ВЕСТНИК машиностроения

ЕЖЕМЕСЯЧНЫЙ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ И ПРОИЗВОДСТВЕННЫЙ ЖУРНАЛ

12
2008

ИЗДАЕТСЯ С НОЯБРЯ 1921 ГОДА

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

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

ООО «Издательство "Машиностроение"»
107076, Москва, Стромынский пер., 4

Адрес редакции:

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

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

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

Цена свободная

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

Главный редактор А.И. САВКИН

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ:

Алексейчук Г.П., Алешин Н.П., Братухин А.Г., Воронцов А.Л., Гусейнов А.Г., Дмитриев А.М. (председатель секции обработки материалов без снятия стружки), **Драгунов Ю.Г.**, **Древаль А.Е.** (председатель секции технологии машиностроения), **Дроздов Ю.Н.** (председатель секции конструирования и расчета машин), **Кутин А.А., Омельченко И.Н.** (председатель секции организации и экономики производства), **Пименов А.Ф., Попов Д.Н., Рыбин В.В., Салтыков М.А., Трегубов Г.П., Цыганкова И.А.** (ответственный секретарь)

СОДЕРЖАНИЕ

КОНСТРУИРОВАНИЕ, РАСЧЕТ, ИСПЫТАНИЯ И НАДЕЖНОСТЬ МАШИН

Каргин П. А. — Проектирование и испытание самотормозящейся зубчатой передачи 3
Абдуллаев А. И., Наджафов А. М. — Качественная оценка технического уровня пакетного редуктора . . . 6
Трибельский И. А., Зубарев А. В. — Расчетный анализ напряженно-деформированного и теплового состояний резинокордных оболочек высокоэластичных муфт . . 10
Остсемин А. А., Уткин П. Б. — Расчет коэффициентов концентрации напряжений внутренних технологических сварочных дефектов. . . . 14
Тихоненков С. М. — Форсирование двигателей внутреннего сгорания. . . . 17
Холмогоров И. В., Хомяков Г. К., Ванчиков В. Ц. — Термодинамическое условие возникновения облитерации капилляра . . . 20

В помощь конструктору и расчетчику

Геча В. Я., Иванов А. С., Ермолаев М. М., Половинкина Т. В. — Колебания резьбовых соединений с собственной частотой, обусловленной контактной жесткостью стыка . . . 23

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

Семенов А. П. — Измерение твердости при малых и сверхмалых нагрузках . . . 26

ТЕХНОЛОГИЯ МАШИНОСТРОЕНИЯ

Бахарев В. П., Куликов М. Ю., Нечаев Д. А., Яковчик Е. В. — Оптимизация алмазной обработки керамики на основе системного анализа с использованием нейросетей. . . . 31
Юнусов Ф. С., Хисамутдинов Р. М., Юнусов Р. Ф. — Экспериментальное исследование качественных и геометрических параметров внутренней поверхности валов ТНД после ленточного шлифования . . . 35
Солоницын Б. М., Клепиков В. В. — Особенности облегающего шевингования зубчатых колес . . . 41
Поляков А. Н., Парфенов И. В., Терентьев А. А. — Решение задачи структурной оптимизации термодеформационной системы станка в локальной постановке. . . . 42
Худобин Л. В., Унянин А. Н. — Повышение режущей способности шлифовальных кругов при обработке заготовок из пластичных сталей и сплавов. . . . 47
Сарилов М. Ю., Бурдасов Е. Н. — Исследование критериев корреляции между параметрами нелинейной динамики и шероховатостью поверхности при электроэрозионной обработке . . . 52
Черный А. Г. — Организация технического обслуживания синхронной сборочной линии несколькими наладчиками . . . 55
Барботько А. И., Дмитриев В. И., Ессола Д. — Радиально-сверлильный станок с возможностью поворота шпинделя на 360° + 360° . . . 58

Обработка материалов без снятия стружки

Кузнецов В. П., Горгоц В. Г. — Математическое моделирование нелинейной динамики процесса упругого выглаживания поверхностей деталей . . . 61

Серия статей
"Проблемы теории и практики резания материалов"

Воронцов А. Л., Султан-заде Н. М., Албагачиев А. Ю. — Разработка новой теории резания. 13. Расчет параметров торцевого фрезерования . . . 65

ОРГАНИЗАЦИЯ И ЭКОНОМИКА ПРОИЗВОДСТВА

Кашковский В. В., Тихий И. И. — Исследование потока отказов восстанавливаемых объектов . . . 74

ТЕХНИЧЕСКАЯ ИНФОРМАЦИЯ

Холмогоров И. В. — Фильтрационный эффект в технических системах . . . 78
Голубев Ю. А. — Самоблокирующаяся реверсивная храповая муфта и ее расчет . . 79
Москвитин Г. В., Савкин А. И., Краснощеков Н. Н., Добровльская Е. Н. — Космическое машиностроение . . . 81
Иванов А. Н. — Выставка "Металлургия-ЛИТМАШ—2008" . . . 83
Потапова Г. С. — Обозрение зарубежных изданий. . . . 86
Указатель статей, опубликованных в журнале "Вестник машиностроения" за 2008 г. 90
Вниманию читателей . . .

CONTENTS

DESIGN, CALCULATION, TESTS AND RELIABILITY OF MACHINES

Kargin P. A. — Design and testing of a self-braking tooth gear
Abdullaev A. I., Nadzhafov A. M. — A qualitative assessment of batch reducer's technical level
Tribel'skyi I. A., Zubarev A. V. — A calculated analysis of a deflected mode and thermal state of rubber-cord shells of highly elastic clutches
Ostsemin A. A., Utkin P. B. — Calculation of stress concentration factors of internal technological welding defects
Tikhonenkov S. M. — Forcing of the internal-combustion engines
Kholmogorov I. V., Khomyakov G. K., Vanchikov V. Ts. — A thermodynamic condition of a capillary obliteration arising

For the benefit of designer and estimator

Gecha V. Ya., Ivanov A. S., Ermolaev M. M., Polovinkina T. V. — Oscillations of threaded joints with an intrinsic frequency conditioned by joint's contact stiffness

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

Semenov A. P. — Hardness test at low and ultra-low loadings

MANUFACTURING TECHNOLOGY

Bakharev V. P., Kulikov M. Yu., Nechaev D. A., Yakovchik E. V. — Optimization of diamond treatment of ceramics based on a system analysis with use of the neuronets
Yunusov F. S., Khisamutdinov R. M., Yunusov R. F. — Experimental study of qualitative and geometrical parameters of interior surface of the turbo-charged engine shafts after the band grinding
Solonitsyn B. M., Klepikov V. V. — Tooth-wheels close shaving peculiarities
Polyakov A. N., Parfenov I. V., Terent'ev A. A. — Solving of a structural optimization problem of thermal deformation system of a machine-tool in a local formulation
Khudobin L. V., Unyanin A. N. — Improvement of grinding wheel cutting capacity at treatment of preforms of plastic steels and alloys
Sarilov M. Yu., Burdasov E. N. — Study of the correlation criteria between parameters of non-linear dynamics and a surface roughness at the electro-erosion treatment
Chernyi A. G. — Maintenance organization of a synchronous assembly line by several adjusters
Barbot'ko A. I., Dmitriev V. I., Essola D. — Radial drilling machine allowing the spindle assembly rotation on 360°/360°

Chipless materials working

Kuznetsov V. P., Gorgots V. G. — Mathematical modeling of the non-linear dynamics process of elastic smoothering of the detail's surfaces

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

Vorontsov A. L., Sultan-Zade N. M., Albagachiev A. Yu. — Development of a new cutting theory. 13. Calculation of end milling parameters

PRODUCTION ORGANIZATION AND ECONOMICS

Kashkovskyi V. V., Tikhyi I. I. — Study of a failure flow of the recoverable objects

TECHNICAL INFORMATION

Kholmogorov I. V. — Filtration effect in the technical systems
Golubev Yu. A. — Self-locking reversible ratchet clutch and its calculation
Moskvitin G. V., Savkin A. I., Krasnoshchekov N. N., Dobrovol's-kaya E. N. — Cosmic engineering industry
Ivanov A. N. — "The Metallurgiya-LITMASH-2008" exhibition
Potapova G. S. — Review of foreign editions
Index of papers having been published in the "Vestnik mashinostroeniya" journal for 2008
To reader's attention

Художественный редактор *Т. Н. Галицына*
Технический редактор *О. А. Ефремова*
Корректор *М. Г. Джавадян*

Сдано в набор 02.10.2008. Подписано в печать 18.11.2008.
Формат 60 × 88 1/8. Бумага офсетная. Печать офсетная.
Усл. печ. л. 11,76. Уч.-изд. л. 14,50. Заказ 1208.

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", 2008

КОНСТРУИРОВАНИЕ, РАСЧЕТ, ИСПЫТАНИЯ И НАДЕЖНОСТЬ МАШИН

УДК 821.86

П. А. КАРГИН, канд. техн. наук (РГАСХМ, г. Ростов-на-Дону)

Проектирование и испытание самотормозящейся зубчатой передачи

Спроектирована зубчатая эвольвентная передача с несимметричными профилями зубьев колес, установленная в опорах скольжения и предназначенная для передачи крутящего момента от двигателя при подъеме груза и самотормозящаяся при его опускании. Испытания передачи на стенде показали плавное свободное вращение привода рабочими профилями зубьев и надежное заклинивание тормозящими профилями при обратном ходе.

An involute tooth gear with asymmetrical wheel teeth profiles having been arranged in sleeve bearings has been designed. The gear transmits a torsion torque from a mover at a load lifting and provides self-braking at its lowering. The bench tests have shown a smooth and free rotation of the gear by teeth working profiles and reliable jamming by braking profiles at reverse motion.

В технике существует класс самотормозящихся механизмов, которые заклиниваются при обратном ходе. Обычно они применяются в небольших грузоподъемных устройствах, а также для других целей (например, для натягивания струн в музыкальных инструментах) в виде червячной или винтовой передачи, а иногда клинового механизма. Их достоинства заключаются в простоте устройства и плавном торможении посредством сил трения. Однако этим механизмам присущ общий серьезный недостаток, касающийся их КПД при движении груза по наклонной плоскости: если груз самотормозится на наклонной плоскости при его спуске, то при подъеме (прямом ходе) КПД не может составлять более 0,5 [1].

Следовательно, применение самотормозящегося механизма обязательно приводит к существенным потерям мощности в приводе при его прямом ходе, а значит, к ухудшению условий труда (для механизмов с ручным приводом), повышенному изнашиванию и ускоренному выходу из строя недешевых в изготовлении червяков, червячных колес и винтов, поскольку для этого необходимо сложное оборудование, а для червячных колес — дорогие антифрикционные материалы. Видимо из-за указанных причин самотормозящиеся механизмы еще не нашли достаточно широкого, как следовало бы ожидать, применения в технике.

Конструктивной причиной перечисленных недостатков можно считать то, что при прямом и обратном ходе у самотормозящегося механизма в контакте находятся одни и те же рабочие поверхности (на наклонной плоскости — груз и наклонная плоскость).

В соответствии со сказанным выше в работе [2] синтезирована схема привода, в котором обеспечивается контакт разноименных (правых и левых или рабочих и тормозящих) профилей зубьев колес привода при подъеме и торможении груза. Теперь появляется возможность спроектировать одни профили, обеспечивающие высокий КПД передачи — для работы в режиме подъема груза, а другие — самозаклинивающиеся при его опускании. Таким образом, задача сводится к использованию в приводе грузоподъемной машины зубчатой передачи с несимметричными профилями зубьев. Впервые идея применения таких зубьев была высказана в работе [3].

При проектировании самотормозящейся зубчатой передачи, установленной в опорах скольжения (рис. 1), удобно использовать известное понятие о круге трения с радиусом ρ_φ, который приближенно можно определить по формуле

$$\rho_\varphi = fr, \qquad (1)$$

где f — коэффициент трения в опоре скольжения; r — радиус цапфы вала.

Для достижения самоторможения при обратном вращении привода необходимо, чтобы внешняя для звена "шестерня—вал" сила пересекала круг трения опоры. Такой силой в зубчатой передаче является сила F_{12} в зацеплении колес, приложенная к зубу шестерни *1* со стороны входящего в зацепление с ним зуба колеса *2* и возникающая от действия поднятого груза (рис. 2). Анализ сил в различных фазах зацепления одной пары эвольвентных зубьев показывает, что сила в зацеплении, номинально направленная по линии зацепления, с учетом трения скольжения в зубьях отклоняется от общей нормали *nn* к

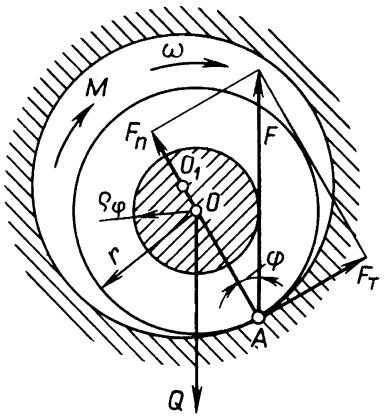


Рис. 1. Схема действия сил в подшипнике скольжения

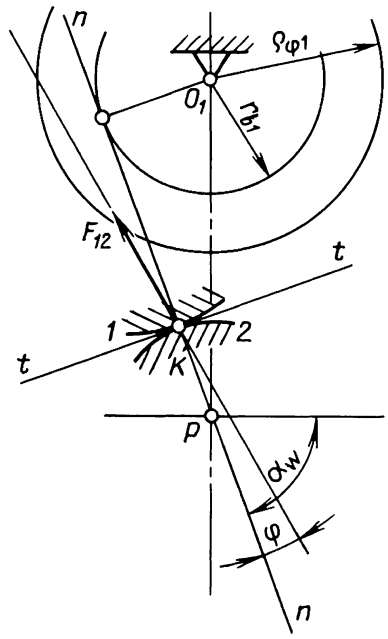


Рис. 2. Схема действия сил в эвольвентной зубчатой передаче в режиме самоторможения в дополюсной зоне зацепления

профилям зубьев на угол φ в обе стороны от нее: в дополюсной зоне — в сторону центра колеса, в заполюсной зоне — в сторону центра шестерни. Трением качения зубьев, а также изменением коэффициента трения вдоль линии зацепления ввиду малости их величин можно пренебречь. Очевидно, что с точки зрения достижения торможения заполюсная фаза зацепления более благоприятна. Однако трение скольжения между зубьями при самоторможении зубчатой передачи следует учитывать только в случае особо точного проектирования, например в приборах, поскольку в смазываемой зубчатой передаче углы трения между зубьями весьма малы ($3 \div 5°$) [4]. В настоящей работе по указанным причинам принимается, что усилие в зацеплении направлено по нормали к профилям зубьев, т. е. по линии зацепления эвольвентной передачи. Подытоживая сказанное, приходим к основополагающему выводу: для достижения самоторможения при обратном вращении привода радиус круга трения в цапфе шестерни должен быть не меньше радиуса основной окружности профилей зубьев шестерни.

Основные проблемы при проектировании эвольвентных зубчатых передач с несимметричными профилями зубьев состоят в определении таких геометрических параметров зубчатых колес и передачи, которые помимо обычных требований к зубчатым передачам удовлетворяли бы особым требованиям.

Предварительные расчеты показали, что углы зацепления тормозящего профиля должны достигать $70 \div 88°$ при углах зацепления рабочего профиля $18 \div 26°$. Следует отметить отсутствие исследований по проектированию эвольвентных передач с такими предельно большими коэффициентами асимметрии профилей зубьев.

Путем попыток целенаправленного синтеза и графической оценки их результатов найдены главные геометрические параметры искомой передачи (рис. 3) с числом зубьев $z_1 = z_2 = 6$, углами зацепления рабочего $\alpha_w = 20°$ и тормозящего $\alpha_w = 80°$ профилей.

Коэффициент асимметрии профилей зубьев составил $K = \cos 20°/\cos 80° = 5{,}41$.

Отметим, что синтез эвольвентных передач с большими коэффициентами асимметрии профилей зубьев следует отнести к экстремальному проектированию. В большинстве случаев геометрическая форма колес оказывалась неприемлемой. Достаточно удовлетворительными можно признать лишь единичные результаты. В связи с этим в настоящей работе помимо расчетных формул приводятся также и полученные значения основных параметров передачи и зубьев. Это даст возможность при необходимости использовать полученные значения, лишь пересчитав линейные параметры в другом масштабе.

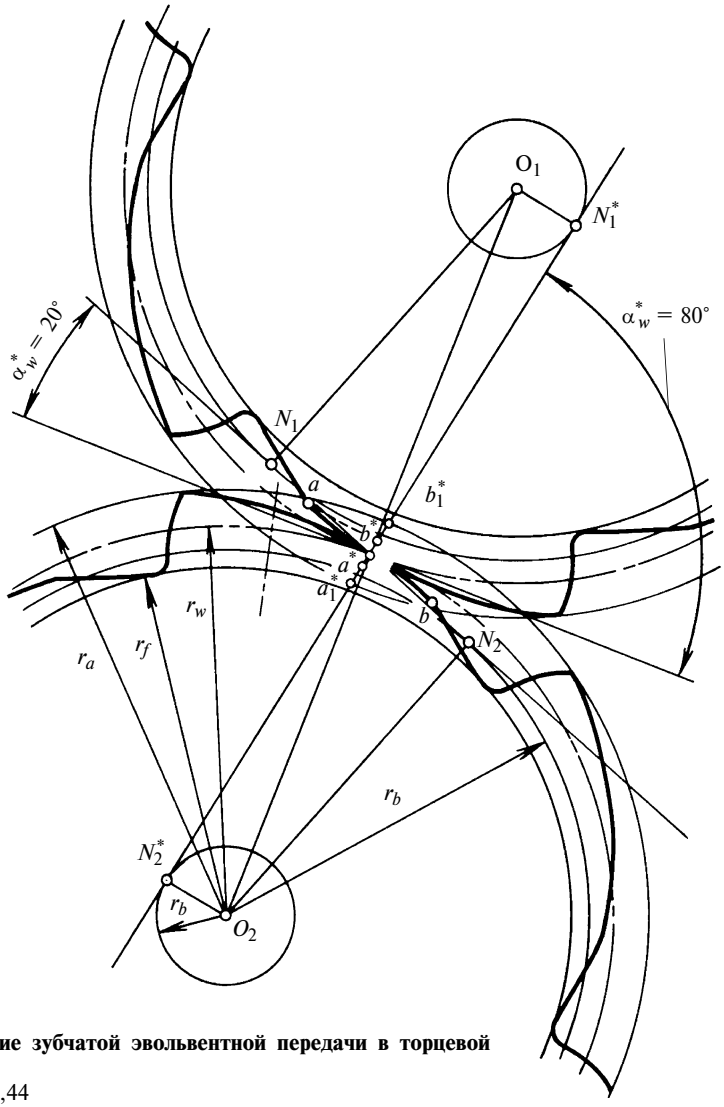


Рис. 3. Зацепление зубчатой эвольвентной передачи в торцевой плоскости:
$\varepsilon_\alpha = 0{,}42$, $\varepsilon_\alpha^* = 0{,}44$

Поставив целью испытание зубчатой передачи с несимметричными профилями зубьев на натурных образцах, назначим радиус цапф валов экспериментальной передачи $r = 25$ мм и примем коэффициент трения в опорах скольжения $f = 0{,}27$(сталь по серому чугуну). Тогда согласно формуле (1) радиус круга трения в опорах составит $\rho_{кр} = 6{,}15$ мм. Приняв межосевое расстояние передачи $a_w = 15$ мм, определим другие необходимые для вычерчивания и изготовления параметры зубчатой передачи.

Радиусы начальных окружностей (см. рис. 3) $r_w = a_w/2 = 75/2 = 37{,}5$ мм.

Радиусы основных окружностей рабочего $r_b = r_w\cos\alpha_w = 37{,}5\cos 20° = 35{,}238$ мм и тормозящего $r_b^* = r_w\cos\alpha_w^* = 37{,}5\cos 80° = 6{,}512$ мм профилей.

Как видим, радиус основной окружности тормозящего профиля зубьев меньше радиуса окружности трения цапфы вала ($\rho_\varphi = 6{,}75$ мм), что и требуется для достижения заклинивания шестерни.

Шаги зубьев по основным окружностям рабочих $p_b = 2\pi r_b/z = 2\pi 35{,}238/6 = 36{,}901$ мм, и тормозящих $p_b^* = 2\pi r_b^*/z = 2\pi 6{,}512/6 = 6{,}819$ мм профилей.

Угловой шаг зубьев $\varphi = 360°/z = 360°/6 = 60°$.

Хордовый шаг зубьев по начальным окружностям $p_w = 2r_w\sin\frac{\varphi}{2} = 2\cdot 37{,}5\sin\frac{60°}{2} = 37{,}5$ мм.

Шаг и толщина зубьев по дуге начальных окружностей: $p_w = 2\pi r_w/z = 2\pi 37{,}5/6 = 39{,}270$ мм; $S_w = p_w/2 = 39{,}270/2 = 19{,}635$ мм.

Для оформления профилей зубьев с целью их изготовления необходимо рассчитать декартовы координаты точек рабочего и тормозящего профилей в торцевом сечении колес (как будет показано ниже, колеса необходимо выполнить косозубыми). Исходными данными для расчета являются параметры: z, d_b, d_w, α_w, S_w и z, d_b^*, d_w, α_w^*, S_w.

Толщина зуба по окружности произвольного диаметра d_y находится по формуле (рис. 4) [4]

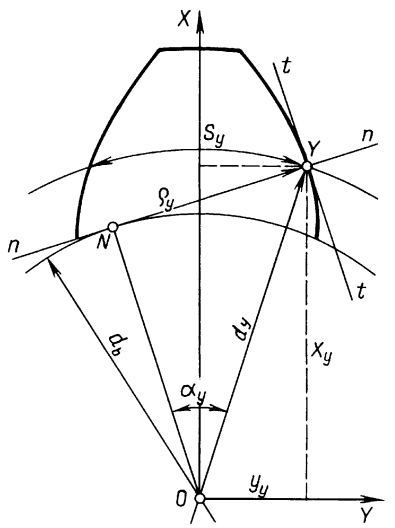


Рис. 4. Схема для расчета координат эвольвентного профиля зуба в торцевой плоскости

$S_y = d_y\left(\frac{S_w}{d_w} + \mathrm{inv}\alpha_w - \mathrm{inv}\alpha_y\right)$. Здесь $\mathrm{inv}\alpha_w = \mathrm{tg}\alpha_w - a_w$; $\mathrm{inv}\alpha_y = \mathrm{tg}\alpha_y - \alpha_y$, где $\alpha = \mathrm{arctg}(2\rho_y/d_b)$ — угол профиля эвольвенты в произвольной точке ($\rho_y = \sqrt{d_y^2 - d_b^2}/2$ — радиус кривизны эвольвенты в этой точке). Остальные параметры названы выше.

