на семена.

Ключевые слова: дражиратор, биотическое тело, сферические элементы, многослойное покрытие.

The structure of drum-type pelleter with rotating bottom for applying of multi-layer coatings on spherical elements, in particular, on seeds, is considered.

Keywords: pelleter, biotic body, spherical elements, multi-layer coating.

В различных отраслях промышленности все большее применение находят интенсивные технологии, например, такие как нанесение многослойных покрытий на сферические элементы. В сельском хозяйстве это связано в первую очередь с обработкой живых семян, повреждение которых приводит к гибели зародыша и, следовательно, снижению урожайности. Данная обработка позволяет сохранить заданные форму и размеры семян и получить посевы, не требующие дальнейшего ручного прореживания, т. е. значительно сократить производственные затраты [1].

Нанесение многослойных покрытий (дражирование) — трудоемкий процесс, который включает в себя предварительную подготовку семян, их обволакивание или грунтовку, непосредственно дражирование (накатку), сушку (при необходимости), сортировку и полирование.

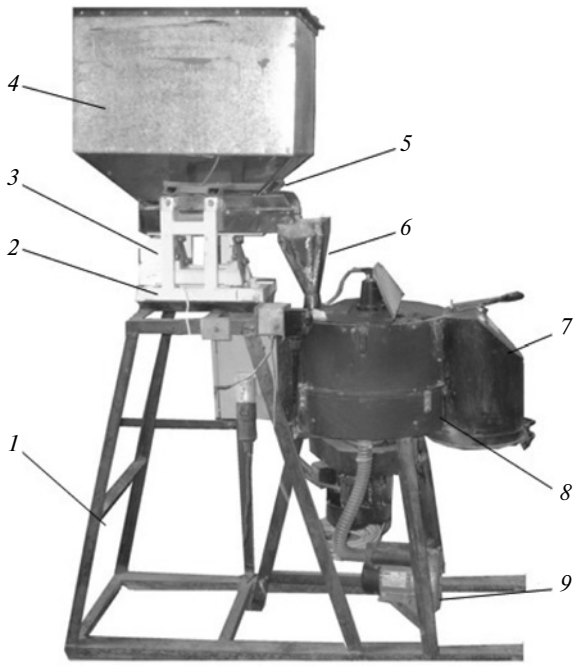
Данные покрытия — искусственные оболочки, можно создавать воздействием сжатого воздуха или пара; вращением резервуара смесителя; быстрым вращением рабочих органов (лопастей, винтов, ножей, шнеков); выдавливанием массы через сопла или щели; с помощью ультразвука; гидродинамическим воздействием и пр.

Дражираторы подразделяют: по принципу действия — периодические и непрерывные; по способу смешивания — гравитационные, в падающем потоке, механические со смешиванием в кипящем слое, гравитационно-механические, пневматические и циркуляционные; по типу рабочих органов (РО) — барабанные, лопастные, роторные, битерные, шнековые, вибрационные, пропеллерные, планетарные; по расположению оси вращения основного РО — горизонтальные и вертикальные; по частоте вращения РО — тихоходные и быстроходные [2].

Из существующих в силу простоты конструкции наибольшее применение находят механические дражираторы барабанного типа. Однако они имеют конструктивные и технологические недостатки, главными из которых являются низкое качество дражирования (качество оболочки) и травмирование семян. Поэтому создание устройств, обеспечивающих высокое качество дражирования семян, является актуальным.

ФГОУ ВПО "Пензенская ГСХА" совместно с ЗАО "ФМРус" (г. Москва) изготовлен опытный образец барабанного дражиратора (рисунок) [3].

Порошок для дражирования семян, состоящий из микро- и макроудобрений, витаминов и регуляторов роста, загружают в бункер *4* дозатора, расположенного на раме *1*. Откуда он поступает в бара-



Общий вид разработанного дражиратора:
1 — рама; *2* — пусковая станция; *3* — вибролоток; *4* — бункер дозатора; *5* — заслонка; *6* — отверстие в крышке барабана; *7* — люк выгрузки; *8* — барабан; *9* — вентилятор

бан *8* через отверстие *6* в крышке барабана. Подачу порошка регулируют с помощью заслонки *5* и вибролотка *3*, а ее частоту — с помощью пусковой станции *2*. Предварительно подготовленные семена загружают в барабан *8* через верхний закрывающийся люк. Включают вентилятор *9* поддува, а затем вращение барабана *8*. Из мерной емкости через отверстие в крышке барабана подают клеевой раствор (рабочую жидкость), чередуя подачу его и порошка до получения размера драже, соответствующего требованиям стандарта.

При установившемся режиме после введения 3/4 порошка добавляют комплекс защитных средств (инсектицидов) в виде сухого порошка и краситель. Далее установка работает еще несколько минут для уплотнения оболочки семян. По окончании дражирования готовые семена выгружают через люк *7* [4].