Искомые декартовы координаты произвольной точки профиля эвольвенты находим по формулам: $x_y = \frac{d_y}{2}\cos\frac{S_y}{d_y}$; $y_y = \frac{d_y}{2}\sin\frac{S_y}{d_y}$.

В расчетах d_y изменяется от диаметра d_b основной окружности до предельного диаметра $d_п$ для рабочего профиля и от диаметра d_b^* до предельного $d_п^*$ для тормозящего профиля. Предельные диаметры расчета несколько больше предполагаемого диаметра d_a окружности вершин зубьев.

Используя результаты расчетов координат рабочего и тормозящего профилей, строим эти профили. При этом штрихпунктирной линией (см. рис. 3) показана ось стыковки половин симметричных зубьев с рабочим и тормозящим профилем (она же ось X на рис. 4). Точка пересечения эвольвент определяет диаметр d_a окружности вершин зубьев. Величину радиального зазора в зацеплении принимаем по аналогии с зубьями, нарезанными стандартным реечным инструментом по ГОСТ 13755—81. Величина радиального зазора последних (при нулевых колесах) равна 0,125 от глубины захода зубьев друг за друга. Поскольку в проектируемом зацеплении заход зубьев составил 6 мм, то радиальный зазор можно принять равным 0,75 мм.

Переходную кривую на ножках зубьев можно получить методом обращения движения. Примем одно колесо неподвижным, и для его зуба построим семейство положений профиля контактирующего с ним зуба другого колеса (на рис. 3 не показано). При этом центр подвижного колеса перемещается вокруг центра неподвижного колеса по окружности с радиусом, равным a_w, а зубья обоих колес находятся в постоянном плотном контакте. Обведя построенные положения профиля зуба для простоты отрезком прямой линии с зазором около 0,5 мм и использовав для замыкания дугу окружности, получим переходную кривую ножек рабочего и тормозящего профилей (см. рис. 3). Испытания на стенде показали пригодность такой переходной кривой (см. ниже).

По картине зацепления определены активные линии зацепления: для рабочих профилей — ab, а для тормозящих профилей — $a_1^* b_1^*$. Линия зацепления $a_1^* b_1^*$ с учетом среза части эвольвентного тормозящего профиля переходной кривой уменьшилась до a^*b^*. Определим теперь коэффициенты торцевого перекрытия для рабочего $\varepsilon_\alpha = ab/p_b = 15{,}5/36{,}901 = 0{,}42$ и тормозящего $\varepsilon_\alpha^* = a^*b^*/p_b^* = 3/6{,}819 = 0{,}44$ профилей.

Очевидно, что при исполнении колес прямозубыми зацепление будет прерывистым, т. е. неработоспособным. Выход — проектирование косозубого колеса, имеющего дополнительное осевое перекрытие. Примем ширину колеса $B = 110$ мм и угол наклона линии зубьев к оси колеса $\beta = 25°$. Тогда дополнительный осевой коэффициент перекрытия $\varepsilon_0 = B\mathrm{tg}\beta/p_w = 110\mathrm{tg}25/39{,}270 = 1{,}306$.

Суммарные коэффициенты перекрытия косых зубьев составят для рабочих профилей $\varepsilon = \varepsilon_\alpha + \varepsilon_0 = 0{,}42 + 1{,}306 = 1{,}726$ и для тормозящих профилей $\varepsilon^* = \varepsilon_\alpha^* + \varepsilon_0 = 0{,}44 + 1{,}306 = 1{,}746$.

Рис. 5. Фотография испытательного стенда с установленной косозубой передачей с несимметричными профилями зубьев:
$z_1 = z_2 = 6$, $\alpha_w = 20°$, $\alpha_w^* = 80°$, $\varepsilon = 1{,}73$, $\varepsilon^* = 1{,}75$, $d_в = 50$ мм

Таким образом, обоим профилям будет обеспечено достаточно хорошее перекрытие.

С целью проверки основных положений настоящей работы согласно принятым и рассчитанным параметрам изготовлены два косозубых колеса из стали 40Х и собран испытательный стенд с валами диаметром 50 мм. Валы установлены в подшипниках скольжения с вкладышами из серого чугуна. Осевые нагрузки воспринимаются крышками подшипников через шарики, расположенные в центровочных конусах валов. Направления винтовых линий зубьев на колесах — противоположные. Стенд со смонтированными на нем зубчатыми колесами показан на рис. 5. Испытания подтвердили возможность свободного вращения привода при зацеплении рабочими профилями колес и плавного торможения, а затем полного заклинивания привода при работе тормозящих профилей.

Выводы

1. Спроектирована зубчатая эвольвентная передача с несимметричными профилями зубьев колес, установленная в опорах скольжения и предназначенная для передачи крутящего момента от двигателя при подъеме груза и самотормозящаяся при опускании груза. Испытания на стенде показали плавное свободное вращение привода рабочими профилями зубьев и небольшое заклинивание тормозящими профилями при обратном ходе.

2. Зубчатые колеса были изготовлены слесарными способами, однако при наличии дисковой фрезы со специальным профилем возможно изготовление колес методом копирования на зуборезном станке. Такой способ описан в работе [4]. Также возможно изготовление зубчатых колес литьем, методами порошковой металлургии и др.

3. Принципиально ничто не препятствует проектированию такой самотормозящейся передачи в опорах качения, однако угол зацепления тормозящих профилей должен достигать значений $87 \div 89°$, а колеса и весь привод должны быть изготовлены по высокому классу точности.

4. Вследствие высокой надежности и повышенного ресурса, бесшумности работы и благоприятной динамики при останове привода возможно применение предлагаемой передачи также в ручных или электрических лебедках, где торможение обычно осуществляется храповым механизмом.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Колчин Н. И., Мовнин М. С.** Теория механизмов и машин. Структура и кинематика механизмов. Динамика машин и трение. Л.: СУДПРОМГИЗ, 1962. 530 с.
2. **Каргин П. А.** Синтез новой схемы самотормозящегося зубчатого привода. Изв. вузов. Сев.-Кавказ. регион. Технические науки. 2006. № 1. С. 96—97.
3. **Вулгаков Э. Б.** Теория эвольвентных зубчатых передач. М.: Машиностроение, 1995. 320 с.
4. **Гавриленко В. А.** Зубчатые передачи в машиностроении. М.: Машиностроение, 1962. 531 с.

УДК 621.83.061.1.004.12

А. И. АБДУЛЛАЕВ, д-р техн. наук, А. М. НАДЖАФОВ, канд. техн. наук
(АзТУ, г. Баку)

Качественная оценка технического уровня пакетного редуктора

Редукторы, служащие для понижения частоты вращения и увеличения вращающего момента вала двигателя, благодаря высоким экономическим, потребительским и прочим характеристикам, широко применяются практически во всех отраслях машиностроения [1, 2]. Внешние (потребительские) характеристики редукторов любого типа определяются следующими основными параметрами: кинематической характеристикой редуктора — частотой вращения выходного вала (передаточным отношением); силовой характеристикой редуктора — вращающим моментом и допускаемой консольной нагрузкой на выходном валу; КПД редуктора.

По стандарту к редукторам общемашиностроительного применения относятся цилиндрические одно-, двух- и трехступенчатые редукторы с межосевым расстоянием тихоходной ступени до 710 мм. Около 75 % редукторов изготовляются в двухступенчатом исполнении с передаточными числами $8 \div 40$ с эвольвентным зацеплением. Двухступенчатые редукторы общемашиностроительного применения допускают вращающие моменты на выходном (тихоходном) валу от 31,5 до 125 000 Н · м. Трехступенчатые цилиндрические редукторы классического исполнения в основном имеют развернутую схему расположения зубчатых колес, обеспечивающую вращающие моменты на тихоходном валу $(1000 \div 4000)$ Н · м в диапазоне передаточных чисел $u_к = 45 \div 200$. Нередко используются трехступенчатые редукторы с развернутой второй ступенью, что обеспечивает более благоприятные условия работы быстроходной и тихоходной ступеней.

Промышленность серийно выпускает и более экономичные мотор-редукторы, в которых конструктивно объединены четырехполюсный электродвигатель и редуктор. При этом основные параметры редукторов определяются по номинальной частоте вращения быстроходного вала редуктора $n_б = 1500$ мин$^{-1}$.

Допускается использование редукторов с $n_б = 3000$ мин$^{-1}$ с условием, что окружная скорость зубчатых колес при смазывании маслом будет $u \leqslant 25$ м/с [3].

Общее передаточное число многоступенчатых редукторов разбивается между ступенями в соответствии с заданными условиями оптимизации. При этом основным условием для редукторов общего назначения являются минимальные масса и объем. Равенство диаметров зубчатых колес быстроходной и тихоходной ступеней является целесообразным и удобным критерием достижения этой цели. В трехступенчатых редукторах, в связи с ограничением предельных передаточных чисел зубчатой пары, диаметры колес быстроходной ступени обычно делают меньшими, а колес промежуточной и тихоходной ступеней — близкими по значению.

Главным общим показателем технического уровня редукторов является отношение массы m редуктора к допускаемому вращающему моменту T на его тихоходном валу: $\gamma = m/T$, кг/(Н · м).

Величина параметра γ зависит не только от твердости материалов зубчатых колес, но и от выбранной кинематической схемы редуктора. Поэтому совершенствование конструкции редукторов имеет очень важное значение для повышения их технического уровня.

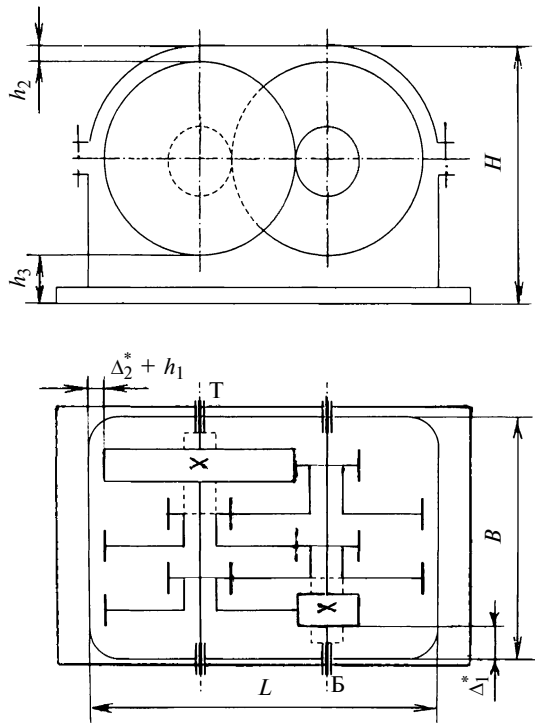
На кафедре "Детали машин и ПТМ" Азербайджанского технического университета разработан, изготовлен в лабораторных условиях и испытан пятиступенчатый редуктор принципиально нового конструктивного решения, названный пакетным редуктором, который состоит из цилиндрических зубчатых колес, установленных лишь на двух валах, и имеет высокие технический уровень, показатели надежности и КПД [4]. На рисунке 1 показана кинематическая схема этого редуктора.

Данная статья посвящена качественной оценке технического уровня многоступенчатого пакетного редуктора (на примере пятиступенчатого) с использованием безразмерных параметров, характеризующих прочность основных конструктивных элементов данной механической системы.

В отличие от многоступенчатых редукторов классического исполнения в пакетных редукторах и ведущий (быстроходный — Б) и ведомый (тихоходный — Т) валы являются основными конструктивными элементами, на которых установлено по несколько блоков зубчатых колес, принимающих непосредственное участие в передаче вращающего момента. Из расчета на кручение устанавливается взаимосвязь между диаметрами ведущего и ведомого валов для идеального случая, т. е. КПД пакетного редуктора $\eta_\Sigma = 1$. При этом диаметр ведомого вала несколько увеличится:

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

где u_Σ — общее передаточное число пакетного редуктора; $\psi_\tau = [\tau_2]/[\tau_1] = [\tau]^*/[\tau_1]$ (т. е. $[\tau_2] = [\tau]^*$ — безразмерный параметр, характеризующий отношение допускаемых напряжений кручения материалов ведомого $[\tau_2]$ и ведущего $[\tau_1]$ валов пакетного редуктора; $[\tau]^*$ — выбранное базовое значение напряжения кручения); $\psi_и = \sqrt[3]{u_\Sigma/\psi_\tau}$ — безразмерный параметр, учитывающий влияние общего передаточного числа и механических характеристик материалов ведущего и ведомого валов пакетного редуктора.



В пакетном редукторе диаметр окружности впадин любого из ведущих зубчатых колес незначительно больше диаметра ведомого вала, что весьма затрудняет конструирование блоков зубчатых колес в съемном исполнении с подшипниками скольжения на ведомом валу. Поэтому для обеспечения благоприятных условий монтажа конструктивных элементов пакетного редуктора при требуемой работоспособности диаметры начальных окружностей ведущих зубчатых колес, определяемые расчетом на контактную выносливость, связывают с диаметром ведомого вала.

Следует отметить, что соосное исполнение многоступенчатого пакетного редуктора требует равенства не только межосевого расстояния, но и диаметров начальных окружностей всех ведущих, а, следовательно, и всех ведомых зубчатых колес, т. е. равенства передаточных чисел всех ступеней. Это обстоятельство положительно влияет на унификацию конструктивных элементов данной механической системы.

Из расчета на контактную прочность определяется диаметр начальной окружности ведущего зубчатого колеса наиболее нагруженной тихоходной ступени пакетного редуктора:

$$d_{w1}^* = K_d \sqrt[3]{\frac{T^* K_{н\beta}}{\psi_{bd}[\sigma_н]^*} \frac{u+1}{u^2}},$$

где $K_d = \sqrt[3]{(Z_н Z_e Z_\varepsilon)^2 2K_{н\nu}}$ — вспомогательный коэффициент (здесь $Z_н$, Z_e, Z_ε — коэффициенты, учитывающие соответственно форму сопряженных поверхностей зубьев, механические свойства материалов сопряженных зубчатых колес и суммарную длину контактных линий); T^* — вращающий момент на выходном валу пакетного редуктора; $K_{н\beta}$ — коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по ширине зубьев зубчатых колес; $K_{н\nu}$ — коэффициент, учитывающий динамические нагрузки в зацеплениях зубчатых колес; $\psi_{bd} = b_w/d^*_{w1}$ — коэффициент ширины зубчатого колеса относительно диаметра; u — передаточное число одной ступени пакетного редуктора; $[\sigma_н]^*$ — допускаемое базовое контактное напряжение тяжелонагруженной ступени пакетного редуктора.

Из условия равенства диаметров начальных окружностей ведущих зубчатых колес ступеней пакетного редуктора устанавливается взаимосвязь между коэффициентами ширины зубчатых колес текущей и последующей ступеней:

$$(\psi_{ba})_{i+1} = (\psi_{bd})_i u \frac{[\sigma_н]_i^2}{[\sigma_н]_{i+1}^2} = \nu_i(\psi_{bd})_i,$$

где $\nu_i = u\dfrac{[\sigma_н]_i^2}{[\sigma_н]_{i+1}^2} = u\psi_\sigma$ — безразмерный параметр, регулирующий прочностные характеристики ступеней пакетного редуктора.

При этом согласно выбранной кинематической схеме пакетного редуктора ширины соответствующих блоков зубчатых колес ступеней представляются в следующей форме:

блок I: $l_1^* = l_1 + l_2 + \Delta_1 = [\psi_{bd}\psi_d(1 + \nu_1) + \psi_{\Delta_1}]d_1$;

блок II: $l_2^* = l_2 + \nu_2 l_2 + \Delta_2 = [\psi_{bd}\psi_d(1 + \nu_2)\nu_1 + \psi_{\Delta_2}]d_1$;

блок III: $l_3^* = l_3 + \nu_3 l_3 + \Delta_3 = [\psi_{bd}\psi_d(1 + \nu_3)\nu_1\nu_2 + \psi_{\Delta_3}]d_1$;

блок IV: $l_4^* = l_4 + \nu_4 l_4 + \Delta_4 = [\psi_{bd}\psi_d(1 + \nu_4)\nu_1\nu_2\nu_3 + \psi_{\Delta_4}]d_1$;

.....

блок K: $l_n^* = l_n + \nu_n l_n + \Delta_n = [\psi_{bd}\psi_d(1 + \nu_n)\nu_1\nu_2\nu_3...\nu_n + \psi_{\Delta_n}]d_1$.

С введением безразмерного параметра $\psi^*_{li} = l_i^*/d_i$ при $\nu_1 = \nu_2 = \nu_3 = ... = \nu_n$; $\psi_{\Delta_1} = \psi_{\Delta_2} = \psi_{\Delta_3} = ... = \psi_{\Delta_n} = \psi_\Delta$ имеем $\psi_{l_n} = \nu^{n-1}(1 + \nu)\psi_{bd}\psi_{d_1} + \psi_\Delta$, $n = 1, 2, 3, ..., (k - 1)$, где ψ_{d_1} — безразмерный параметр, характеризующий отношение диаметра шестерни к диаметру ведущего (входного) вала пакетного редуктора; l — число ступней пакетного редуктора.

Таким образом ширину B, длину L и высоту H (см. рисунок) пакетного редуктора можно определить следующими выражениями:

$$B = l_1^* + ... + l_n^* + 2\Delta_1^* + 2B^* = [\psi_{bd}\psi_d(1 + \nu)(1 + \nu + \nu^2 + ... + \nu^{n-1}) + 2(\psi^*_{\Delta_1} + \psi_B\psi_u)]d_1;$$

$$L = 2d_{w_2} + 2\Delta_2^* + 2h_1 = 2(u\psi_{d_1} + \psi^*_{\Delta_2} + \psi_{h_1})d_1;$$

$$H = d_{w_2} + h_2 + h_3 = (u\psi_{d_1} + \psi_{h_2} + \psi_{h_3})d_1,$$

где Δ_1^*, Δ_2^*, h_1, h_2, h_3 — конструктивные размеры пакетного редуктора.

При этом в качестве обобщенного параметра принят диаметр ведущего вала пакетного редуктора.

Очевидно, что габаритные размеры пакетного редуктора можно аналогичным образом связать с диаметром d_{w1} начальной окружности ведущего зубчатого колеса наиболее нагруженной ступени.

Поскольку понятие "технический уровень" установлено и регламентировано, то его значения целесообразно оценивать количественным показателем, отражающим соотношение затраченных средств и полученного "результата". За "результат" для пакетного редуктора принимается его нагрузочная способность, характеризуемая значением вращающего момента T^*, Н · м, на его выходном валу. В качестве объективной меры затраченных средств принимается масса m, кг, пакетного редуктора, в которой практически интегрированы все геометрические параметры редуктора. Выбранный критерий характеризует расход материалов на передачу вращающего момента и дает возможность для сравнения пакетного редуктора с редукторами классического исполнения.

После разработки, окончательного конструирования и установления максимальных габаритных размеров $L \times B \times H$ пакетного редуктора, действительная масса данной механической системы определяется с помощью выражения

$$m = 10^{-9}\varphi\rho V,$$

где φ — коэффициент заполнения, определяется ориентировочно в соответствии с предельными значениями принятого критерия; $\rho = 7800$ кг/м^3 — плотность материалов конструктивных элементов пакетного редуктора; V — условный объем пакетного редуктора, определяемый как произведение максимальных длины L, ширины B и высоты H редуктора, мм^3:

$$V = BLH = \frac{5}{u_\Sigma\eta_\Sigma[\tau]^*}\{[\psi_{bd}\psi_{d_1}(1 + \nu)(1 + \nu + \nu^2 + ... + \nu^{n-1}) + 2(\psi^*_{\Delta_1} + \psi_B\psi_u)]2(u\psi_{d_1} + \psi^*_{\Delta_2} + \psi_{h_1})(u\psi_{d_1} + \psi_{h_2} + \psi_{h_3})\}T^* = 5\psi^*T^*/(u_\Sigma\eta_\Sigma[\tau]^*).$$

Таким образом, технический уровень пакетного редуктора оценивается выражением:

$$\gamma = 5 \cdot 10^{-3}\varphi\rho\psi^*/(u_\Sigma\eta_\Sigma[\tau]^*), \text{ кг/(Н · м)}.$$

Если известно или установлено допускаемое базовое контактное напряжение материала наиболее нагруженной ступени пакетного редуктора, то допускаемое базовое напряжение кручения материала выходного вала определяется по формуле:

Безразмерный параметр ν	Показатель γ, кг/(Н · м) технического уровня пакетного редуктора при коэффициенте заполнения φ				
	0,30	0,35	0,40	0,45	0,50
1,50	0,0523	0,0611	0,0698	0,0785	0,0872
1,60	0,0548	0,0640	0,0731	0,0822	0,0914
1,70	0,0566	0,0661	0,0755	0,0850	0,0944
1,80	0,0587	0,0685	0,0783	0,0881	0,0979
1,90	0,0611	0,0713	0,0815	0,0917	0,1018
2,00	0,0638	0,0744	0,0850	0,0957	0,1063

$$[\tau]^* = 5\psi_{bd}\nu^{k-1}[\sigma_{\text{н}}^*]^2u^2/[\psi_d^3\, K_d^3\, \text{K}_{\text{н}\beta}(u+1)],$$

где $\psi_d = d_2/d_{w1}^*$ — безразмерный параметр, характеризующий отношение диаметра выходного вала к диаметру начальной окружности шестерни наиболее нагруженной выходной ступени, выбор рационального значения которого создает благоприятные условия монтажа конструктивных элементов пакетного редуктора; ψ^* — обобщенный безразмерный параметр, содержащий прочностные, геометрические и конструктивные параметры пакетного редуктора:

$$\psi^* = [\psi_{bd}\psi_{d_1}(1+\nu)(1+\nu+\nu^2+...+\nu^{n-1}) + 2(\psi_{\Delta_1}^* + \psi_B\psi_u)]2(u\psi_{d_1} + \psi_{\Delta_2}^* + \psi_{h_1})(\text{u}\psi_{d_1} + \psi_{h_2} + \psi_{h_3}).$$

Для проверки достоверности выдвинутых положений проведен численный эксперимент применительно к пятиступенчатому пакетному редуктору ($K = 5$) с общим передаточным отношением $u_\Sigma = 3^5 = 243$. Ведомый вал изготовлен из стали 40Х с термообработкой при $[\tau_2] = [\tau]^* = 40$ МПа. Быстроходный вал изготовлен из стали 20Х с цементацией шеек под посадки подшипников. В качестве входных параметров приняты:

$$\eta_\Sigma = 0{,}9;\ \psi_{bd} = 0{,}1;\ 0{,}3 \leqslant \psi_{d_1} \leqslant 0{,}6;\ 0{,}3 \leqslant \varphi \leqslant 0{,}6;$$

$$1{,}5 \leqslant \nu \leqslant 2{,}0;\ \psi_{\Delta_1}^* = \psi_{\Delta_2}^* = 0{,}1;\ \psi_B = 0{,}5;\ \psi_u = 5;$$

$$\psi_{h_1} = \psi_{h_2} = \psi_{h_3} = 0{,}2.$$

В таблице представлены результаты расчета качественной оценки технического уровня пакетного редуктора при $\psi_{d_1} = 0{,}5$.

Выводы

1. Впервые получено выражение, характеризующее функциональную связь между техническим уровнем пакетного редуктора и прочностью конструктивных элементов данной механической системы.

2. На основании полученных результатов установлено, что технический уровень разработанного пакетного редуктора соответствует уровню лучших современных редукторов.

3. Варьированием характерных параметров, в частности ψ_d, ν, φ, технический уровень пакетного редуктора можно довести до уровня лучших образцов: $\gamma \leqslant 0{,}6$, кг/(Н · м).

4. Определение показателя γ дает возможность сравнить разработанный пакетный редуктор по техническому уровню со стандартными и решить вопрос о целесообразности его изготовления и использования в различных отраслях машиностроения.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Решетов Д. Н.** Детали машин. М.: Машиностроение, 1989. 496 с.

2. **Иосилевич Г. Б.** Детали машин. М.: Машиностроение, 1988. 368 с.

3. **ГОСТ 21354—87.** Передачи зубчатые цилиндрические эвольвентные внешнего зацепления. Расчет на прочность. М.: Изд-во стандартов, 1988. 125 с.

4. **Создание** и оценка технического уровня пакетного редуктора / А. И. Абдуллаев, Г. Ш. Давидов, А. М. Наджафов, Н. Р. Гамидов // Сб. докл. междунар. конгресса "Механика и трибология транспортных систем—2003". Ростов-на-Дону: 2003. С. 14—17.

ВНИМАНИЮ АВТОРОВ!

Правила подготовки рукописей смотрите в №1 за 2008 г. на третьей странице обложки.

УДК 678.4.06:621.81

И. А. ТРИБЕЛЬСКИЙ, канд. техн. наук, А. В. ЗУБАРЕВ
(ФГУН НПП "Прогресс", г. Омск)

Расчетный анализ напряженно-деформированного и теплового состояний резинокордных оболочек высокоэластичных муфт

Предложено решение термоупругой стационарной задачи с учетом зависимостей упругих и теплофизических констант материала от температуры и величины деформации. Приведены примеры расчета напряженно-деформированного и теплового состояний резинокордных оболочек высокоэластичных муфт (диафрагменного и торообразного типов), а также баллонов шинно-пневматических муфт.

A solution of thermo-elastic stationary problem subject to dependences of elastic and thermal-physic constants of a material upon a temperature and deformation rating has been proposed. Calculation examples of a deflected mode and thermal state of rubber-cord shells of highly elastic clutches (of diaphragm and toroidal types) and balloons of tire-type pneumatic clutches are presented.

Высокоэластичные муфты с резинокордными оболочками разной формы получили широкое распространение в современном машиностроении благодаря способности компенсировать значительные смещения осей соединяемых валов, демпфировать все виды колебаний, сдвигать резонансные частоты из рабочей области скоростей вращения привода. Используемые во вновь разрабатываемых высокоэластичных муфтах упругие оболочки представляют собой сложные многослойные резинокордные конструкции, склонные к саморазогреву при действии переменных крутящих моментов и радиальных нагрузок. На рис. 1 показаны характерные конструкции муфт с резинокордными оболочками. Для их расчета пришлось существенно уточнить использовавшиеся ранее расчетные модели резинокордных оболочек муфт [1, 2].

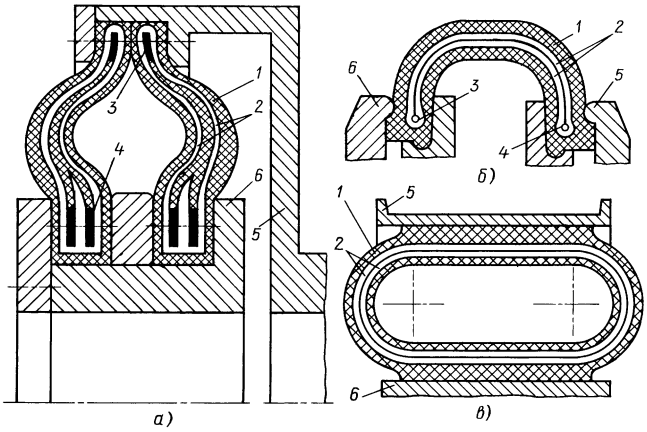


Рис. 1. Муфты с резинокордными оболочками диафрагменного (*а*), торообразного (*б*) и баллонного (*в*) типов для шинно-пневматических муфт:
1 — резина; *2* — кордный каркас; *3* и *4* — бортовые кольца; *5* и *6* — полумуфты

В работах [3, 4] решены задачи расчета напряженно-деформированного состояния резинокордных оболочек муфт на основе шаговой процедуры метода конечных элементов (МКЭ) с учетом физической и геометрической нелинейности при осесимметричном и кососимметричном нагружении, появилась возможность определить мощность внутренних источников теплоты и рассчитать температурное поле оболочки муфты. В данной статье обобщены результаты работ [3, 4].

Рассмотрим алгоритм решения задачи. Упругие свойства резинокордной оболочки описываются с помощью кольцевых конечных элементов треугольного сечения двух типов: изотропных — для описания свойств резины и анизотропных — для описания свойств каркаса. Применяется шаговая процедура решения с малым приращением нагрузок на каждом шаге решения, при этом рассматриваются малые, но конечные перемещения, учитывается достигнутый уровень напряжений [5]. На каждом шаге решается упругая задача:

$$([\bar{K}]_{K-1} + [K_\sigma]_{K-1})\{\delta\}_K = \Delta\{R\}_K, \qquad (1)$$

где $[\bar{K}]^e_{K-1} = \int\limits_{V^e} [\bar{B}]^T_K [D]_K [\bar{B}]_K dV$; $[K_\sigma]^e_K = \int\limits_{V^e} [\bar{G}]^T_K \times$ $\times [M]_K [\bar{G}]_K dV$; $[\bar{K}]_{K-1}$ — матрица начальных перемещений системы (определяется по координатам узловых точек после $(K-1)$-го шага решения) и начальных напряжений системы; $\Delta\{\delta\}_K$, $\Delta\{R\}_K$ — приращения векторов перемещений и нагрузок на K-м шаге решения; $[K]^e_K$, $[K_\sigma]^e_K$ — матрицы начальных перемещений и напряжений конечного элемента e; V^e — объем конечного элемента; $[B]_K$ — матрица связи перемещений узлов с деформациями элемента; $[D]_K$ — матрица упругости конечного элемента; $[\bar{G}]_K$ — матрица связи перемещений узлов с частными производными перемещений по координатам; $[M]_K$ — матрица размерности 9×9, состоящая из шести компонент суммарных напряжений.

Матрицы $[\bar{B}]_K$ и $[\bar{G}]_K$ получены для двух случаев нагружения оболочки: осесимметричного и кососимметричного. Осесиметричное нагружение возникает при действии давления рабочей среды, крутящего момента и осевом смещении полумуфт, кососимметричное — при радиальном и угловом смещении полумуфт. Для описания указанных деформаций наиболее рациональным является использование полуаналитического МКЭ [5], который

предполагает, в нашем случае, следующее представление перемещений внутри каждого конечного элемента:

$$\{f\}^e = \begin{Bmatrix} u \\ \vartheta \\ w \end{Bmatrix} = \{[N_0(r, z)] + [N^C(r, z)]\cos\varphi + \\ + [N^S(r, z)]\sin\varphi\} \cdot \{\delta\}^e, \qquad (2)$$

где u, ϑ, w — радиальное, осевое и окружное перемещения точки с координатами r, z; $[N_0]$, $[N^S]$, $[N^C]$ — функции формы поля перемещений; $\{\delta\}^e$ — вектор перемещений узлов конечного элемента; φ — окружной угол.

$$\{\delta\}^{eT} = [u_1, \vartheta_i, \omega_i, u_j, \vartheta_j, \omega_j, u_m, \vartheta_m, \omega_m, \\ u_i^C, \vartheta_i^C, \omega_i^C, u_j^C, \vartheta_j^C, \omega_j^C, u_m^C, \vartheta_m^C, \omega_m^C, \\ u_i^S, \vartheta_i^S, \omega_i^S, u_j^S, \vartheta_j^S, \omega_j^S, u_m^S, \vartheta_m^S, \omega_m^S],$$

Перемещения узлов с верхним индексом C — коэффициенты при $\cos\varphi$, а с индексом S — коэффициенты при $\sin\varphi$.

$$[N_0] = [N^C] = [N^S] = \begin{vmatrix} N_i & 0 & 0 & N_j & 0 & 0 & N_m & 0 & 0 \\ 0 & N_i & 0 & 0 & N_j & 0 & 0 & N_m & 0 \\ 0 & 0 & N_i & 0 & 0 & N_j & 0 & 0 & N_m \end{vmatrix},$$

где $N_i = (a_i + b_i r + c_i z)/2\Delta$; $a_i = r_j r_m - r_m r_j$; $b_i = z_i - z_m$, $c_i = r_m - r_j$; Δ — площадь сечения элемента. Коэффициенты N_j, N_m получают путем циклической перестановки индексов в выражении для N_i.

Аналогично в виде функций угла φ представляются внешние нагрузки.

Далее, подставляя выражения (2) в формулы для расчета деформаций в цилиндрической системе координат с учетом нелинейных составляющих [6], после преобразований получаем выражения для определения элементов матриц $[\bar{B}]_K$, $[\bar{G}]_K$, $[M]_K$. Ввиду громоздкости данные матрицы в статье не приводятся. Необходимо отметить, что матрица $[\bar{B}]_K$ в общем случае имеет размерность 6×27 и распадается на две независимые матрицы, описывающие осесимметричные (размерность 6×9) и кососимметричные (размерность 6×18) деформации. Аналогично матрица $[\bar{G}]_K$, имеющая размерность 9×27, распадается на две независимые матрицы с размерностями 9×9 и 9×18. Матрица $[M]_K$ имеет размерность 9×9. Матрица упругости анизотропного элемента пересчитывается на каждом шаге решения и учитывает возможность работы нити корда на сжатие в массиве резины [2, 3].

При расчете по формуле (1) величина приращения вектора нагрузок выбирается на основании сопоставления результатов пробных расчетов при различных приращениях нагрузок.

В решении упругой задачи нагружения муфты постоянными рабочими нагрузками учитывается физическая нелинейность, обусловленная тем, что при малых деформациях ($\varepsilon < 5$ %) резина обладает высоким модулем упругости, величина которого определяется в основном степенью наполнения и активностью наполнителя, присутствующего в резине [4, 7, 8].

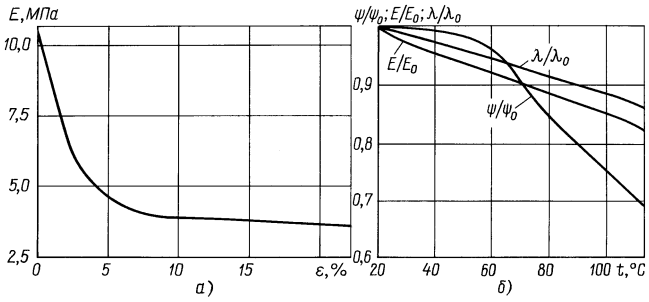


Рис. 2. Зависимость касательного модуля от деформации растяжения резины на основе каучуков СКМС-30АРК + СКД с содержанием 26 % об. наполнителя (скорость деформации $\dot{\varepsilon}$ = 0,01 мин$^{-1}$) (*а*) и характерные зависимости физических констант резины от температуры (*б*)

На рис. 2, *а* приведена полученная кривая, отражающая влияние деформации на изменение касательного модуля растяжения одной из используемых для изготовления оболочек муфт резин. В расчете кривая аппроксимируется полиномом 5-й степени.

Чтобы использовать модули, полученные на образцах при одноосной деформации, для расчета резинокордного изделия со сложным трехосным напряженным состоянием, воспользуемся нелинейной теорией упругости, согласно которой в каждой точке тела величина модуля при сложном напряженном состоянии может быть рассчитана по кривой одноосного деформирования с той лишь разницей, что вместо величины деформации ε образца принимается величина интенсивности деформации ε_i. Другой фактор, обусловливающий нелинейность, связан с изменением угла наклона нити корда в процессе нагружения оболочки крутящим моментом, что также учитывается в расчете.

Далее рассмотрим стационарную тепловую задачу, представляющую наибольший интерес с точки зрения расчета максимальной температуры, которая возникает в оболочках при стационарном режиме, обусловленном вращением с угловыми и радиальными расцентровками валов, а также действием переменных крутящих моментов, наложенных на средний (номинальный) момент. Необходимо отметить, что для любой внешней периодической нагрузки, воздействующей на упругий элемент, задача расчета его стационарной теплопроводности является осесимметричной.

Ввиду малости деформации, обусловленные температурным расширением резины, в расчетах не учитываются. Поля температур определяем из решения задачи стационарной теплопроводности, записанной в виде [4, 9]:

$$([L] + [C_h])\{T\} = \{Q\}, \qquad (3)$$

где $[L]$ — матрица теплопроводности конструкции; $[C_h]$ — матрица теплообмена; $\{Q\}$ — вектор теплообразования.

В нашем случае для используемых кольцевых конечных элементов треугольного сечения имеем:

$$[C_h] = 2\pi\alpha \int_{l^e} \begin{bmatrix} N_i \\ N_j \end{bmatrix} [N_i,\ N_j] r \mathrm{d}l;$$

$$[L]^e = 2\pi\lambda \int_{A^e} \begin{vmatrix} \dfrac{\partial N_i}{\partial r} & \dfrac{\partial N_i}{\partial z} \\ \dfrac{\partial N_j}{\partial r} & \dfrac{\partial N_j}{\partial z} \\ \dfrac{\partial N_m}{\partial r} & \dfrac{\partial N_m}{\partial z} \end{vmatrix} \begin{vmatrix} \dfrac{\partial N_i}{\partial r} & \dfrac{\partial N_j}{\partial r} & \dfrac{\partial N_m}{\partial r} \\ \dfrac{\partial N_i}{\partial z} & \dfrac{\partial N_j}{\partial z} & \dfrac{\partial N_m}{\partial z} \end{vmatrix} r \mathrm{d}r\mathrm{d}z,$$

где N_i, N_j, N_m — функции формы поля перемещений; A^e — площадь сечения конечного элемента; l^e — граница, по которой осуществляется теплообмен; λ — теплопроводность резины упругого элемента; α — коэффициент теплоотдачи граничной поверхности упругого элемента.

Коэффициент конвективной теплоотдачи с наружной поверхности вращающейся муфты при числе Рейнольдса $\mathrm{Re} > 4 \cdot 10^4$; может быть рассчитан по зависимости:

$$\alpha = 0{,}032 \frac{\lambda_в}{l} \mathrm{Re}^{0,8},$$

где $\lambda_в$ — коэффициент теплопроводности воздуха; l — характерный линейный размер охлаждаемого тела.

Теплопроводность резины определяли в зависимости от ее состава, согласно работе [10]. Мощность, затрачиваемая на деформацию единицы объема материала и переходящая в теплоту за цикл деформации с периодом времени T,

$$Q_\varphi = \frac{\omega}{2\pi} \int_0^T (\sigma_r \dot{\varepsilon}_r + \sigma_\varphi \dot{\varepsilon}_\varphi + \sigma_z \dot{\varepsilon}_z + \\ + \tau_{rz}\dot{\gamma}_{rz} + \tau_{r\varphi}\dot{\gamma}_{r\varphi} + \tau_{z\varphi}\dot{\gamma}_{z\varphi})\mathrm{d}t,$$

где σ_r, σ_z, σ_φ, τ_{rz}, $\tau_{r\varphi}$, $\tau_{z\varphi}$ — напряжения и деформации, возникающие в исследуемом единичном объеме материала при действии переменных нагрузок; ω — угловая скорость изменения нагрузки; t — время.

Полагая, что резина следует линейному вязкоупругому закону деформирования, описываемому моделью Максвелла, теплообразование в единице объема резины можно выразить в первом приближении так:

$$Q_\varphi = \frac{\omega\psi}{2\pi} G^д (2\varepsilon_r^2 + 2\varepsilon_\varphi^2 + 2\varepsilon_z^2 + \gamma_{rz}^2 + \gamma_{r\varphi}^2 + \gamma_{z\varphi}^2),$$

где ψ — коэффициент диссипации энергии; $G^д$ — динамический модуль сдвига резины.

При расчете полагаем, что теплоотвод внутрь муфты отсутствует, снаружи имеет место конвективный теплообмен, учитывается тепловой поток в металлоарматуру. Коэффициент диссипации энергии определяется на приборе фирмы "Инстрон" при синусоидальном режиме нагружения. Поскольку возникающие при работе муфты деформации корда на порядок меньше деформаций резины и удельные потери энергии в корде также сравнительно малы, то, как показывают оценочные расчеты, теплообразованием в нитях в данном случае можно пренебречь.

В расчете учитываются зависимости коэффициента диссипации энергии, модуля упругости и коэффициента теплопроводности резин от температуры. Эти зависимости определяются экспериментальным путем для каждой резины, используемой в муфте. Например, зависимость коэффициента диссипации энергии от температуры принимается в виде:

$$\psi(t) = \psi_0 + f(t_1)(at^2 + bt + c),$$

где ψ_0, a, b, c — константы, определяемые экспериментально для каждой резины; t_1 — температура, начиная с которой требуется учитывать зависимость ψ от t:

$$f(t_1) = \begin{cases} 0 \text{ при } t \leqslant t_1 \\ 1 \text{ при } t > t_1. \end{cases}$$

На рис. 2, *б* показаны характерные зависимости физических констант материала от температуры (ψ_0, λ_0, E_0 — значения констант при 20 °С).

Упругая и тепловая задачи [системы уравнений (1) и (3)] решаются последовательно с учетом физической и геометрической нелинейности и зависимости упругих и теплофизических констант материала от температуры и величины деформации. Решение периодически через каждые три—четыре шага уточняется по процедуре метода Ньютона—Канторовича.

Для реализации расчета жесткостных характеристик, напряженного и температурного состояний оболочек муфт разработан комплекс программ под общим названием "TREA 1" для ПЭВМ, который позволяет видеть результаты расчета и реализовать нагружение оболочки муфты различными внешними факторами в любой заданной последовательности и совокупности.

В качестве примеров на рис. 3 ÷ 5 приведены некоторые результаты расчета напряженно-деформиро-

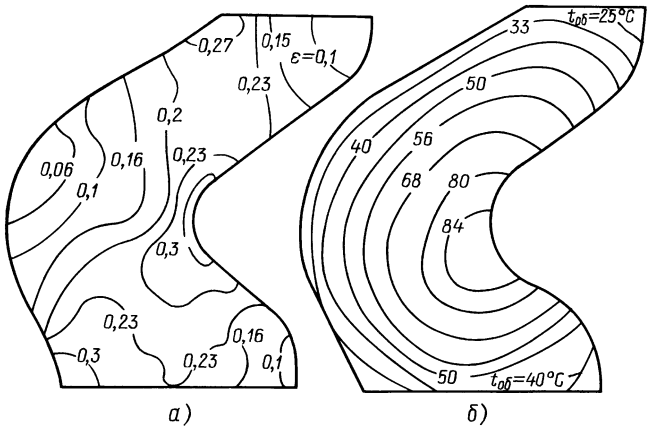


Рис. 3. Поле интенсивностей деформаций ε оболочки муфты при $M_{ном}$ = 20 кН·м, n = 1500 мин$^{-1}$ (*а*), поле температур $t_{об}$ оболочки муфты при M_ν = 6,2 кН·м, ν = 500 кол./мин, $M_{ном}$ = 20 кН·м, n = 1500 мин$^{-1}$ (*б*)

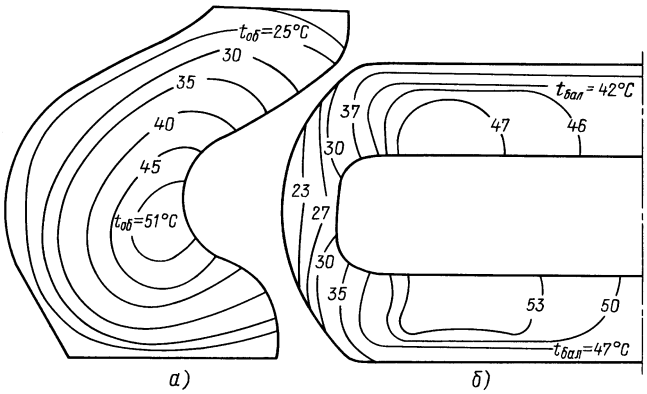


Рис. 4. Поле температур $t_{об}$ оболочки муфты при $\Delta_р$ = 0,1 см, $M_{ном}$ = 20 кН·м, n = 2500 мин$^{-1}$ (*а*), поле температур $t_{бал}$ баллона муфты при M_ν = 90 кН·м, ν = 500 кол./мин, $M_{ном}$ = 450 кН·м, n = 550 мин$^{-1}$, p = 1,6 МПа (*б*)

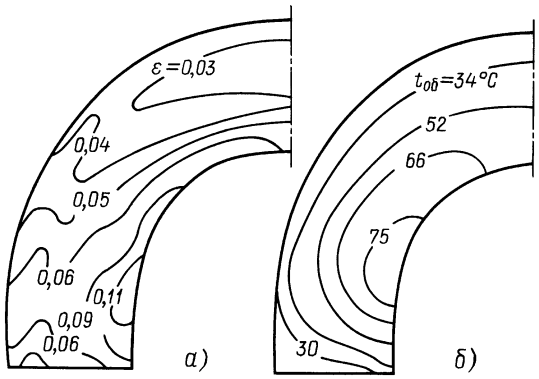


Рис. 5. Поле интенсивностей деформаций ε оболочки муфты при $M_{ном}$ = 4 кН·м, n = 1500 мин$^{-1}$ (*а*), поле температур $t_{об}$ оболочки муфты при M_ν = 1,2 кН·м, ν = 1500 кол./мин, $M_{ном}$ = 4 кН·м, n = 1500 мин$^{-1}$ (*б*)

ванного и теплового состояний резинокордных оболочек высокоэластичных муфт и баллона шинно-пневматической муфты. Расчетному исследованию подвергались: оболочка диафрагменного типа с наружным диаметром 650 мм (рис. 3, 4, *а*), баллон шинно-пневматической муфты с наружным диаметром 1600 мм (рис. 4, *б*), торообразная оболочка с наружным диаметром 660 мм (рис. 5). На рис. 3 ÷ 5 приняты следующие обозначения: $M_{ном}$ — средний крутящий момент; M_υ — переменный крутящий момент; ν — частота изменения переменного момента; n — частота вращения муфты; p — давление газа в баллоне; $\Delta_р$ — радиальное смещение полумуфт.

На приведенных рисунках наглядно показаны деформационные и тепловые поля оболочек, зоны максимальных деформаций и температур.

Экспериментальные исследования подтверждают достаточную практическую точность результатов расчета. Экспериментальные значения температуры в различных зонах отличаются от расчетных не более, чем на 15 %.