В качестве исходного сырья использовали апробированные и разрешенные к применению на территории Российской Федерации препараты.

Исследования проводили в соответствии с отраслевым стандартом СТО АИСТ 10.4—2004 [5]. Качество дражирования семян в барабанном дражираторе зависит от ряда факторов. Экспериментальные исследования проводили по методике планирования многофакторного эксперимента. Исследовали семена сахарной свеклы сорта ЛМС 94. Критерием качества дражирования выбрали процент получения качественных семян. На основании априорного ранжирования определяли основные качественные показатели дражирования: D — диаметр барабана, мм; n — частоту вращения барабана, мин$^{-1}$; V — относительный объем загрузки барабана, %; t — время дражирования, мин$^{-1}$; h — высоту барабана, мм; d — диаметр спин диска, мм; b — высоту установки спин диска, мм; $t_р$ — время подачи клеевого раствора, мин.

По результатам отсеивающего эксперимента после обработки семян определяли параметры, оказывающие основное влияние на процесс, остальные параметры исключили из рассмотрения, что позволило сократить объем исследований. Результаты многофакторного эксперимента обрабатывали в программах Excel 2003 и Statistica v.6.0. Оставили три наиболее значимых параметра: $n(x_1)$ — частоту вращения РО (дна барабана), мин$^{-1}$; $V(x_2)$ — загрузку барабана, %; $t(x_3)$ — время дражирования, мин.

После обработки результатов многофакторного эксперимента на компьютере получили адекватную математическую модель второго порядка:

$$Y = 11{,}72197 + 0{,}15922n - 1{,}86435V - 0{,}58422t - \\ - 0{,}00007n^2 - 0{,}51977V^2 + 0{,}01823t^2 + \\ + 0{,}00421nV - 0{,}00051nt + 0{,}06465Vt.$$

Для описания поверхности отклика использовали центральное композиционное ортогональное планирование второго порядка — простое и удобное для расчетов и достаточно экономичное по числу опытов. По результатам обработки опытных данных построили вероятностные кривые, анализ которых позволил утверждать, что после дражирования количество качественных семян P = 96÷98 % при n = 1100÷3000 мин$^{-1}$, V = 3,5÷5,5 % и t = 18÷32 мин.

Качество обработки семян определяется оптимальным отношением λ количества подаваемого клеевого раствора к массе семян [5], которое определяли однофакторным экспериментом. При λ = 1,2÷1,3 количество обработанных семян составляет 98÷99 %; при λ < 1,2 не все семена будут обработаны; при λ > 1,3 наблюдается слипание семян, т. е. в одном драже находятся два или три семени.

Производительность экспериментального дражиратора определяли при разных режимах работы и изменении загрузки от 1 до 10 %, время дражирования определяли из условия, что обработано 98 % загруженных семян. Установлено, что максимальная производительность дражирования — 264 кг семян в смену, достигается при n = 1250 мин$^{-1}$ и V = 5 %, т. е. получаем 96÷98 % качественных семян.

В соответствии с СТО АИСТ 10.4—2004 эксплуатационно-технологическую оценку разработанного дражиратора определяли по всхожести семян трех сортов свеклы (РМС-99, ЛМС-94 и Рамсем-1) по ГОСТ 22617.2—94. Установлено, что после дражирования всхожесть семян сахарной свеклы повысилась в среднем на 4 % (максимально до 98 %), что свидетельствует о целесообразности проведения данной операции перед посевом.

Расчеты подтвердили экономическую целесообразность дражирования семян сахарной свеклы: годовая прибыль при нормативной годовой работе в течение 400 ч составила 207 077 руб. при сроке окупаемости дополнительных затрат 2,8 года [6].

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Галиуллин Ш. Р.** Разработка ресурсоэнергосберегающих технологий и технических средств для промышленной подработки семян сахарной свеклы: Дис. ... д-ра техн. наук. Казань, 2004. 414 с.

2. **Сохроков А. М.** Совершенствование технологии предпосевной подготовки семян овощных культур и оптимизация параметров установки для их дражирования: Дис. ... канд. техн. наук. Нальчик, 2002. 129 с.

3. **Пат. 97238 RU U1 на полезную модель:** МПК A01C 1/00. Аппарат для дражирования семян.

4. **Кухарев О. Н., Гришин Г. Е., Семов И. Н.** Теоретическое обоснование барабанного дражиратора с вращающимся дном // Нива Поволжья. 2013. № 26. С. 51—55.

5. **СТО АИСТ 10.4—2004.** Испытания сельскохозяйственной техники. Машины для подготовки семян. Методы оценки функциональных показателей. М.: Стандартинформ, 2008. 39 с.

6. **Кухарев О. Н., Семов И. Н., Чирков А. М.** Качество дражирования семян в барабанном дражираторе с вращающимся дном // Тракторы и сельхозмашины. 2011. № 1. С. 10—12.