Разработанные программы расчета дают возможность определить конструктивные параметры и свойства материалов оболочек, которые обеспечивают оптимальные характеристики муфт, их максимальную долговечность и тем самым позволяют значительно снизить необходимый объем испытаний муфт на стендах и в условиях эксплуатации.

Выводы

Решена задача расчета напряженно-деформированного и теплового состоянии резинокордных оболочек высокоэластичных муфт на основе шаговой процедуры МКЭ с учетом физической и геометрической нелинейности и зависимостей упругих и теплофизических констант материала от температуры и величины деформации. Упругая и тепловая задачи решаются последовательно, итерационным методом с периодическим уточнением по методу Ньютона—Канторовича.

2. Для реализации разработанного алгоритма расчета разработан комплекс программ "TREA 1", позволяющий на стадии проектирования определять оптимальные конструктивные параметры резинокордных упругих оболочек муфт.

3. Разработанный алгоритм расчета может быть применен также для расчета оболочек подрессоривания, шин и других резинокордных изделий и рекомендован для внедрения на предприятиях (ФГУП НПП "Прогресс", г. Омск, КБСМ, г. Санкт-Петербург).

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Расчеты** на прочность в машиностроении / Под ред. С. Д. Пономарева. Т. 2. М.: Машгиз, 1958. 974 с.

2. **Трибельский И. А., Бухин Б. Л., Виташевский Е. П.** Метод расчета кососимметрично нагруженных резинокордных оболочек высокоэластичных муфт // Холодильные и компрессорные машины: Сб. науч. тр. / Под ред. В. И. Гриценко. Омск: ОмПИ, 1980. С. 114—129.

3. **Трибельский И. А., Ердеев А. И., Абакумов Ю. В.** Метод расчетного исследования влияния конструктивных параметров и свойств материалов на характеристики и напряженное состояние резинокордных баллонов шинно-пневматических муфт // Проблемы шип и резинокордных композитов: Материалы второго всесоюзного симпозиума. М.: ЦНИИТЭнефтехим, 1990. С. 83—87.

4. **Трибельский И. Л., Ердеев А. И., Абакумов Ю. В.** Метод расчета нелинейных жесткостных характеристик, напряженного состояния и полей температур резинокордных оболочек высокоэластичных муфт // Проблемы шин и резинокордных композитов. Нелинейность и нестационарность: Материалы третьего всесоюзного симпозиума. М.: ЦНИИТЭнефтехим, 1991. С. 87— 94.

5. **Зенкевич О.** Метод конечных элементов в технике. М.: Мир, 1975. 539 с.

6. **Лавендел Э. Э.** Расчет резинотехнических изделий. М.: Машиностроение, 1976. 232 с.

7. **Бартенев Г. М.** Структура и релаксационные свойства эластомеров. М.: Химия, 1979. 226 с.

8. **Кучерский А. М.** Деформационные свойства резин при больших удлинениях // Каучук и резина. 1990. № 8. С. 26—31.

9. **Михайлов Ю. К., Иванов Б. С.** Муфты с неметаллическими упругими элементами. Л.: Машиностроение, 1987. 186 с.

10. **Бухина М. Ф.** Техническая физика эластомеров. М.: Химия, 1984. 236 с.

УДК 621.791.052:539.374

А. А. ОСТСЕМИН, д-р техн. наук, П. Б. УТКИН
(Южно-Уральский НПЦ, г. Челябинск)

Расчет коэффициентов концентрации напряжений внутренних технологических сварочных дефектов[1]

При конструктивно-технологическом проектировании конструкций возникает необходимость в оценке работоспособности сварных соединений с учетом концентрации напряжений. В сварных конструкциях, работающих при статическом нагружении, технологические дефекты становятся очагами возникновения трещин, а при переменных нагрузках они снижают предел выносливости сварных соединений. Целесообразно проанализировать влияние размеров внутренних технологических сварочных дефектов (трещин, непроваров, шлаковых включений, пор, раковин, несплавлений) на степень их опасности, так как эти дефекты приводят к снижению работоспособности конструкции вследствие значительной концентрации напряжений и деформаций. Радиус закругления дефекта зависит от способа сварки, марки металла, стабильности параметров режима сварки. Более острые внутренние дефекты (непровары, острые шлаковые включения) могут приводить к преждевременному разрушению в связи с большой концентрацией напряжений. Проблема влияния технологических сварочных дефектов на статическую и циклическую прочность представляет интерес, когда наличие дефекта может привести к хрупкому разрушению в диапазоне температур ниже критической. Проблема научного обоснования нормирования внутренних технологических дефектов сварных соединений весьма актуальна. В связи с этим были проведены многочисленные исследования [1—8 и др.] влияния различных геометрических параметров внутренних технологических дефектов в стыковых и угловых сварочных швах на концентрацию напряжений. Напряженное состояние оценивали по коэффициенту концентрации напряжений с помощью разных методов.

Малоцикловые испытания показали, что несплавления имеют трещиноподобный характер, стадия зарождения трещины для них практически отсутствует [1]. К настоящему времени концентрация напряжений в сварных соединениях изучена недостаточно [1—8]. Последующие исследования допустимости технологических дефектов связаны с расчетом коэффициентов концентрации напряжений. Метод оценки технологических отклонений, основанный на коэффициентах концентрации напряжений, имеет определенные достоинства [2—9]. Технологические дефекты имеют заостренную эллиптическую форму в вершине, существенно отличающуюся от формы усталостной трещины. Радиус в вершине непровара может изменяться в широких пределах — от 0,001 до 0,1 мм [9]. Прямой перенос положений механики разрушения, разработанных для оценки опасности возникновения трещин, на концентраторы напряжений и технологические дефекты, характерные для сварных соединений, некорректен [10].

Целью статьи является определение значения теоретического коэффициента α_σ концентрации напряжений сварных соединений с внутренними технологическими сварочными дефектами.

Представим плоский технологический дефект в виде внутреннего эллиптического выреза (рис. 1). Рассмотрим напряженное состояние пластины с центральным эллиптическим вырезом при двухосном растяжении [9]. Для определения компонент тензора напряжений воспользуемся методом Колосова—Мусхелишвили теории функций комплексного переменного [11]. Комплексные функции $\varphi(z)$ и $\psi(z)$ имеют вид [9]:

$$\begin{cases} \varphi(z) = \dfrac{\sigma}{4m}\{-(1-\varepsilon)z + [m(1+\varepsilon) + (1-\varepsilon)\sqrt{z^2-d^2}\}; \\ \psi(z) = \dfrac{\sigma}{2}\{(1-\varepsilon)\dfrac{1+m^2}{2m^2}z - (1-\varepsilon)\dfrac{1-m^2}{2m^2}\sqrt{z^2-d^2} - \\ - [m(1+\varepsilon) + (1-\varepsilon)]\dfrac{1+m^2}{m(1+m)^2}\dfrac{a^2}{\sqrt{z^2-d^2}}\}, \end{cases} \quad (1)$$

где a, b — большая и малая полуоси эллиптического выреза; $m = (a-b)/(a+b)$; $d = \sqrt{a^2-b^2} = a2\sqrt{m}/(1+m)$ — параметры выреза; σ — напряжение вдоль оси OY; ε — параметр двухосности нагружения пластины, равный отношению горизонтального напряжения к вертикальному.

Согласно методу Колосова—Мусхелишвили, напряженное состояние в плоских задачах теории упругости определяется двумя комплексными функциями $\varphi(z)$ и $\psi(z)$, с которыми компоненты тензора напряжений связаны выражениями [11]:

$$\begin{cases} \sigma_z + \sigma_y = 2[\varphi'(z) + \overline{\varphi'(z)}]; \\ \sigma_y - \sigma_x + 2i\tau_{xy} = 2[\bar{z}\varphi''(z) + \psi'(z)]. \end{cases} \quad (2)$$

Подставив выражения комплексных функций $\varphi(z)$ и $\psi(z)$ из системы (1) в формулы (2), получим тензор напряжений [9].

Используя алгоритм из работы [12] и уравнение системы (1), по формуле

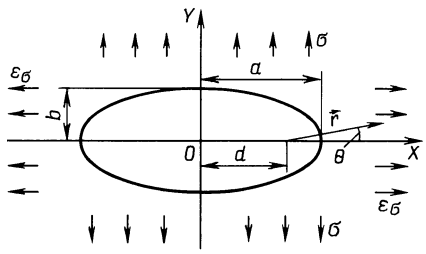


Рис. 1. Схематичное изображение эллиптического выреза

* Работа поддержана грантом РФФИ № 05-08-18179а.

$$K = K_I - iK_{II} = \lim_{z \to d} [2\sqrt{2\pi}\,\sqrt{z-d}\,\varphi'(z)]$$

определим коэффициенты интенсивности напряжений (КИН)

$$K_I = \sqrt[4]{\frac{4m}{(1+m)^2}}\left[\sqrt{\pi a}\,\frac{\sigma[m(1+\varepsilon)+(1-\varepsilon)]}{2m}\right];\ K_{II} = 0. \quad (3)$$

Вычислим значение напряжения σ_y на оси технологического дефекта. Это значит, что $z = x$, а комплексные функции принимают только вещественные значения. Произведем замену координат в виде $z = r + d$, с учетом выражений (3) для КИН из выражений (2) и (1) получим точное значение напряжения σ_y:

$$\sigma_y = \frac{\sigma(1-\varepsilon)}{4m}\left\{\frac{(1-m)^2}{m} - \frac{1-m^2}{m}\,\frac{r+d}{\sqrt{r(r+2d)}}\right\} + \frac{K_I}{2\sqrt{\pi a}}\sqrt[4]{\frac{(1+m)^2}{4m}}\left\{2\frac{r+d}{\sqrt{r(r+2d)}} + (r+d)\frac{2a^2}{[r(r+2d)]^{3/2}}\,\frac{(1-m)^2}{(1+m)^2}\right\}. \quad (4)$$

Данная функция принимает максимальное значение в вершине эллипса. Вершина трещины отстоит от фокуса на расстоянии $(a-d) = a\frac{(1-\sqrt{m})^2}{1+m}$. Если взять половину радиуса кривизны эллипса в вершине [13], то получим $\frac{\rho}{2} = \frac{b^2}{2a} = a\frac{(1-m)^2}{2(1+m)^2} = (a-d)\frac{(1+\sqrt{m})^2}{2(1+m)} = A(a-d)$. Числовой коэффициент A близок к единице, поэтому для приближенных вычислений и узких эллипсов можно заменять $(a-d)$ на $\rho/2$. Функция A является возрастающей по переменной m от значения 1/2 при $m = 0$, что соответствует круговому вырезу, до 1 при $m = 1$, что соответствует трещине. Значение 0,95 (5 %-я погрешность) достигается при $m \approx 0{,}4$, или при $b/a \approx 0{,}43$. При малых значениях $(a-d)$ формулу (4) можно разложить по степеням r для приближенных вычислений σ_y:

$$\sigma_y \approx \frac{1}{\sqrt{2\pi r}}\left(\frac{r}{a}\right)^{-1}\frac{(1-m)^2}{4\sqrt{m}(1+m)}K_I + \frac{1}{4\sqrt{2\pi r}}\,\frac{17m^2+30m-15}{8m}K_I + \left(\frac{r}{a}\right)^{-1/2}\sigma(1+\varepsilon)\times\frac{(1-m)(1+m)^{1/2}}{4m^{1/2}} + \sigma(1-\varepsilon)\left(\frac{1-m}{2m}\right)^2. \quad (5)$$

Для трещины при $m = 1$ и одноосном растяжении пластины ($\varepsilon = 0$), пренебрегая регулярными членами формулы (5), в частном случае получим решение Кригера—Париса [13].

Рассмотрим три случая расчета коэффициентов концентрации напряжений.

Первый случай. На основании приближенной формулы (5) для σ_y и расстояния $r = \rho/2$ в вершине эллиптического выреза [13] после преобразований получим формулу для максимального значения σ_y^0 на оси дефекта:

$$\sigma_y^0 = N_1 K_I/\sqrt{\pi\rho}, \quad (6)$$

где N_1 — числовой коэффициент, зависящий от параметра m эллиптического выреза и коэффициента ε двухосности нагружения:

$$N_1 = \left(\frac{1+m}{2\sqrt{m}} + \frac{17m^2+30m-15}{32m}\right) + \left\{(1+\varepsilon)\left[\frac{1+m}{2\sqrt{m}}\right]^{3/2} + (1-\varepsilon)\left(\frac{1-m}{2m}\right)^2\right\}\times\frac{1-m}{1+m}\left[\frac{1+m}{2\sqrt{m}}\right]^{1/2}\frac{2m}{[m(1+\varepsilon)+(1-\varepsilon)]}. \quad (7)$$

Определим теоретический коэффициент α_σ концентрации напряжений с учетом выражения (6) [9]:

$$\alpha_\sigma = N_1 K_I/(\sigma\sqrt{\pi\rho}). \quad (8)$$

Второй случай. По приближенному выражению (6) для σ_y и расстоянию в вершине эллиптического выреза, равному точному значению $r = a - d$, с учетом формул (7) и (8), опуская промежуточные выкладки, определим максимальное значение σ_y^0, параметр N_2 и коэффициент α_σ концентрации напряжений:

$$\sigma_y^0 \approx \frac{K_I}{\sqrt{\pi\rho}}\left(\frac{1+m}{2\sqrt{m}}A^{3/2} + \frac{17m^2+30m-15}{32m}A^{1/2} + \left\{(1+\varepsilon)\left[\frac{1+m}{2\sqrt{m}}\right]^{3/2}A^{1/2} + (1-\varepsilon)\left(\frac{1-m}{2m}\right)^2\right\}\frac{\sigma\sqrt{\pi\rho}}{K_I}\right); \quad (9)$$

$$N_2 = \frac{1+m}{2\sqrt{m}}A^{3/2} + \frac{17m^2+30m-15}{32m}A^{1/2} + \left\{(1+\varepsilon)\left[\frac{1+m}{2\sqrt{m}}\right]^{3/2}A^{1/2} + (1-\varepsilon)\left(\frac{1-m}{2m}\right)^2\right\}\times\frac{1-m}{1+m}\left[\frac{1+m}{2\sqrt{m}}\right]^{1/2}\frac{2m}{[m(1+\varepsilon)+(1-\varepsilon)]}; \quad (10)$$

$$\alpha_\sigma = \left(\frac{1+m}{2\sqrt{m}}A^{3/2} + \frac{17m^2+30m-15}{32m}A^{1/2}\right)\times\frac{1+m}{1-m}\left[\frac{1+m}{2\sqrt{m}}\right]^{-1/2}\frac{[m(1+\varepsilon)+(1-\varepsilon)]}{2m} + (1+\varepsilon)\frac{(1+m)(1+m)^{1/2}}{2\sqrt{2}m^{3/4}}A^{1/2} + (1-\varepsilon)\left(\frac{1-m}{2m}\right)^2. \quad (11)$$

Третий случай. По точным формулам для σ_y и точному расстоянию в вершине эллипса, равному $r = a - d$, после преобразований получим выражения для определения максимального напряжения σ_y^0 теоретического

Параметр	Интервал значений параметра при технологическом дефекте			
	поры	вытянутые поры	острые шлаки	непровары
a/ρ	$1 \leqslant a/\rho \leqslant 2$	$2 \leqslant a/\rho \leqslant 4$	$4 \leqslant a/\rho \leqslant 16$	$16 \leqslant a/\rho$
m	$0 \leqslant m \leqslant 0{,}17$	$0{,}17 \leqslant m \leqslant 0{,}33$	$0{,}33 \leqslant m \leqslant 0{,}6$	$0{,}6 \leqslant m \leqslant 1$
α_σ при:				
$\varepsilon = 1$	$2 \leqslant \alpha_\sigma \leqslant 2{,}8$	$2{,}8 \leqslant \alpha_\sigma \leqslant 4$	$4 \leqslant \alpha_\sigma \leqslant 8$	$8 \leqslant \alpha_\sigma \leqslant 15$
$\varepsilon = 0{,}5$	$2{,}5 \leqslant \alpha_\sigma \leqslant 3{,}3$	$3{,}3 \leqslant \alpha_\sigma \leqslant 4{,}4$	$4{,}4 \leqslant \alpha_\sigma \leqslant 8{,}4$	$8{,}4 \leqslant \alpha_\sigma \leqslant 15$
$\varepsilon = 0$	$3 \leqslant \alpha_\sigma \leqslant 3{,}8$	$3{,}8 \leqslant \alpha_\sigma \leqslant 4{,}9$	$4{,}9 \leqslant \alpha_\sigma \leqslant 9$	$9 \leqslant \alpha_\sigma \leqslant 15$

коэффициента α_σ концентрации напряжений и параметра N_3 по формулам:

$$\sigma_y^0 = \frac{K_I}{\sqrt{\pi\rho}}\left(2\sqrt[4]{\frac{(1+m)^2}{4m}} - \right.$$

$$\left. - \frac{1-\varepsilon}{m}\,\frac{1-m}{1+m}\left[\frac{1+m}{2\sqrt{m}}\right]^{1/2}\frac{2m}{m(1+\varepsilon)+(1-\varepsilon)}\right); \qquad (12)$$

$$\alpha_\sigma = \frac{(1+m)(1+\varepsilon)+2(1-\varepsilon)}{1-m}; \qquad (13)$$

$$N_3 = 2\sqrt[4]{\frac{(1+m)^2}{4m}} -$$

$$- \frac{1-\varepsilon}{m}\,\frac{1-m}{1+m}\left[\frac{1+m}{2\sqrt{m}}\right]^{1/2}\frac{2m}{m(1+\varepsilon)+(1-\varepsilon)}. \qquad (14)$$

При одноосном растяжении ($\varepsilon = 0$) пластины с круговым отверстием ($m = 0$) по формуле (13) получаем теоретический коэффициент концентрации напряжений $\alpha_\sigma = 3$, а при равномерном растяжении ($\varepsilon = 1$) — $\alpha_\sigma = 2$, что соответствует результатам работы [14]. Распределение значений теоретического коэффициента α_σ концентрации напряжений, вычисленных по формуле (13), в зависимости от геометрической характеристики m выреза дано в таблице.

На рис. 2, *а—в* представлены графики теоретического распределения коэффициента α_σ концентрации напряжений при трех значениях коэффициента ε двухосности. Линия *1* соответствует первому случаю расчета α_σ по формуле (8), линия *2* — второму случаю расчета по формуле (11) и линия *3* — расчету по формуле (13). Из графиков видно, что чем ближе форма выреза к кругу, тем меньше коэффициент концентрации напряжений. Этот вывод можно сделать из формулы (13). Данное правило не распространяется на приближенные решения, графики которых имеют локальный минимум при некотором промежуточном значении параметра m. Данный эффект возникает в результате приближенного решения при отбрасывании лишних членов ряда разложения по степеням r. При приближении m к нулю расстояние r уже не может считаться малым относительно размера a выреза, и приближенное решение теряет точность. Поэтому можно считать относительно корректными значения, полученные по приближенным формулам до точки минимума.

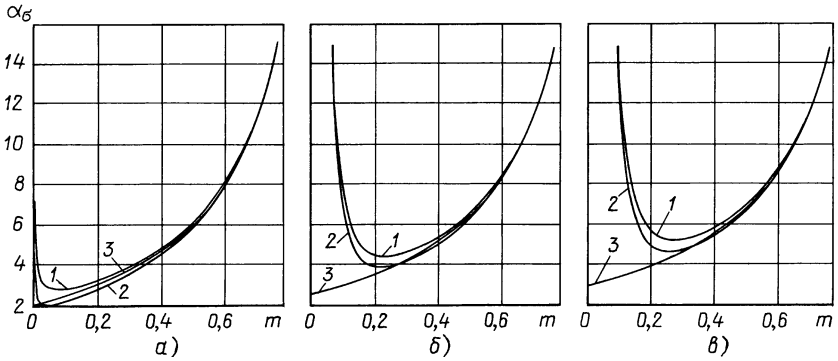


Рис. 2. Графики распределения коэффициента концентрации напряжений для разных способов приближения при ε = 1 (*а*), 0,5 (*б*) и 0 (*в*):
1, *2* и *3* — соответственно первый, второй и третий случаи

Оценка напряженного состояния возможна при использовании принципа суперпозиции, согласно которому общий коэффициент α_σ концентрации напряжений представляется в виде произведения для технологического дефекта, приведенного в данной статье, формы сварного шва и смещения кромок [15]. Наличие технологических дефектов вызывает повышенную концентрацию напряжений и может служить причиной хрупких разрушений магистральных газонефтепроводов, сварных сосудов.

Разработанная методика расчета коэффициента концентрации напряжений внутренних технологических дефектов стыкового шва подтверждается результатами, полученными методом конечных элементов для сварных сосудов [2]. Нормативы допустимых внутренних технологических дефектов должны устанавливаться с учетом критериев безопасности от хрупких разрушений, требований по обеспечению ресурса сварного стыка конструкций и технических возможностей методов неразрушающего контроля. Расчетная оценка коэффициентов концентраций напряжений сварных соединений с технологическими дефектами может служить основанием для создания различных научно обоснованных требований к качеству конструкций.

Наиболее надежными методами неразрушающего контроля, позволяющими выявить внутренние технологические дефекты, являются радиографический метод и ультразвуковая дефектоскопия. Критерии отбраковки сварных швов могут быть дифференцированы по методам контроля и соответствовать возможностям применяемой аппаратуры. Для определения типа и характера внутренних технологических дефектов необходим стопроцентный контроль сварных швов физическими методами, так как гидравлические испытания сварных сосудов, труб не выявляют различные поры, шлаковые включения, непровары, раковины.

Необходимо дальнейшее изучение вопроса нормирования дефектов сварных конструкций. Неоправданно жесткие нормы дефектов сварных швов могут привести к большим объемам ремонтных работ по выборке и подварке дефектов [16].

Выводы

1. На основании теории функций комплексного переменного методом Колосова—Мусхелишвили определены теоретические значения коэффициентов концентрации напряжений для внутренних технологических сварочных дефектов: непроваров, несплавлений и пор, — при двухосном нагружении.

2. Разработанная методика расчета коэффициентов концентрации напряжений для внутренних технологических дефектов стыкового шва подтверждена результатами, полученными методом конечных элементов для сварных сосудов при двухосности нагружения ($\varepsilon = 0{,}5$).

3. При оценке малоцикловой прочности необходимо учитывать концентрацию напряжений в соответствии с представленной методикой.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Винокуров В. А., Куркин С. А., Николаев Г. А.** Сварные конструкции. Механика разрушения и критерии работоспособности / Под ред. Б. Е. Патона. М.: Машиностроение, 1996. 576 с.
2. **Карзов Г. П., Леонов В. П., Тимофеев Б. Т.** Сварные сосуды высокого давления. М.: Машиностроение, 1982. 288 с.
3. **Копельман Л. А.** Сопротивляемость сварных узлов хрупкому разрушению. Л.: Машиностроение, 1978. 232 с.
4. **Технология** электрической сварки металлов и сплавов плавлением / Под ред. Б. Б. Патона. М.: Машиностроение, 1974. 768 с.
5. **Прочность** сварных соединений при переменных нагрузках / Под ред. В. И. Труфякова. Киев: Наукова думка, 1996. 256 с.
6. **Навроцкий Д. И.** Расчет сварных конструкций с учетом концентрации напряжений. Л.: Машиностроение, 1968. 170 с.
7. **Белокур И. П., Панасюк В. В., Буйна Е. В.** О критериях оценки дефектов сварных соединений // Автоматическая сварка. 1975. № 5. С. 30—33.
8. **Макаров И. И.** Методика расчета коэффициента концентрации напряжений в сварных стыковых швах // Сварочное производство. 1977. № 4. С. 5—7.
9. **Остсемин А. А., Уткин П. Б.** Применение критериев упругопластической механики разрушения при оценке свойств сварных соединений // Вопросы материаловедения. 2007. № 3. С. 151—160.
10. **Винокуров В. А.** Использование положений механики разрушения для оценки свойств сварных соединений // Сварочное производство. 1977. № 5. С. 2—4.
11. **Мусхелишвили Н. И.** Некоторые основные задачи математической теории упругости. М.: Наука. 1966. 768 с.
12. **Парис П., Си Дж.** Анализ напряженного состояния около трещин // Прикладные вопросы вязкости разрушения. М.: Мир, 1968. С. 64—142.
13. **Creager M., Paris P.** Elastic field equations for blunt cracks with reference to stress corrosion cracking // Int. Journal of Fracture Mechanics. 1967. V. 4. N 3. P. 247—252.
14. **Макклинток Ф., Аргон А.** Деформация и разрушение материалов. М.: Мир, 1970. 443 с.
15. **Остсемин А. А., Дильман В. Л.** Влияние концентраций напряжений в сварном шве на малоцикловую усталость труб большого диаметра // Химическое и нефтегазовое машиностроение. 2003. № 5. С. 10—14.
16. **Остсемин А. А., Дильман В. Л.** Влияние дефектов сварки, расположенных на границе сплавления, на прочность сварного соединения // Вестник машиностроения. 2006. № 2. С. 21—26.

УДК 621.436

С. М. ТИХОНЕНКОВ, канд. техн. наук (Белорусско-Российский университет, г. Могилев, Белоруссия)

Форсирование двигателей внутреннего сгорания

Рассмотрены возможности форсирования ДВС, проанализировано взаимодействие варианта совокупности значений давления в цилиндре и варианта передаточного числа между силой, действующей на поршень, и тангенциальной силой на приводном валу. Предложено техническое решение, позволяющее обеспечить передаточное число, равное единице на всем пути перемещения поршня, и исключить возникновение знакопеременной боковой силы в паре цилиндр—поршень.

Possibilities of internal-combustion engines forcing have been considered. Analysis of interaction of a cylinder pressure and gear ratio combination variants between a force acting on a piston and tangential force on a drive shaft has been given. A technology has been proposed, which allows the gear ratio be equal to 1 over all piston travel and to exclude arising of an alternating side force in the cylinder-piston pair.

Главнейшими тенденциями дальнейшего совершенствования двигателей внутреннего сгорания (ДВС) являются повышение эффективности работы двигателя в сочетании со снижением вредного воздействия на окружающую среду.

Применяемые ДВС, построенные по классической схеме "цилиндр—поршень—шатун—коленчатый вал", могут быть форсированы исходя из формулы мощности.

$$N = pn/30\tau, \qquad (1)$$

где p — среднее давление, определяемое как отношение работы цикла к рабочему объему; n — частота вращения коленчатого вала в секунду; τ — коэффициент тактности.

Мощность может быть повышена путем увеличения частоты вращения n коленчатого вала, среднего давления p или применения схемы двухтактного двигателя.

Первые два способа носят экстенсивный характер и влекут за собой ускоренное изнашивание двигателя, повышение температуры цикла и увеличение выбросов отработавших газов в окружающую среду. К недостаткам схемы двухтактных двигателей относят повышенную тепловую напряженность и плохие удельные показатели индикаторной работы по сравнению с четырехтактными двигателями.

Общепринятые методики расчета мощности используют понятия среднего давления p в цилиндре и передаточного числа $i = 1$ КШМ. Как известно, понятие среднего давления не дает статистического представления о распределении давлений (рис. 1).

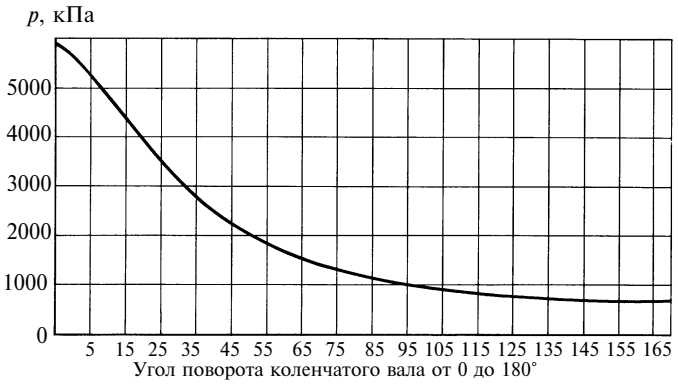


Рис. 1

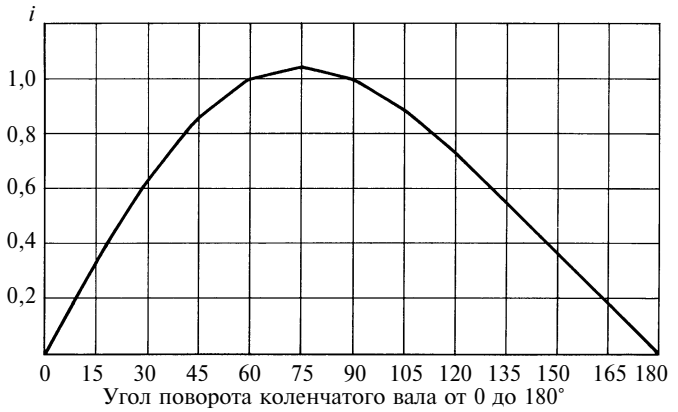


Рис. 2

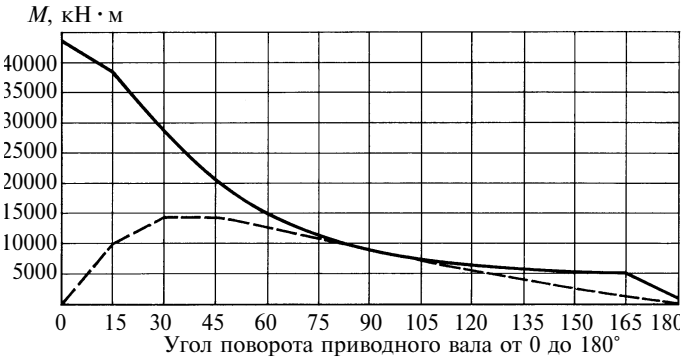


Рис. 3

Значение $i = 1$ достигается в КШМ только при определенных углах поворота коленчатого вала (рис. 2). Однако в данном случае важно знать, во-первых, характер изменения как давления в цилиндре, так и передаточного числа, во-вторых, изменение крутящего момента на коленчатом валу при различных сочетаниях давления p в цилиндре и передаточного числа i. При этом выявляется существенный недостаток традиционных схем ДВС — неэффективное сочетание значений (вариант) давления на поршень со значениями (вариант) тангенциальной силы. Здесь следует отметить два аспекта:

процесс сгорания топливной смеси начинается до прихода поршня в ВМТ. Это позволяет предположить, что перемещению поршня в ВМТ противодействует суммарное давление, обусловленное, во-первых, степенью сжатия и, во-вторых, увеличивающимся давлением воспламененной смеси, что приводит к потере мощности;

за период максимального повышения давления и сгорания 80÷90 % смеси коленчатый вал поворачивается на угол φ от 0 до 90°. При этом отношение тангенциальной силы и силы, действующей на поршень, изменяется от 0 до 1.

Таким образом, при повороте коленчатого вала на угол от 0 до 90° мы можем говорить об изменении давления от максимального значения до минимального и изменении соотношения тангенциальной силы и силы, действующей на поршень, от 0 до 1.

Можно сделать вывод, что эффективный крутящий момент не пропорционален среднему эффективному давлению, а зависит от сочетания соответствующих углу поворота коленчатого вала значений давления p в цилиндре и передаточного числа i. Следовательно, экспериментально определенные эффективные значения расхода топлива на номинальном режиме работы двигателя установлены без учета сочетания значений давления p в цилиндре и передаточного числа.

Можно сформулировать задачу. Требуется схема двигателя, в котором передаточное соотношение тангенциальной силы на приводном валу и силы, действующей на поршень, будет равно единице в течение всего пути перемещения поршня. В данном случае крутящий момент будет пропорционален давлению в цилиндре. Оценка средних значений моментов (рис. 3) позволяет сделать вывод, что средний момент на коленчатом валу в предлагаемой конструкции больше среднего момента на валу существующей конструкции почти в 2 раза при равном потреблении топлива.

Концептуальное решение такой схемы двигателя представлено на рис. 4. Шток *1* взаимодействует с приводным валом *2*. Линейность перемещения штока обеспечивается роликами *3*. В предложенной схеме плечо силы, действующей на поршень, постоянно на всем пути перемещения поршня и момент на приводном валу определяется только давлением в цилиндре. При этом решается еще одна важная задача — исключены условия возникновения знакопеременной боковой силы в паре "поршень—гильза", которая обусловливает 45÷55 % потерь на трение в двигателе.

Предлагаемая концепция форсирования ДВС реализована в приведенной на рис. 5 схеме двигателя, состоящего из цилиндров *1÷4*, поршней *5÷8*, штоков *9÷12*, натяжных зведочек *13÷20*, приводных звездочек *21÷28*, цепей *29÷36* и валов *37÷46*. Штоки цилиндров соединены с цепями через кривошипы *47÷50* и взаимодействуют с роликами *51÷58*.

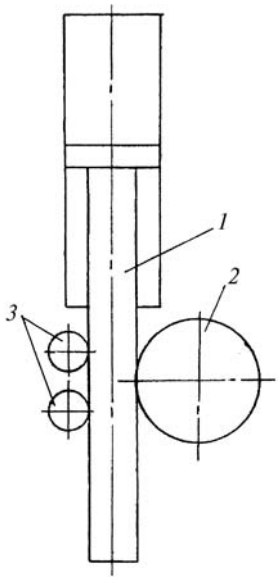
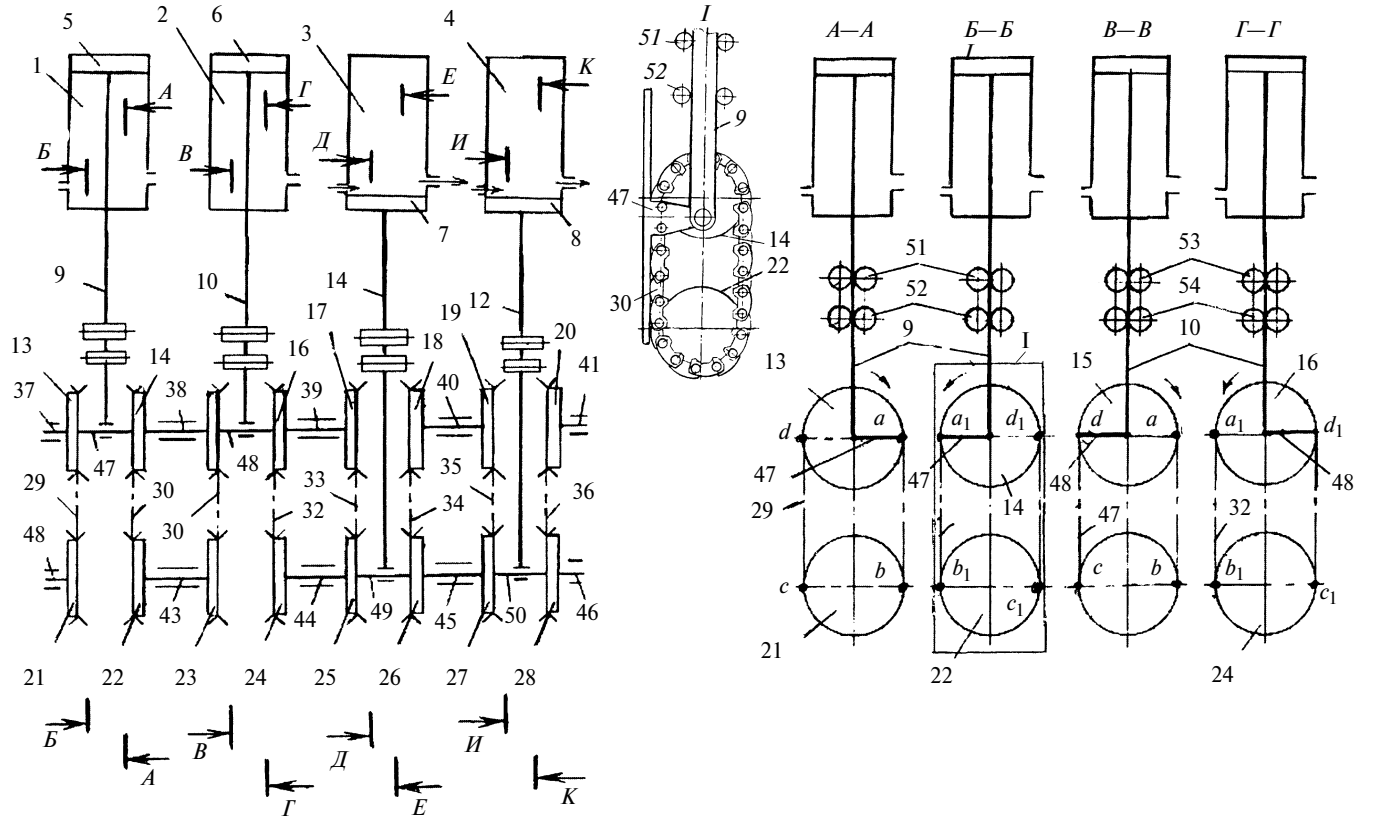


Рис. 4



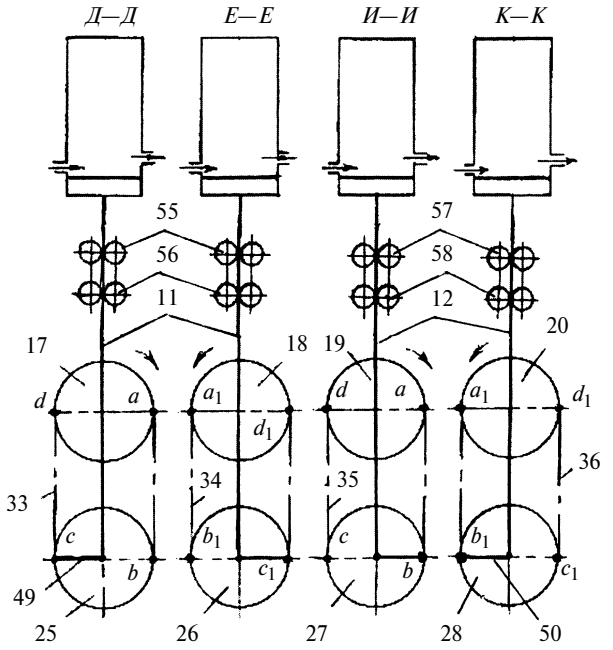


Рис. 5

Механизм работает следующим образом. При воспламенении смеси в цилиндре *1* поршень *5* со штоком *9* перемещается вниз. Шарнирно соединенный со штоком *9* и жестко с цепями *29* и *30* кривошип *47* перемещается из точки *a* на звездочке *13* в точку *b* на звездочке *21* и из точки a_1 на звездочке *14* в точку b_1 на звездочке *22* и перемещает цепи *29* и *30*. В этот же момент поворачиваются звездочка *15*, закрепленная на одном валу *38* со звездочкой *14*, и звездочка *23*, закрепленная на одном валу *43* со звездочкой *22*. Цепь *31* перемещает кривошип *48*, шарнирно соединенный со штоком *10* и жестко с цепями *31* и *32*, из точки *d* в точку *a* на звездочке *15* и из точки d_1 в точку a_1 на звездочке *16*, поворачивая ее. Поворот звездочки *16* обусловливает поворот звездочки *17*, закрепленной с ней на одном валу *39*, а поворот звездочки *24* — поворот звездочки *25*, закрепленной с ней на одном валу *44*. Вращение звездочек *17* и *25* обеспечивает перемещение цепи *33*. При этом кривошип *49*, шарнирно закрепленный на штоке *11* и жестко на цепях *33* и *34*, перемещается из точки *c* на звездочке *25* в точку *d* на звездочке *17* и из точки c_1 на звездочке *26* в точку d_1 на звездочке *18* и перемещает цепь *34*, поворачивая звездочку *18*. Поворот звездочки *18* обусловливает поворот звездочки *19*, закрепленной с ней на одном валу *40*, а поворот звездочки *27* — поворот звездочки *26*, закрепленной с ней на одном валу *45*. При этом цепь *35* перемещает кривошип *50*, шарнирно закрепленный на штоке *12* и жестко на цепях *35* и *36*, из точки *b* в точку *c* звездочки *27* и из точки b_1 в точку c_1 звездочки *28*. При повороте кривошипа *50* перемещается цепь *36* и поворачиваются звездочки *20* и *28*. Со звездочкой *28* связан выходной вал *46*, с которого крутящий момент передается на исполнительные органы.

В отличие от традиционных схем, в которых момент воспламенения характеризуется углом опережения воспламенения топлива (рассматриваем, например, дизель) до прихода поршня в ВМТ, в предлагаемой схеме воспламенение может быть реализовано на участке переме-

щения кривошипа *a—b*, с незначительным углом опережения (приблизительно 10÷12°) перед точкой *a*. На участке *a—b* выполняются четыре фазы сгорания топлива:

период задержки воспламенения, когда в результате выделения теплоты давление в цилиндре становится выше давления при сжатии заряда без впрыскивания топлива;

фаза быстрого сгорания, начинающаяся с момента воспламенения и продолжающаяся до достижения максимального давления;

фаза быстрого диффузионного сгорания, начинающаяся с момента достижения максимального давления и завершающаяся в момент достижения максимальной температуры, которая всегда достигается позже достижения максимального давления;

фаза сгорания — продолжается с момента достижения максимальной температуры цикла до окончания тепловыделения.

Газообмен в данном случае может быть реализован на участке *b—c* по схеме газообмена двухтактных двигателей, в которых он реализуется в период подхода поршня к НМТ и удаления от нее. В предложенной схеме процесс продувки осуществляется при неподвижном положении поршня в течение поворота приводного вала от 0 до 180°. С учетом того, что продолжительность процесса газообмена в рассматриваемой конструкции близка к продолжительности процесса в четырехтактном двигателе, в данном случае можно предположить, что коэффициент остаточных газов и коэффициент наполнения будут близки к соответствующим коэффициентам четырехтактного двигателя. Сжатие топливной смеси осуществляется на участке *c—d* перемещения кривошипа.

Возможные угловые колебания штоков при взаимодействии с цепями ограничиваются роликами *51÷58*.

Характерной особенностью предложенной схемы двигателя является то, что плечо тангенциальной силы на приводном валу на всем пути перемещения поршня остается постоянным (равным радиусу приводных звездочек). Изменение крутящего момента в данном случае определяется только одним фактором — изменением давления в цилиндре по мере перемещения поршня.

В предлагаемой схеме двигателя существенно улучшены условия работы пары "поршень—гильза" путем исключения знакопеременной боковой силы, что позволяет снизить себестоимость изготовления, повысить ресурс и КПД двигателя. В конструкции приводного вала применены подшипники качения, что позволяет повысить КПД этого узла.

Воспламенение горючей смеси и нарастание давления не вызывают потери мощности при подходе поршня к ВМТ, что свойственно двигателям традиционной конструкции. В предложенной конструкции фазы сгорания топливной смеси реализуются с максимальной эффективностью, дополнительно увеличивая мощность двигателя.

Предложенное решение позволяет повысить мощность двигателя благодаря факторам, рассмотренным выше, не прибегая к увеличению частоты вращения вала двигателя и среднего эффективного давления, что приводит к увеличению тепловой напряженности, снижению надежности и износостойкости. При этом надо отметить, что за цикл рабочего хода в традиционных двигателях совершается четыре хода цилиндров, в то время как в предложенной схеме только два, что, соответственно, увеличивает вдвое ресурс двигателя.

Подводя итог, можно сказать, что в предложенной конструкции ДВС выявлены резервы повышения мощности и снижения вредных выбросов в окружающую среду примерно в 2 раза.

УДК 532.63

И. В. ХОЛМОГОРОВ, Г. К. ХОМЯКОВ, канд. мед. наук, В. Ц. ВАНЧИКОВ, канд. техн. наук
(ИрГУПС, г. Иркутск)

Термодинамическое условие возникновения облитерации капилляра

Показано, что одним из факторов облитерации капилляра является ориентационное упорядочение молекул граничного слоя жидкости по направлению течения под действием касательной составляющей сил динамического давления потока, которые приводят к уменьшению значения энтропии. В результате этого изменяется свободная энергия системы неподвижных молекул граничного слоя, что сопровождается прилипанием молекул потока к стенке капилляра.

It has been shown that one of factors of a capillary obliteration proves to be orientation collating of molecules of fluid's boundary layer in a flow direction under effect of tangent component of forces of flow's dynamic pressure, which result in the entropy decrease. As a result, a free energy of system of motionless molecules of boundary layer is changed, what is accompanied by adhesion of molecules of capillary wall flow.

Введение. Постановка задачи. Обнаруженный особый вид ламинарного течения воды при числе Рейнольдса, Re = 6,3, подтверждает наличие значительных пробелов в представлениях о поведении жидкости, протекающей на наноразмерном расстоянии от поверхности твердого тела [1].

Обобщение разрозненных теоретических и экспериментальных данных при действии сил притяжения Ван-дер-Ваальса с единых позиций, их анализ и систематизация весьма актуальны с точки зрения перспективы развития теории адгезионного взаимодействия жидких частиц ламинарного потока с поверхностью твердого тела. Развитие этой теории может существенно изменить концепцию метода расчета фильтрационных устройств, используемых при очистке природных и сточных вод.

Целью данной статьи является обоснование механизма возникновения сил прилипания молекул неподвижного граничного слоя в случае облитерации капилляра.

При анализе облитерации капилляра А. С. Ахматов [2] полагал, что сила взаимодействия в пространстве между двумя твердыми телами сохраняет конечное значение на расстоянии в несколько десятков тысяч ангстрем, уменьшаясь с увеличением расстояния между телами. Например, молекулы жидкости, обладающие постоянным диполем, попадая в силовое поле, притягиваются к твердой поверхности противоположно заряженными концами. Вслед за образованием монослоя может происходить дальнейшая ориентация молекул, поскольку концы молекул в монослое, обращенные к жидкости, также создают силовое поле, хотя и более слабое, чем поле твердого тела. Однако благодаря упорядоченному расположению молекул монослоя силы этого поля достаточны, чтобы ориентировать второй слой молекул. Так происходит построение молекулярного граничного слоя, состоящего из многих рядов. При определенной толщине граничного слоя дальнейший его рост прекращается, так как действие силового поля твердой поверхности ослабевает вследствие экранирующего влияния близлежащих к твердой поверхности слоев молекул [2].

Для воды, согласно работе [3], предельная толщина граничного слоя достигает 27 нм. Кроме того, в работе [4] приведены результаты экспериментального исследования облитерации капилляров, которые показывают, что толщина неподвижного граничного слоя может достигать 100 мкм. Толщины граничного слоя, приведенные в работах [3, 4], значительно превосходят радиус молекулярного действия частиц стенки капилляра. Возникает вопрос: почему вне зоны радиуса молекулярного действия частиц стенки капилляра появляется сила прилипания у ориентированных по направлению течения молекул неподвижного граничного слоя и ламинарного потока. Следовательно, возникает задача определения энергии, которая приводит к появлению силы сцепления между молекулами неподвижного граничного слоя и молекулами ламинарного потока в капилляре.

Свободная энергия при облитерации капилляра. Процесс ориентации молекул граничного слоя по направлению течения не может происходить самопроизвольно. Для этого необходим подвод кинетической энергии потока. Энергия движения потока затрачивается на совершение работы по смещению молекул граничного слоя по направлению течения, которые были хаотично закреплены силами адгезии молекул стенки капилляра. Отметим, что молекулы ламинарного потока также ориентированы по направлению течения в соответствии с эффектом Максвелла [5] — явлением двойного преломления светового луча при поперечном прохождении его сквозь ламинарный поток жидкости, Кроме того, авторы работы [6] считают, что поток энергии может упорядочивать молекулярные системы и уменьшать их энтропию.

Энергия движения слоя, протекающего ламинарно вблизи поверхности молекул, обездвиженных силами $F_а$ адгезии твердого тела, определяется как

$$E = A_о = F_а z, \tag{1}$$

где $A_о$ — работа по смещению молекул граничного слоя по направлению z.

В связи с этим в работе [7] сделано следующее предположение: в случае облитерации капилляра со временем под действием касательной составляющей силы динамического давления потока происходит ориентационное упорядочение молекул граничного слоя по направлению течения. В таком положении молекулы граничного слоя неподвижно закрепляются силами адгезии стенки капилляра. О реальности указанного ориентационного упорядочения молекул жидкости свидетельствует существование в процессе трения тел латентного периода ориентации молекул смазочного слоя, что в работе [2] называется эффектом Гарди, который характеризуется уменьшением силы трения смазочного слоя с течением времени.

Поведение молекул граничного слоя в случае латентного периода ориентации может быть охарактеризовано в терминах уменьшения беспорядка в системе взаимодействующих частиц. При облитерации капилляра неподвижный граничный слой жидкости и омывающий его ламинарный поток образуют открытую (незамкнутую) термодинамическую систему. В связи с этим обозначим значение энтропии молекул до процесса ориентационного упорядочения микрочастиц граничного слоя через S_n. Значение энтропии молекул неподвижного граничного слоя после процесса их латентного периода ориентации по направлению течения обозначим через S_L. Тогда уменьшение значения энтропии при ориентационном упорядочении молекул граничного слоя по направлению течения под действием энергии движения потока можно представить в виде:

$$\Delta S = S_n - S_L < 0, \tag{2}$$

откуда

$$S_n > S_L. \tag{3}$$

Из выражения (3) следует, что при облитерации капилляра значение энтропии молекул граничного слоя меньше значения энтропии до процесса ориентационного упорядочения молекул граничного слоя.

В условиях термостатической камеры совершение работы $A_о$ по ориентационному упорядочению молекул граничного слоя по направлению течения под действием касательной составляющей сил динамического давления потока при облитерации капилляра выразим как

$$A_о = \Delta U, \tag{4}$$

где ΔU — изменение внутренней энергии молекул граничного слоя жидкости.

Изменение внутренней энергии в процессе уменьшения значения энтропии в соответствии с выражением (2), выразим в виде:

$$\Delta U = U_L - U_n. \quad (5)$$

Если умножим ΔS из выражения (2) на термодинамическую температуру T, то получим уравнение

$$\Delta U = T\Delta S. \quad (6)$$

С учетом уравнений (1), (4) и (6) опишем процесс ориентационного упорядочения молекул граничного слоя в капилляре по направлению течения равенством $E = A_o = \Delta U$.

Другими словами, работа, запасенная в виде энергии E движения ламинарного потока жидкости, затрачивается на работу A_o по ориентационному упорядочению молекул и накапливается в неподвижном граничном слое в виде потенциальной энергии ΔU молекул, обездвиженных силами притяжения Ван-дер-Ваальса, — молекул стенки капилляра.

Таким образом, в случае облитерации капилляра молекулы жидкости ориентированы по направлению течения и локализованы в пространстве неподвижного граничного слоя под действием сил адгезии твердого тела.

В работе [4] изменение ΔE_g энергии Гельмгольца, которое приводит к появлению силы когезии (прилипания) молекул ламинарного потока и молекул неподвижного граничного слоя, имеет вид:

$$\Delta E_g = \Delta U - T\Delta S. \quad (7)$$

Преобразуем равенство (7) с учетом выражений (2), (5) и (6). Обозначим энергию Гельмгольца до процесса ориентационного упорядочения молекул граничного слоя по направлению течения через E_{gn}, а после указанного процесса через E_{gL}. Тогда: $E_{gn} = U_n - TS_n = 0$; $E_{gL} = U_L - TS_L > 0$.

В работе [4] показано, что значение E_g зависит от угла ориентации молекул. Внутри пространства неподвижного граничного слоя молекула жидкости испытывает действие сил, которые являются несимметричными. На находящуюся внутри неподвижного граничного слоя молекулу жидкости со стороны молекул поверхности твердого тела действуют силы притяжения Ван-дер-Ваальса. Кроме того, согласно работе [8] ориентация молекул в пристенном слое обусловлена в основном не энергией, а энтропией первого слоя.

По своей природе внутренняя энергия U неподвижного граничного слоя жидкости — это кинетическая энергия $E_к$ хаотического теплового движения молекул жидкости и потенциальная энергия $E_а$ адгезионного взаимодействия жидкости и стенки капилляра: $U = E_к + E_а$.

В первом приближении неподвижный граничный слой можно считать квазитвердым телом, которое оказывает упругое сопротивление касательной составляющей сил динамического давления потока. Тогда в соответствии с работой [9. с. 478] единственным возможным путем решения задачи о неподвижном граничном слое жидкости будет замена системы взаимодействующих молекул граничного слоя системой невзаимодействующих частиц, которая сводит многочастичную задачу к одночастичной. Поэтому тепловое движение молекул граничного слоя жидкости характеризуется средней кинетической энергией одной молекулы [9, с. 118]: $E_к = (3/2)kT$. Например, кинетическая энергия молекулы воды в неподвижном граничном слое при нормальной температуре равна 3,8 кДж/моль [4].

В неподвижном граничном слое молекулы жидкости совершают тепловые движения с энергией $E_к$ в потенциальных ямах, созданных близлежащими молекулами. Сведя многочастичную задачу к одночастичной, автор работы [4] определил, что энергия связи молекулы воды в неподвижном граничном слое при нормальной температуре равна 5,9 кДж/моль, следовательно, кинетическая энергия движения молекул меньше потенциальной энергии адгезионного взаимодействия воды и стенки капилляра: $E_к < E_а$.

Таким образом, определено энергетическое условие возникновения облитерации капилляра.

Заключение. Под действием сил динамического давления потока жидкости молекулы неподвижного граничного слоя упорядоченно ориентируются в направлении течения. При этом понижается энтропия системы молекул граничного слоя, что приводит к появлению на его поверхности свободной энергии. В результате этого вне зоны молекулярного действия частиц стенки капилляра возникает сила прилипания молекул неподвижного граничного слоя и ламинарного потока в капилляре.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Ванчиков В. Ц.** Микроскопические изменения в контактных системах // Вестник машиностроения. 2005. № 8. С. 32, 33.

2. **Ахматов А. С.** Молекулярная физика граничного трения. М.: Физматгиз, 1963. 472 с.

3. **Дерягин Б. В., Чураев Н. В., Муллер В. М.** Поверхностные силы. М.: Наука, 1985. 398 с.

4. **Ванчиков В. Ц.** Управление слоем трения в технологических процессах. Иркутск: ИрГУПС, 2006. 173 с.

5. **Михайлов И. Г., Соловьев В. А., Сырников Ю. П.** Основы молекулярной акустики. М.: Наука, 1964. 516 с.

6. **Гленсдорф П., Пригожий И.** Термодинамическая теория структуры и флуктуации. М.: Мир, 1973. 273 с.

7. **Ванчиков В. Ц.** Метод определения сил когезии в вязком подслое // Вестник машиностроения. 2007. № 6. С. 39, 40.

8. **Зельдович Я. Б.** Одномерный фазовый переход и эпитаксия // Письма в журн. эксперим. техн. физики. Т. 38. 1983. № 4. С. 105—108.

9. **Карякин Н. И., Быстрое К. Н., Киреев П. С.** Краткий справочник по физике. М.: Высшая школа, 1964. С. 118. С. 478.

УДК [621.81: 539.3]. 001.24

В. Я. ГЕЧА, д-р техн. наук (ВНИИ электромеханики),
А. С. ИВАНОВ, д-р техн. наук, М. М. Ермолаев (МГТУ им. Н. Э. Баумана),
Т. В. ПОЛОВИНКИНА (ВНИИ электромеханики)

Колебания резьбовых соединений с собственной частотой, обусловленной контактной жесткостью стыка

Приведен расчет собственных частот колебаний резьбовых соединений, обусловленных упругими деформациями микронеровностей стыка. Описано экспериментальное исследование, целью которого являлась проверка правильности этого расчета. Даны некоторые примеры резьбовых соединений и результаты вычислений их собственных частот колебаний. Подтверждена расчетами частот колебаний рекомендация Д. Н. Решетова затягивать металлические стыки так, чтобы минимальное давление в них составляло не менее 1—2 МПа.

Calculation of intrinsic frequencies of threaded joints oscillations, caused by elastic deformations of a joint's micro-irregularities, has been presented. Adequacy of calculation was checked experimentally. Some examples of threaded joints and their calculated intrinsic frequencies are given. The D. N. Reshetov's recommendation to tighten the metal joints so, that minimal pressure therein would amount more than 1—2 MPa, has been confirmed by calculations of the oscillation frequencies.

При создании точных [1] или малошумных [2] машин требуется знать собственные частоты колебаний конструкции. Из-за шероховатости поверхностей стыка деталей, стягиваемых винтами, возникают колебания, собственная частота которых обусловлена упругими деформациями микронеровностей. В данной работе приводится расчет этих собственных частот колебаний, основанный на ранее проведенных исследованиях контактной жесткости плоских стыков [3, 4] и резьбовых соединений [5], описано экспериментальное исследование, цель которого — проверка правильности этого расчета, даны некоторые результаты вычислений и сформулированы рекомендации по конструированию резьбовых соединений, вытекающие из анализа результатов расчетов.

Как известно, собственные частоты продольных колебаний (ν_a, Гц) и качания (ν_θ, Гц) деформируемой системы зависят [2, 4, 6] от продольной j_a, Н/мм, и угловой j_θ, Н · мм/рад, жесткостей системы, а также от колеблющейся массы m, кг, и ее момента инерции I_m, кг · мм^2, относительно нейтральной оси стыка (рис. 1):

$$\nu_a = (j_a/m)^{0,5}/(2\pi); \quad (1)$$

$$\nu_\theta = (1000 j_\theta/I_m)^{0,5}/(2\pi). \quad (2)$$

При упругих деформациях микронеровностей поверхностей стыка деталей, стягиваемых винтами, продольную и угловую жесткости резьбового соединения, входящие в выражения (1), (2), можно оценить, используя формулы:

$$j_a = A/[(k_p\varepsilon + \lambda_д A)(1 - \chi_F)]; \quad (3)$$

$$j_\theta = I/[(k_p\varepsilon + \lambda_д A)(1 - \chi_M)], \quad (4)$$

где A и I — площадь и момент инерции стыка; k_p — коэффициент контактной податливости стыка; ε — коэффициент влияния масштаба, зависящий от наибольшего размера l контактных поверхностей и чистоты их обработки: $\varepsilon = l/50$ при $l < 50$ мм; $\varepsilon = 1$ при $l = 50$ мм; $\varepsilon > 1$ при $l > 50$ мм, определяется по формулам работ [3, 4]; $\lambda_д$ — податливость стягиваемых деталей; χ_F — коэффициент основной нагрузки при растяжении; χ_M — коэффициент основной нагрузки от опрокидывающего момента.

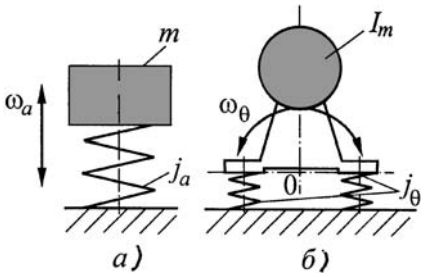


Рис. 1. Расчетные схемы для определения частот колебаний: *а* — продольных; *б* — качания

Согласно работе [5], коэффициент контактной податливости в формулах (3) и (4)

$$k_p = 0,5 Rac_0/(E\sigma_{зат})^{0,5},$$

где Ra — средняя арифметическая высота микронеровностей; c_0 — параметр, учитывающий вид обработки контактной поверхности [4] и в большинстве случаев равный 500 [3] при повторных нагружениях и приблизительно 2000 при первичном нагружении; E — приведенный модуль упругости материала фланцев; $\sigma_{зат} = zF_{зат}/A$ — давление в стыке от силы $F_{зат}$ затяжки винтов (z — число винтов).

Податливость стягиваемых деталей толщиной соответственно h_1 и h_2 $\lambda_д = (h_1 + h_2)/(EA)$. Выражения для коэффициентов основной нагрузки при растяжении и от опрокидывающего момента имеют вид [5]:

$$\chi_F = (\lambda_{ст} + \lambda_д)/(\lambda_{ст} + \lambda_д + \lambda_в/z);$$

$$\chi_M = (\lambda_{ст} + \lambda_д)/\{\lambda_{ст} + \lambda_д + \lambda_в I/[A\Sigma(z_i x_i^2)]\},$$

где $\lambda_{ст}$ и $\lambda_в$ — податливости стыка и винта: $\lambda_{ст} = k_p\varepsilon/A$; $\lambda_в = [(0,5d_в + l_0)/(\pi d_в^2) + (0,5d_в + l_1)/(\pi d_3^2)]4/E_в$.

В последней формуле обозначено: $E_в$ — модуль упругости винта; $d_в$, d_3 — наружный и внутренний диаметры его резьбы (причем $d_3 = d_в - 1,227P$, где P — шаг резьбы); l_0, l_1 — длины гладкой и нарезной деформируемых его частей.

Момент завинчивания вычисляется по формуле

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

где $\varphi' = \mathrm{arctg}(f_р/\cos\gamma)$ — приведенный угол трения (здесь $f_р$ — коэффициент трения в резьбе, $\gamma = 30°$ — угол наклона рабочей грани профиля резьбы); $\psi = \mathrm{arctg}[P/(\pi d_2)]$ — угол наклона винтовой линии по сред-

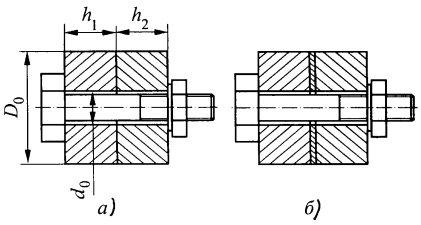


Рис. 2. Первая (*а*) и вторая (*б*) модели резьбового соединения

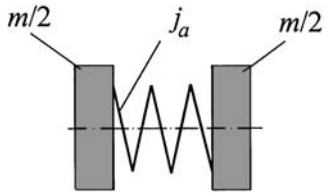


Рис. 3. Расчетная схема испытуемого соединения

нему диаметру резьбы $d_2 = d - 0{,}5P$; $f_т$ — коэффициент трения на торце гайки; $d_т = 1{,}2d$ — средний диаметр торца гайки.

Нами проведено исследование, связанное с определением собственной частоты продольных колебаний резьбового соединения. Для этого были изготовлены две модели соединения. Первая модель (рис. 2, *а*) состояла из двух втулок высотой $h_1 = h_2 = 25$ мм, диаметрами: наружным $D_0 = 35$ мм, внутренним $d_0 = 13$ мм, со средней арифметической высотой микронеровностей торцевых поверхностей $Ra = 2{,}5$ мкм. Модель стягивали болтом М12. Вторая модель (рис. 2, *б*) отличалась от первой наличием между торцами втулок шайбы толщиной 3 мм с такой же средней арифметической высотой микронеровностей торцевых поверхностей, как и у втулок. Масса соединения составила в обоих случаях $m = 0{,}45$ кг. Эксперимент проводился на затянутом резьбовом соединении (затяжкой гайки осуществлялось первичное нагружение) при моментах завинчивания 8,8 и 17,6 Н · м, что соответствовало силам затяжки 5 и 10 кН.

В осевом направлении по одному из торцов втулки наносили удар, а на противоположном торце пьезоэлектрическим акселерометром фирмы "Брюль и Къер" измеряли частоту ν_a колебаний системы.

Расчетная схема такого соединения представлена на рис. 3. Ей соответствует формула для расчетной собственной частоты колебаний [2]

$$\nu_{ap} = (4j_a/m)^{0,5}/(2\pi). \qquad (5)$$

Экспериментально измеренную собственную частоту колебаний сопоставляли с расчетной ν_{ap}, а также с основной частотой $\nu_{aст}$ продольных колебаний стержня, концы которого свободны [6], а длина $L = h_1 + h_2$:

$$\nu_{aст} = 10^6(E/\rho)^{0,5}/(2L), \qquad (6)$$

где ρ — плотность материала втулок.

Для $F_{зат} = 5$ и 10 кН соответственно получили: при испытаниях первой модели $\nu_a = 10{,}7$ и 11,47 кГц; второй модели — $\nu_a = 9{,}58$ и 11,07 кГц. При расчете по формуле (5) соответствующие значения составили $\nu_{ap} = 13{,}66$ и 14,99 кГц для первой модели и 11,56 и 12,51 кГц для второй. При вычислении по формуле (6) получили $\nu_{aст} = 52$ кГц. Сопоставление расчетных и экспериментальных данных (рис. 4) показывает, что значения ν_{ap} и ν_a близки друг другу, а $\nu_{aст}$ и ν_a резко различаются, что подтверждает необходимость учета при расчете резьбовых соединений контактной жесткости стыка, вычисляемой по формулам (3), (4).

Приведем некоторые примеры резьбовых соединений и результаты расчетов их собственных частот колебаний.

На рис. 5, *а* схематично представлена шпиндельная головка. Расчетная схема резьбового соединения этой головки с корпусом изображена на рис. 5, *б*. Шпиндельная головка имела фланец с наружным $D_1 = 222$ мм и внутренним $D_2 = 171$ мм диаметрами и диаметр расположения винтов $D_в = 196$ мм. Фланец был притянут к основанию шестью винтами М10. Резьба была смазана ($f_р = f_т = 0{,}1$). Толщины фланца и основания: $h_1 = 21$ мм, $h_2 = 10$ мм. Масса шпиндельной головки 100 кг.

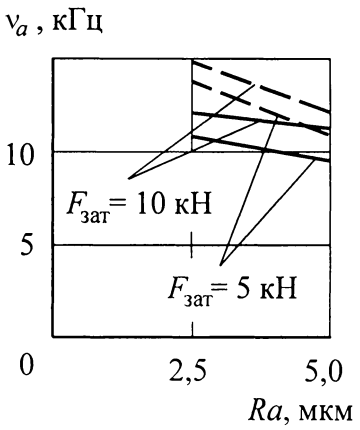


Рис. 4. Зависимость собственной частоты ν_a продольных колебаний модели от средней арифметической высоты *Ra*, микронеровностей стыка: сплошные линии — эксперимент, штриховые — расчет

Расстояние центра масс шпиндельной головки от плоскости стыка $L_0 = 10$ мм. Экспериментальным путем выявлено наличие резонансной частоты шпиндельной головки, равной 0, 63 кГц.

На рис. 5, *в* представлен пьезоэлектрический акселерометр 8305 фирмы "Брюль и Къер" [7]. Его масса — 0,04 кг. Корпус датчика стальной. Диаметр опорной поверхности датчика $D_1 = 15{,}5$ мм; средняя арифметическая высота ее микронеровностей 0,25 ÷ 1,6 мкм. Датчик закрепляют на исследуемом изделии с помощью шпильки М4 (точнее, с американской мелкой резьбой 10—32 NF), прикладывая момент завинчивания 1,6 Н · м. В паспортных данных указана резонансная частота датчика, по-видимому, полученная экспериментально, равная 30 кГц.

На рис. 5, *г* изображен переходник, предназначенный для соединения пьезоэлектрических акселеромет-

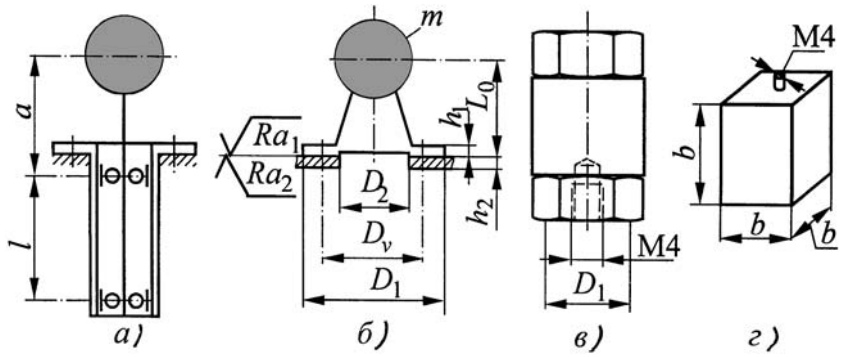


Рис. 5. Резьбовые соединения:
а — схема шпиндельной головки; *б* — расчетная схема ее резьбового соединения; *в* — пьезоэлектрический акселерометр; *г* — переходник

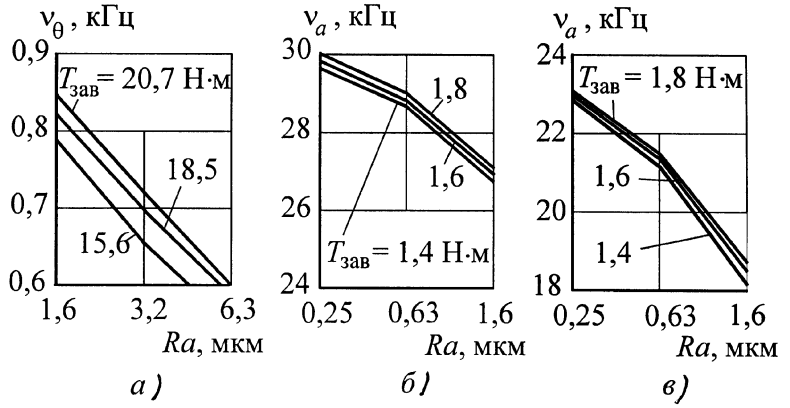


Рис. 6. Собственные частоты колебаний:
а — угловая шпиндельной головки; *б* — продольная пьезоэлектрического акселерометра; *в* —продольная переходника

ров с исследуемым изделием. Он имеет форму куба со стороной $b = 25$ мм, изготовлен из стали, имеет массу 0,12 кг и соединяется с изделием шпилькой М4. Средняя арифметическая высота микронеровностей 0,25÷1,6 мкм. Экспериментальным путем выявлено наличие резонансной частоты переходника, равной 20 кГц.

Результаты расчетов собственной частоты угловых колебаний резьбового соединения шпиндельной головки с корпусом и собственной частоты продольных колебаний резьбовых соединений пьезоэлектрического акселерометра, а также переходника при закреплении их на изделии представлены соответственно на рис. 6, *а*, *б*, *в*. Графики отражают зависимость собственных частот колебаний от средней арифметической высоты *Ra* микронеровностей стыка и момента $T_{зав}$ завинчивания. Видно, что расчетные значения частот близки к полученным экспериментально.

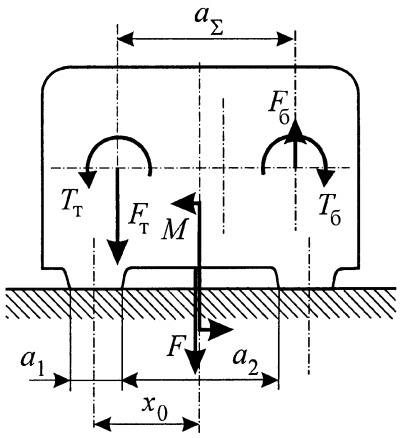


Рис. 7. Расчетная схема резьбового соединения крепления редуктора Ц2У-125 к раме

В двухступенчатом цилиндрическом зубчатом редукторе Ц2У-125 (рис. 7) массой 15 кг для крепления корпуса к раме предусмотрены четыре винта М16 ($P = 2{,}0$ мм) класса прочности 6.6. При этом $\lambda_д = 5{,}2 \cdot 10^{-9}$ мм/Н, $\lambda_в = 4{,}8 \cdot 10^{-6}$ мм/Н. Расстояния винтов до нейтральной оси $x_0 = 167$ мм, геометрические характеристики стыка: $a_1 = 63$ мм, $a_2 = 250$ мм, $A = 22\,500$ мм^2, $I = 5{,}56 \cdot 10^8$ мм^4, $W = 2{,}97 \cdot 10^6$ мм^3. Поверхности стыка обработаны фрезерованием ($Ra = 3{,}6$ мкм). Материал корпуса — алюминий, $I_m = 3{,}7 \cdot 10^6$ кг · мм^2. В худшем случае опрокидывающий момент M, действующий на резьбовое соединение, и внешняя сжимающая стык сила F составляют $M = T_т - T_б + (F_т + F_б)a_\Sigma/2 = 1 \cdot 10^3$ Н · м, $F = F_т - F_б = 5{,}1$ кН, где $T_т$ и $T_б$ — вращающие моменты на тихоходном и быстроходном валах, $F_т$ и $F_б$ — радиальные нагрузки от муфт. Рассматриваем два варианта значений силы затяжки винтов: 1) сила затяжки создает давление в стыке, при котором обеспечивается его суммарное минимальное значение не ниже 1,5 МПа (минимальное давление для ответственных металлических стыков 1÷2 МПа рекомендовано в книге Д. Н. Решетова [8]); 2) сила затяжки создает минимальное давление, превышающее в 1,5 раза минимальное суммарное напряжение в стыке от внешних нагрузок. Расчетом получено: для варианта 1 — при минимальном давлении в стыке 1,38 МПа (давление от затяжки винтов 1,5 МПа, $\varepsilon = 2{,}8$) — угловая жесткость $j_\theta = 1{,}4 \cdot 10^{11}$ Н · мм/рад, частота угловых колебаний $\nu_\theta = 981$ Гц; для варианта 2 — при минимальном давлении в стыке 0,083 МПа (давление от затяжки винтов 0,18 МПа, $\varepsilon = 4{,}0$) — угловая жесткость $j_\theta = 5{,}1 \cdot 10^{10}$ Н · мм/рад, частота угловых колебаний $\nu_\theta = 593$ Гц.

Известно, что в машинах возникают колебания, частоты которых совпадают с частотами вращения валов. Кроме того, имеют место колебания, вызванные неточностью изготовления подшипников и зубьев зубчатых колес, частоты которых зависят от числа тел качения в подшипниках и числа зубьев зубчатых колес. Если при расчете принять частоту вращения входного вала редуктора $n = 1500$ мин$^{-1}$, то собственная частота колебаний этого вала составит 25 Гц, частота колебаний, вызванная неточностью изготовления тел качения (их число в подшипнике принято равным 8), — 100 Гц, частота колебаний, вызванная неточностью изготовления зубчатых колес (число зубьев принято равным 25), — 625 Гц. Следовательно, чтобы не получить явления резонанса, необходимо избегать частот колебаний менее 600 Гц. В расчете получено: для варианта 1 — $\nu_\Theta = 981$ Гц, для варианта 2 — $\nu_\Theta = 593$ Гц. Отсюда следует, что рекомендация Д. Н. Решетова затягивать металлические стыки так, чтобы минимальное давление составляло не менее 1÷2 МПа, подтверждается расчетом резьбового соединения крепления редуктора Ц2У-125 к раме из условия снижения уровня шума и вибрации машины.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Решетов Д. Н., Портман В. Т.** Точность металлорежущих станков. М.: Машиностроение, 1986. 336 с.
2. **Ден-Гартог Дж.П.** Теория колебаний. М.-Л.: Гостехиздат, 1942. 464 с.
3. **Иванов А. С., Измайлов В. В.** Расчет контактной деформации при конструировании машин // Трение и смазка в машинах и механизмах. 2006. № 8. С. 3—10.
4. **Иванов А. С.** Нормальная, угловая и касательная контактные жесткости плоского стыка // Вестник машиностроения. 2007. № 7. С. 34—37.
5. **Иванов А. С.** Контактная жесткость неподвижных соединений деталей машин: Автореф. дис. ... д-ра техн. наук. М.: МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2006. 32 с.
6. **Бидерман В. Л**. Прикладная теория механических колебаний: Учеб. пособие для вузов. М.: Машиностроение, 1972. 416 с.
7. **Справочник** по пьезоэлектрическим акселерометрам и предусилителям / Брюль и Къер. [Б. М.: б. и.], 1978. 111 с.
8. **Решетов Д. Н.** Детали машин: Учеб. для вузов. М.: Машиностроение, 1989. 496 с.

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

УДК 620.178.152

А. П. СЕМЕНОВ, д-р техн. наук (ИМАШ им. А. А. Благонравова РАН)

Измерение твердости при малых и сверхмалых нагрузках

Рассмотрены особенности измерения микротвердости традиционным методом по размеру восстановленного отпечатка и по глубине внедрения индентора с записью диаграммы внедрения (метод "кинетической твердости"). Обоснована необходимость и намечены пути разработки методов измерения твердости при малых и сверхмалых нагрузках — субмикротвердости и нанотвердости.

Peculiarities of micro-hardness measurement by traditional method based on a dimension of restored imprint and on an indenter embedding depth with recording of the embedding diagram (a kinetic hardness method) have been considered. A necessity of elaboration of the hardness measurement methods at low and ultra-low loads (submicrohardness and nanohardness) has been stated, and ways for solving of that problem have been outlined.

Введение. Важной для практики характеристикой механических свойств материалов является твердость. Значительное число исследований посвящено разработке методов и приборов для измерения твердости и способов определения других механических свойств на основании испытаний по оценке твердости. Наиболее широкое применение нашли методы, в основе которых лежит вдавливание инденторов в поверхность исследуемого материала. Основная цель — оценка сопротивления материалов пластическому (точнее, упругопластическому) деформированию при сложном напряженно-деформированном состоянии.

Деформирование осуществляется инденторами различной формы (сферическими, Виккерса, Кнуппа, Берковича), геометрия которых должна отвечать требованию получения одинаковых (или очень близких) значений твердости. Лишь в методе Роквелла при применении индентора в виде усеченного конуса с закругленной по сфере вершиной (или для мягких материалов в виде сферы) твердость оценивается условными единицами.

В большинстве случаев твердость определяется отношением приложенной нагрузки к площади проекции полученного (восстановленного после снятия нагрузки) отпечатка и выражается в кгс/мм^2. На ее значение кроме свойств индентируемого материала оказывают некоторое влияние форма индентора, скорость приложения нагрузки и трение между индентором и материалом.

Твердость очень топких поверхностных слоев трущихся деталей является в трибологии весьма важной характеристикой материалов. Работоспособность поверхностей трения деталей машин и инструментов (режущих и деформирующих) зависит от механических свойств тончайших поверхностных слоев. Единственным доступным способом их достоверной оценки является измерение твердости при очень малых нагрузках — микротвердости [1].

С развитием современных методов нанесения тонких покрытий и модифицирования поверхностных слоев (вакуумными ионно-плазменными методами, имплантацией, обработкой лазером) и расширением работ по наноматериалам и нанотехнологиям появилась потребность в измерении твердости при еще более низких нагрузках, чем возможно при применении традиционных микротвердомеров. Возникла необходимость разработки методов и приборов для измерения субмикротвердости и нанотвердости.

Традиционный метод измерения микротвердости. При измерении микротвердости существующими методами имеются определенные трудности, связанные с точностью приложения нагрузки и измерения микрометровых размеров отпечатков (диагонали при применении четырехгранной пирамиды Виккерса). Значительное влияние на получаемые результаты при измерении твердости с малыми нагрузками (граммы и доли грамма) оказывают трение между деталями прибора и вибрации от внешних источников (от которых в городских условиях избавиться практически невозможно).

Из исследований традиционных методов (по размеру отпечатка после снятия нагрузки) измерения твердости при малых нагрузках наибольший интерес представляют работы М. М. Хрущова и Б. С. Берковича [2, 3], Г. П. Упита и С. А. Варчени [4]. В работах [2, 3] отпечатки наносились на полированную поверхность монокристалла рубина с помощью прибора ПМТ-2. Размеры полученных отпечатков (менее микрометра) измеряли с помощью электронного микроскопа (на снятых с поверхности репликах). В работе [4] авторы применили разработанный ими прибор, позволяющий измерять твердость в диапазоне нагрузок $0{,}3 \div 100$ гс. Выводы о влиянии масштабного фактора на значения твердости в работах [2, 3] и [4] отличаются.

Особо следует отметить имеющие принципиальное значение исследования, выполненные Б. И. Гейном [5] в лаборатории Ф. Боудена [6]. С помощью растрового электронного микроскопа изучался процесс внедрения индентора из вольфрама в монокристалл золота. При действии очень малых нагрузок под индентором наблюдалась лишь упругая деформация, несмотря на то, что удельные нагрузки многократно превышали обычно измеряемые значения твердости. При определенной нагрузке происходил своеобразный "прорыв" и начиналось обычное пластическое течение материала под индентором. Значения твердости при этом соответствовали измеряемым при обычных для метода микротвердости нагрузках.

Наблюдаемый эффект авторы объясняли тем, что при очень малых нагрузках в объеме материала под индентором отсутствовали дислокации и благодаря этому фиксировались свойства, близкие теоретической прочности. При увеличении нагрузки вовлекался больший объем металла, в котором дислокации уже имелись, и в нем начиналась пластическая деформация.

Испытание материалов при непрерывном вдавливании индентора (или метод "кинетической микротвердости"). Описанные выше методики и приборы для измерения твердости при очень малых нагрузках трудоемки и сложны для применения в условиях обычной (и тем более заводской) лаборатории. Разработка в Институте машиноведения АН СССР (и дальнейшее развитие в Институте металлургии АН СССР) метода измерения микротвердости при непрерывном вдавливании индентора с регистрацией глубины внедрения (так называемый метод кинетической твердости) [7—11] вселила надежду на возможность его применения для оценки твердости при очень малых нагрузках. В этом методе записывается диаграмма внедрения индентора (зависимость глубины внедрения от нагрузки), начиная от нулевой нагрузки. Однако при представляющих наибольший интерес очень малых нагрузках возникли проблемы, затрудняющие получение достоверных данных о твердости и механических свойствах поверхностных слоев. Основная трудность заключается в невозможности современными методами точно установить момент касания острия индентора поверхности исследуемого образца и вследствие этого истинное положение начала координат на регистрируемой зависимости глубины вдавливания от нагрузки. В статье [12] было показано, что именно при очень малых нагрузках (и глубинах внедрения индентора) возможные ошибки оценки твердости максимальны.

Характер деформирования при вдавливании индентора при измерении "статической" и "кинетической" твердости. В основе обоих методов измерения микротвердости лежит вдавливание в исследуемый материал одинаковых по форме инденторов. При этом происходит "вспучивание" или "утапливание" сторон отпечатка относительно исходной поверхности образца (в углах отпечатков "вспучивания" и "утапливания" практически нет). Это явление вызвано тем, что объем металла, выдавленный индентором, должен куда-то переместиться. В зависимости от формы и размера образца он может уйти в стороны или подняться кверху (при этом образуются навалы, искажающие контуры отпечатка). На характер выдавливания материала из-под индентора влияют относительная температура $T/T_{пл}$, состояние материала, кристаллическое строение, силы трения о грани индентора.

От упомянутого выше зависит, куда перемещается выдавленный индентором материал, и, следовательно, форма отпечатка после снятия нагрузки (в традиционном методе) и при действии приложенной нагрузки (в методе кинетической твердости). При применении квадратной пирамиды Виккерса возможны несколько оказывающих влияние на вычисляемые значения твердости вариантов формы проекции отпечатков: квадратные с выпуклыми, прямолинейными и вогнутыми сторонами (рис. 1, *а*, *б*, в).

На рис. 1, *а* изображен отпечаток с выпуклыми сторонами, образующийся при выдавливании испытуемого

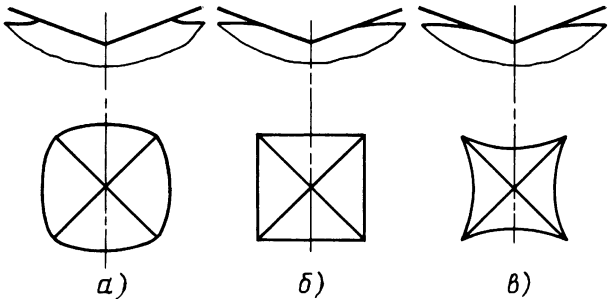


Рис. 1

материала кверху вдоль граней индентора. Такая форма отпечатка типична при деформировании неупрочняющихся в процессе вдавливания индентора материалов (предварительно предельно наклепанных или испытуемых при температурах, достаточных для их отжига в процессе деформации). Такому типу оттеснения материала из-под индентора способствует низкое трение между гранями индентора и деформируемым материалом.

На рис. 1, *б* изображен квадратный отпечаток с прямыми сторонами. Такая форма отпечатка характерна при испытании упрочняющихся материалов. Материал из-под индентора при этом выдавливается в стороны, поднимаясь выше уровня исходной поверхности.

На рис. 1, *в* изображен отпечаток с вогнутыми сторонами. Причинами образования такого отпечатка могут быть, по-видимому, большие силы трения между гранями индентора и испытуемым материалом (он как бы "прилипает" к индентору) или анизотропия свойств материала.

При измерении "статической" и "кинетической" твердости не принимается во внимание отклонение контура отпечатка от идеализированного (квадратного при применении пирамиды Виккерса). В традиционном методе размер отпечатка определяется по длине его диагонали. Стороны же, от которых зависит вычисляемая площадь проекции отпечатка, как было сказано выше, могут быть выпуклыми и даже вогнутыми.

При измерении твердости по глубине вдавливания индентора (метод кинетической твердости) размер идеализированного квадратного отпечатка вычисляется по глубине внедрения индентора. Истинная форма проекции отпечатка не принимается во внимание. Таким образом, в обоих методах заложен один и тот же недостаток методики вычисления твердости.

При измерении твердости традиционным методом вспучивание приводит к получению завышенных значений твердости (площадь проекции отпечатка с выпуклыми сторонами больше площади, ограниченной правильным квадратом). Утапливание отпечатка при измерении твердости традиционным методом приводит к занижению значений твердости. Лишь при квадратном отпечатке определяются наиболее корректные значения сопротивления материала пластическому деформированию.

В методе измерения твердости по глубине вдавливания индентора вспучивание сторон отпечатка должно приводить к увеличению площади проекции отпечатка (по сравнению с вычисляемой по глубине внедрения индентора), а при утапливании — к уменьшению: в первом случае получаются завышенные значения твердости, а во втором — заниженные.

Материал, выдавливаемый из-под индентора, в случае, показанном на рис. 1, *а*, образует навалы главным образом непосредственно вблизи боковых сторон контура отпечатка. В случаях на рис. 1, *б* и *в* выдавленный материал распространяется на большей площади, образуя за пределами отпечатка пологие вспучивания. Исходная поверхность образца при этом поднимается. Это создает определенные трудности при попытках базирования в методе "кинетической твердости" датчика глубины внедрения непосредственно на поверхности образца (для исключения из регистрируемой диаграммы внедрения индентора упругой деформации самого образца). При вдавливании индентора базовая поверхность сама изменяется (как правило, поднимается).

Влияние сил трения на внедрение индентора. На напряженное состояние при вдавливании индентора и на форму получаемого отпечатка значительное влияние может оказывать величина сил трения между гранями индентора и деформируемым материалом. Экспериментально установлено, что при измерении твердости с помощью алмазного индентора специально очищенных поверхностей активных относительно углерода металлов (титан, цирконий, ниобий) наблюдалось налипание металлов на поверхность алмазной пирамиды [13]. При испытании чистого титана при снятии нагрузки был даже зафиксирован отрыв вершины алмазного индентора. Это свидетельствует о том, что адгезионная составляющая коэффициента трения между гранями алмазной пирамиды и испытуемым материалом при измерении твердости может быть очень большой. В зависимости от условий испытаний (воздух, вакуум), от подготовки поверхностей испытуемого образца и индентора и от температуры значения коэффициента трения граней алмазного индентора о поверхность испытуемого материала могут изменяться на порядок. От его величины зависит напряженное состояние металла под индентором, перемещение материала из-под индентора в процессе его вдавливания, форма и размеры отпечатка (а, следовательно, и вычисляемые значения твердости). От величины коэффициента трения зависит "сползает" ли поверхность испытуемого материала по индентору или он "прилипает" к нему.

Влияние трения индентора об исследуемый объект наиболее сильно может проявляться при проведении испытаний в вакууме при высоких температурах. Прямыми экспериментами было показано, что при превышении значений 0,3—0,4 относительной температуры $T_{исп}/T_{пл}$ начинается активное адгезионное взаимодействие алмаза с металлами [14] с соответствующим увеличением значений коэффициента трения.

На воздухе в нормальных условиях коэффициент трения алмаза по металлам и другим материалам в большинстве случаев невелик и его можно условно принимать практически одинаковым. Вследствие этого можно считать, что в нормальных условиях трение не оказывает значительного влияния на результаты измерений твердости.

Кроме сил трения при вдавливании индентора большое значение имеют: относительная температура проведения испытания ($T_{исп}/T_{пл}$), которая определяет возможное участие рекристаллизационных процессов в процессе вдавливания индентора; характер пластической деформации (зависит от типа кристаллической решетки); способность металла к упрочнению в процессе деформирования и степень предварительного наклепа.

Диаграмма вдавливания и снятия нагрузки при измерении "кинетической твердости". Рассмотрим диаграмму приложения и снятия нагрузки при проведении испытаний методом кинетической твердости (рис. 2) на приборах, описанных в работе [10].

Зависимость *ОА* регистрируемой глубины вдавливания индентора от нагрузки *Р*, включающая упругую деформацию всей системы, напоминает по форме параболу. Линия *АЕБ* снятия нагрузки непрямолинейна. В процессе снятия нагрузки общую упругую деформацию прибора и материала испытуемого образца (без учета упругого восстановления формы отпечатка) характеризует линия *АВ*.

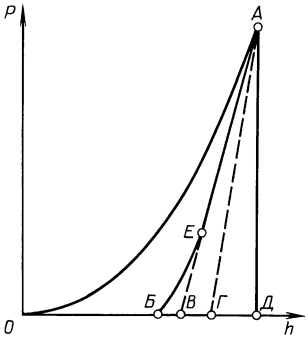


Рис. 2

Начальный участок *АЕ* линии *АЕВ* при снятии нагрузки практически прямолинеен. В это время снимается часть упругой деформации прибора в соответствии с линией *АГ* и часть упругой деформации образца (между линиями *АГ* и *АВ*). После начала отделения поверхности отпечатка от индентора в точке *Е* в результате упругого восстановления формы отпечатка [12] по его краям образуется зазор, и площадь контакта с индентором при дальнейшем снижении нагрузки непрерывно уменьшается. В результате линия снятия упругих деформаций, начиная от точки *Е*, изгибается вплоть до пересечения с абсциссой в точке *Б* при полном снятии нагрузки (момент выхода острия индентора из контакта с дном отпечатка). Таким образом, упругое восстановление формы отпечатка в процессе снятия нагрузки начинается в точке *Е* и завершается в точке *Б*. Упругую деформацию *БГ* образца можно условно разделить на упругую деформацию объема образца (отрезок *ВГ*) и упругую деформацию подвергавшегося пластической деформации объема, находящегося непосредственно под отпечатком (отрезок *БВ*).

На линии абсцисс отсекается отрезок *БД*, соответствующий упругой деформации всей системы при максимальной приложенной нагрузке [прибор (отрезок *ДГ*), объем образца (отрезок *ГВ*) — объем, участвующий в восстановлении формы отпечатка (отрезок *ВБ*)]. Отрезок *БО* на абсциссе соответствует глубине отпечатка индентора, восстановленного после полного снятия нагрузки.

Из изложенного выше следует, что для получения истинной зависимости глубины внедрения индентора от приложенной нагрузки следует вычесть из исходной зависимости суммарную упругую деформацию прибора и образца, изменяющуюся при снятии нагрузки по линии *АЕБ*. Вычитаться упругая деформация должна в обратном порядке: максимальная — в точке *А*, а минимальная — вблизи точки *О*.

При повторном приложении нагрузки к полученному отпечатку записывается упругая деформация всей системы "прибор—образец", но приложение нагрузки к

индентору начинается не от поверхности образца, а от дна (вершины) восстановленного отпечатка. При увеличении нагрузки индентор должен сначала упруго продеформировать объем материала под отпечатком до полного соприкосновения всей поверхности отпечатка с гранями индентора. При этом упруго деформируются и весь объем образца, и сам прибор. Кривая, получаемая при увеличении нагрузки, не повторяет в обратном порядке кривую, полученную при первом снятии нагрузки. Вероятные причины несовпадения кривых: 1) гистерезисные потери и эффект Баушингера; 2) действие сил трения в обратном направлении между деталями прибора (предварительное смещение при трении покоя); 3) действие сил трения между индентором и поверхностью отпечатка (в процессе снятия нагрузки и повторного нагружения они действуют в противоположных направлениях). Наиболее вероятной является последняя причина.

При первом вдавливании индентора силы трения, действующие на поверхностях граней отпечатка, направлены к его центру. В процессе снятия нагрузки силы трения направлены от его центра, в процессе повторного нагружения — к центру. Вследствие этого возникающие при повторном нагружении дополнительные силы изменяют напряженное состояние в объеме материала под индентором. В результате кривая повторного нагружения не совпадает с кривой разгружения. Образующаяся гистерезисная петля тем больше, чем больше силы трения между индентором и испытумым материалом.

Таким образом, деформация при повторном нагружении отличается от имевшей место при первом снятии нагрузки (разгружении) главным образом из-за действия в противоположном направлении сил трения между поверхностью отпечатка и гранями индентора.

Для учета всей упругой деформации при первом вдавливании следует использовать первое разгружение после вдавливания индентора. Максимальную упругую деформацию следует вычитать из зависимости перемещения индентора от нагрузки при максимальной нагрузке (т. е. зависимость упругой деформации следует как бы перевернуть). Лишь при вычитании паразитной упругой деформации можно говорить о получении реальной зависимости твердости от глубины вдавливания (а точнее, от приложенной нагрузки).

Недостатки метода "кинетической твердости". При измерении твердости методом непрерывного вдавливания индентора с записью диаграммы внедрения фиксируется общее перемещение индентора. Кроме величины непосредственного внедрения индентора в испытуемый образец в регистрируемую величину входят упругая деформация прибора и упругая деформация самого образца. Последняя составляющая зависит от модуля упругости испытуемого материала и размера образца (длины в направлении действия нагрузки и поперечного сечения). К этому следует добавить, что при обычно применяемом креплении образца на пластилине последний также оказывает влияние на упругую (и остаточную) деформацию всей системы.

О недостатках метода измерения твердости по глубине вдавливания индентора в современном исполнении было подробно изложено в работе [12]. Основные из них; а) невозможность точно установить на записанной диаграмме момент касания индентора с поверхностью исследуемого образца и начало отсчета нагрузки и деформации; б) неправильный учет (или неучет) упругой деформации всей системы (самого прибора и образца). Все это приводит к неправильной оценке твердости, особенно при действии очень малых нагрузок. Ошибка при измерении двух очень малых (бесконечно малых) величин (нагрузки и деформации) в самый начальный момент вдавливания индентора может привести к очень большим ошибкам в оценке микротвердости. Наибольший вклад в ошибку дает неточность определения глубины вдавливания (при традиционном вычислении значений твердости она входит во второй степени).

Отличия (иногда очень большие) значений твердости, получаемые при измерении методом непрерывного вдавливания индентора, от значений твердости, получаемых традиционным методом, являются, главным образом, следствием указанных выше недостатков метода, а также не всегда корректной трактовки полученных результатов.

Общее и разное в методах измерения "статической" и "кинетической твердости". Просматривающееся иногда у некоторых авторов противопоставление (явное или неявное) метода непрерывного вдавливания индентора с записью диаграммы внедрения традиционному методу измерения микротвердости по восстановленному отпечатку не имеет разумных оснований. В обоих методах на первом этапе (основном) происходит то же самое действие — непрерывное вдавливание индентора в испытуемый материал до достижения заданной нагрузки. Разница лишь в том, что в традиционном методе диаграмма вдавливания не записывается. Главное отличие заключается в способе измерения (оценки) произведенной индентором деформации и вычисления значений твердости. В традиционном методе измеряется диагональ восстановленного отпечатка, в методе "кинетической твердости" — глубина внедрения индентора в исследуемый объект. В существующих конструкциях приборов эта "глубина" включает в себя упругую деформацию объема самого образца и паразитные упругие деформации прибора. Эти деформации существенно искажают картину.

Измерение твердости стандартным методом (по восстановленному отпечатку) и по глубине вдавливания индентора существуют в настоящее время как бы отдельно друг от друга. Принципиальной же разницы в значениях твердости, измеренной обоими методами, нет, так как основа методов одна. Поэтому целесообразно эти методы рассматривать совместно или объединить их и научиться получать одинаковые (или хотя бы сопоставимые) значения твердости при измерении обоими методами.

Глубина отпечатка в методе "кинетической твердости", если она измерена правильно, геометрически однозначно связана с размером диагонали отпечатка. Можно возразить, что при измерении твердости традиционным методом размер диагонали отпечатка в процессе снятия нагрузки (снятии упругих деформаций) изменяется. Но при измерении твердости с применением пирамиды Виккерса уменьшения размера диагонали отпечатка в процессе снятия нагрузки практически нет (основное восстановление формы происходит по глуби-

не отпечатка). Это было экспериментально показано Е. С. Берковичем [15].

Из сказанного выше следует, что при использовании традиционного метода измерения микротвердости (вдавливание индентора при определенной нагрузке и измерение размеров восстановленного после снятия нагрузки отпечатка) и метода непрерывного нагружения с записью диаграммы в координатах "перемещение индентора—действующее усилие" значения твердости (характеризующие сопротивление материала внедрению индентора) должны получаться одинаковыми. Некоторые различия (незначительные или легко устранимые) могут быть лишь следствием: а) непрямолинейности сторон отпечатков (вызванной "вспучиванием" или "втягиванием" материала при вдавливании индентора); б) ползучести материала при статическом приложении нагрузки. Внести существенные отличия в измеряемые значения твердости в большинстве случаев эти факторы не могут.

Что надо сделать для объединения (сближения) методов измерения "статической" и "кинетической" твердости. Специалистам, занимающимся развитием метода измерения твердости по глубине отпечатка, следует найти способы устранения (или сведения к минимуму) упомянутых выше недостатков и совместить этот метод с традиционным (стандартным) методом измерения.

Вклад в упругую деформацию самого прибора (без алмазного индентора) можно с достаточной точностью определить, записав зависимость деформации от нагрузки при надавливании плоским пуансоном на тонкую пластинку из материала с очень высоким модулем упругости (например, алмаза).

Для того чтобы получить более полную и точную информацию при измерении твердости непрерывным вдавливанием индентора с записью диаграммы вдавливания и связать измеряемые величины с значениями твердости, измеряемой традиционными методами (по размерам восстановленных после снятии нагрузки отпечатков), следует предусмотреть на приборах непрерывного вдавливания индентора возможность измерения традиционным способом размеров отпечатков после снятия нагрузки. В этом случае, проведя испытания методом непрерывного вдавливания при разных ступенчато увеличивающихся нагрузках с последующим измерением восстановленных отпечатков, можно построить зависимости определенных обоими методами значений твердости от нагрузки. Если характер этих зависимостей изменяется при уменьшении нагрузки, то положение начала координат на кривой нагрузка—глубина вдавливания выбрано неправильно (он сдвинут в ту или иную сторону). Учет этого поможет установить истинное положение начала координат, что позволит более надежно оценить значения твердости, как при больших, так и при очень малых нагрузках.

Таким образом, в результате сопоставления полученных зависимостей можно установить закономерную связь между двумя методами измерения твердости, основанными на оценке сопротивления вдавливанию в исследуемый материал инденторов одинаковой формы. Наличие такой связи не вызывает сомнения, так как форма индентора (штампа) и напряженное состояние при его вдавливании одинаковы.

Влияние масштабного фактора при измерении твердости с очень малыми нагрузками. При оценке микротвердости, особенно при очень малых нагрузках, значительную роль может играть масштабный фактор. Многие исследователи наблюдали повышение твердости при уменьшении размера отпечатка (уменьшении приложенной нагрузки). Объясняли они это различными причинами: влиянием поверхности (действием поверхностного натяжения), структурными факторами и др.

Одной из возможных причин повышения твердости при уменьшении размера отпечатков, на которую не обращают внимания, является увеличение истинной скорости деформации (отношение величины деформации в единицу времени к исходному размеру деформируемого объема). В начальный период вдавливания истинная скорость деформации велика. Сопротивление же материала при увеличении скорости деформирования возрастает. Из этого следует, что значения твердости при очень малых нагрузках также должны возрастать.

Рассмотрим разные варианты приложения нагрузки в процессе внедрения индентора. При перемещении (вдавливании) индентора с постоянной скоростью (нагрузка и площадь отпечатка растут пропорционально квадрату скорости) истинная скорость деформации в начальный период внедрения изменяется очень сильно. Размер деформируемого объема в процессе вдавливания непрерывно растет от нуля до достаточно больших значений. Поскольку величина внедрения в единицу времени остается постоянной, то истинная скорость деформации непрерывно уменьшается. Из сказанного выше следует, что при весьма малых отпечатках (в самом начале регистрируемой кривой вдавливания) значения твердости могут быть существенно завышены.

При прямолинейном увеличении нагрузки на индентор влияние истинной скорости пластической деформации должно быть меньше. Это обусловлено тем, что площадь отпечатка при этом также изменяется прямолинейно. Скорость изменения глубины внедрения, пропорциональная корню квадратному от площади отпечатка (и действующей нагрузки), должна непрерывно снижаться.

Из сказанного выше следует, что при измерении твердости при очень малых нагрузках необходимо учитывать влияние истинной скорости деформации.

О возможных путях создания приборов и методик измерения субмикротвердости и нанотвердости. Сопоставление традиционного и "кинетического" методов измерения микротвердости показало, что в настоящем виде они в силу присущих им недостатков не могут обеспечить точного измерения твердости при очень малых нагрузках. Необходим другой подход к созданию приборов и разработке методов оценки механических свойств материалов измерением субмикротвердости и нанотвердости.

Для достижения этой цели целесообразно использовать опыт применения сканирующего электронного микроскопа при измерении микротвердости [2, 3 и 5]. Для этого необходимо также разработать нагружающее устройство, гарантирующее точное приложение очень малых нагрузок (десятков и сотен миллиграммов) к индентору. Эта цель может быть достигнута, если в качестве прилагаемой нагрузки использовать сам индентор

УДК 621.91

В. П. БАХАРЕВ, канд. техн. наук (филиал МГИУ, г. Кинешма),
М. Ю. КУЛИКОВ, д-р техн. наук, Д. А. НЕЧАЕВ (МГТУ "МИИТ"),
Е. В. ЯКОВЧИК (ИГТА, г. Иваново)

Оптимизация алмазной обработки керамики на основе системного анализа с использованием нейросетей

Представлен обобщенный алгоритм оценки технологической эффективности алмазной обработки керамики на основе системного анализа влияния технологических сред и условий с использованием современных подходов и средств вычислительной техники.

A generalized estimation algorithm of technological efficiency of diamond treatment of a ceramic has been presented. The algorithm is based on a systemic analysis of influence of technological media and conditions with use of modern approaches and computer engineering.

Объективная оценка эффективности таких сложных и дорогостоящих технологий, как алмазная обработка керамических и композиционных материалов, выбор оптимальных технологических критериев, возможны лишь на основе системного анализа процессов в зоне резания. Это справедливо для оценки как процессов шлифования, так и алмазной доводки свободным абразивом [1]. Процесс шлифования, осуществляемый на высоких скоростях резания, сопровождается гораздо более интенсивным энергетическим воздействием на состояние поверхностного слоя, нежели процессы отделочной обработки свободным и связанным абразивом. Поэтому анализ взаимодействия подсистем системы резания при шлифовании таких изделий будет отличаться от анализа системы обработки металлов [2].

Рассматривая процесс шлифования керамики как сложную технологическую систему представим его в виде обобщенной схемы (рис. 1), технико-экономическая эффективность которой оценивается показателями:

(Окончание статьи. Начало см. на стр. 26)

(масса 1 мм^3 алмаза, достаточного для изготовления индентора, составляет 0,0035 г). Вспомогательные детали должны иметь минимальную массу и в конструкции нагружающего устройства должно быть исключено паразитное трение. В качестве индентора оптимальным является применение трехгранной пирамиды Берковича [1], так как при ее изготовлении обеспечивается получение при вершине идеального острия.

Преимуществом камеры электронного сканирующего микроскопа при проведении испытаний является исключение влияния на результаты измерений субмикротвердости и нанотвердости движения воздушных потоков и уменьшение влияния градиентов температуры и вибрации.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **ГОСТ 9450—76.** Измерение микротвердости вдавливанием алмазных наконечников. М.: 1976; **ГОСТ 10717—75.** Приборы для измерения микротвердости. М.: Изд-во стандартов, 1975.

2. **Хрущов М. М., Беркович Е. С.** Опыт применения электронного микроскопа для измерения особо малых отпечатков, полученных при испытании на микротвердость // Изв. АН СССР, ОТН. 1950. № 11. С. 1645—1647.

3. **Хрущов М. М., Беркович Е. С.** Испытание на микротвердость в области отпечатков с диагональю менее одного микрона // Микротвердость: Тр. совещания по микротвердости. М.: Изд-во АН СССР, 1951. С. 62—65.

4. **Упит Г. П., Варченя С. А.** Прочность нитевидных кристаллов и микротвердость LiF // ДАН СССР. 1968. Т. 178. № 4. С. 834—837.; Изв. АН Латв. ССР. 1966. № 4.

5. **Gane B. N., Cox J. M.** The Micro-hardness of Metals at very low Loads // Phil. Mag. 1970. Vol. 22. N 179. P. 881—891.

6. **Bowden F. P., Tabor D.** The Friction and Lubrication of Solids. Part 11. Oxford: Clarendon Press. 1964. 544 p.

7. **Калей Г. Н.** Некоторые результаты испытаний на микротвердость по глубине отпечатка // Машиноведение. 1968. № 3. С. 105—107.

8. **О микромеханических** испытаниях материалов путем микровдавливания / М. М. Хрущов, В. П. Алехин, В. Н. Скворцов, А. П. Терновский // Заводская лаборатория. 1973. № 10. С. 1242—1244.

9. **Скворцов В. Н., Матвеевский Р. М.** Развитие метода испытания на микротвердость // Трение и износ. 1990. Т. 11. № 6. С. 1133—1137.

10. **Булычев С. И., Алехин В. П.** Испытание материалов непрерывным вдавливанием индентора. М.: Машиностроение, 1990. 224 с.

11. **Колмаков А. Г., Терентьев В. Ф., Бакиров М. Б.** Методы измерения твердости. М.: Интермет Инжиниринг. 2000. 126 с.

12. **Семенов А. П.** К методике измерения микротвердости тонких покрытий и модифицированных слоев вдавливанием индентора и царапанием // Трение и износ. 1994. Т. 15. № 5. С. 770—777.

13. **Kurner K.** Uber das Haften von Niob, Titan und Zirkonium an Hartenprufdiamanten // Zeitschrift für Metallkunde. Band 52. Heft 12. 1962. S. 836—837.

14. **Адгезионное** взаимодействие образцов алмаза с металлами / А. П. Семенов, В. В. Поздняков, В. А. Лапшина, М. М. Иоффе // АН СССР. 1968. Т. 181. № 5. С. 1107—1110.

15. **Беркович Е. С.** Микроинтерференционный метод исследования формы отпечатков // Трение и износ в машинах. Сб. 7. М.: Изд-во АН СССР. 1953. С. 78—86.

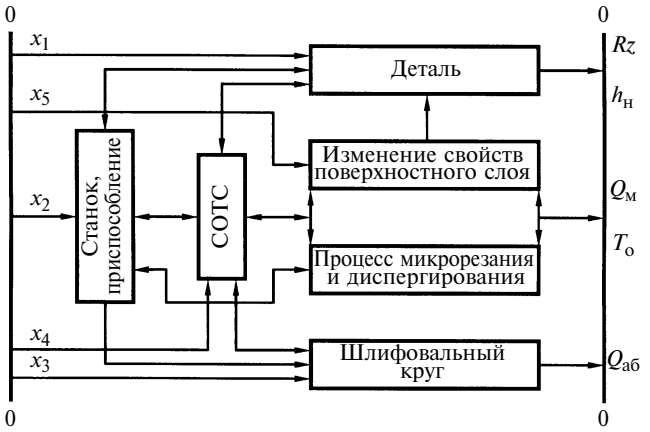


Рис. 1. Структурная схема взаимосвязей в процессе шлифования керамики

технологическими — повышение размерной точности и точности формы и расположения поверхностей, снижение вероятности появления дефектов поверхностного слоя, повышение однородности и стабильности показателей качества обрабатываемых поверхностей, сокращение основного времени обработки;

организационными — сокращение числа переходов путем совмещения предварительных и чистовых операций в одну, совершенствование цикла обработки и сокращение его продолжительности, снижение числа переналадок оборудования и внедрение прогрессивных форм организации производства;

экономическими — снижение трудоемкости обработки и себестоимости изготовления единицы изделия, снижение затрат, вызванных браком и приведенных затрат и др.;

социальными — улучшение условий труда и повышение культуры производства, использование современного оборудования и повышение безопасности труда.

Все эти показатели неразрывно связаны между собой. Анализ работ [2—4] показал, что при оптимизации обычно используют статистические модели с линейными ограничениями, для которых усредненные значения входных параметров не являются экстремальными для заданных условий. Оптимальное управление процессом возможно лишь при условии учета изменчивости входных параметров с течением времени обработки.

При этом можно выделить четыре вида обратных связей:

1) изменение геометрических параметров поверхностей режущего инструмента (шлифовального круга, притира) вследствие изнашивания;

2) изменение кинематики относительного движения инструмента и заготовки, а также динамических условий их взаимодействия [4];

3) изменение физико-механических и теплофизических свойств поверхностных слоев вследствие нагревания, адсорбции, диффузии и т. п.;

4) изменение свойств рабочей среды [наличие поверхностно-активных веществ (ПАВ), шлама и т. д.].

Поверхность тела является объектом непосредственного воздействия различных внешних факторов, среди которых доминирующим является окружающая среда. Из факторов окружающей среды, влияющих на прочность керамики, наиболее исследовано влияние влаги, разупрочняющее действие которой на прочность стекла установлено давно. Водные смазочно-охлаждающие технологические среды (СОТС) являются источником агрессивных элементов среды (кислорода, водорода и др.), ускоряющих межзеренное разрушение. Из известных физических явлений, способствующих изменению условий взаимодействия материалов в процессе деформации в зоне резания, следует выделить, прежде всего, адсорбционно-пластифицирующий (АПЭ) [3], электронно-пластический (ЭПЭ) и магнитопластический (МПЭ) эффекты [5]. Для определения возможностей использования названных при управлении процессом шлифования материалов необходимо иметь четкие представления о механизме и условиях их проявлений.

Адсорбционно-пластифицирующий эффект. В соответствии с современными представлениями [2, 3, 5] под АПЭ Ребиндера принято понимать комплекс физико-химических процессов, протекающих на поверхности раздела "твердое тело — окружающая среда" и приводящих к изменению физико-механических показателей деформируемости твердого тела. Первичной фазой взаимодействия деформируемого твердого тела с окружающей его средой является адсорбция. Процесс адсорбции веществ из окружающей среды термодинамически неизбежен, так как приводит к снижению уровня некомпенсированных сил межатомного взаимодействия у атомов, расположенных на поверхности раздела "твердое тело — окружающая среда".

На атомарном уровне это изменение усилий взаимодействия обусловливается частичным экранированием или локализацией электронных межатомных связей поверхностных атомов твердого тела инородными атомами, молекулами и их соединениями. При этом при прочих равных условиях снижение уровня поверхностной энергии зависит как от типа взаимодействия, так и от степени заполнения поверхности твердого тела адсорбируемым веществом. Так, например, максимальное снижение поверхностной энергии при физической адсорбции может достигать 10 %, а при хемосорбции это снижение обычно значительно интенсивнее, так как энергия межатомного взаимодействия при хемосорбции примерно в 30 раз выше, чем при физической адсорбции. На АПЭ основано эффективное использование различных по составу СОТС при резании [6, 7].

Микромеханизм адсорбционного влияния ПАВ окружающей среды на физико-механические свойства керамического материала рассмотрен в работах [2, 5]. Суть его заключается в том, что воздействие ПАВ среды всегда начинается с облегчения процессов сдвигообразования по многим плоскостям скольжения, что приводит обычно к разупрочнению твердого тела, т. е. к снижению его твердости, прочности, повышению пластичности, но до определенной степени деформирования. Это связано с тем, что в начальный момент деформация твердого тела в присутствии ПАВ развивается в основном путем генерации дислокации по многим плоскостям скольжения в приповерхностной зоне, что приводит к увеличению плотности дислокаций, т. е. возрастанию эффективной

поверхностной энергии $\gamma_т$ твердого тела. При достижении предельной плотности дислокаций дальнейшее деформирование материала в среде ПАВ приводит к интенсивному зарождению микротрещин, развитие которых вызывает его хрупкое или квазихрупкое разрушение.

На степень проявления этих процессов влияют релаксационная способность материала, условия испытания (скорость нагружения, температура, напряжения, деформации) и такие факторы, как структурное состояние, фазовый состав материала, размеры кристаллической и стеклофазы и др. В процессе резания скорость образования новой поверхности может быть соизмерима или превышать скорость адсорбционных процессов ее взаимодействия с окружающей средой, поэтому степень проявления АПЭ во многом будет зависеть от соотношения скоростей механохимических реакций в контактной зоне и образования ювенильной поверхности. По результатам экспериментальных исследований продолжительность латентного периода развития АПЭ при шлифовании составляет $\Delta\tau \approx 10^{-3} \div 10^{-2}$ с. Исходя из этого процесс резания должен быть прерывистым, а частота прерывания определяется отношением $1/\Delta\tau = 10^2 \div 10^3$ с, что может быть обеспечено инструментом с прерывистой рабочей поверхностью.

Керамика является комбинированно-дефектным материалом, качество поверхности которого существенно определяет показатели разрушения. Независимо от конкретного механизма воздействия СОТС и границ зерен (ограничение подвижности границ, клиновой эффект, возрастание роли зернограничной диффузии, увеличение мест возможного зарождения микропор) результатом взаимодействия среды и поверхности является уменьшение критических параметров разрушения керамики [2].

На основании изложенного в настоящей работе представлены результаты системного анализа влияния технологических сред и условии на эффективность производства изделий из тонкой технической керамики ВК 100-1 при учете технологического наследования свойств на протяжении всего технологического цикла механической обработки.

Различные этапы технологического процесса сопровождаются взаимодействиями технологических сред разных иерархических уровней: уровня операции, уровня технологического процесса, уровня производственного процесса в целом, и т. д. Множество показателей качества изделия — результат технологической предыстории. Любое технологическое воздействие на предмет производства является комплексным и изменяет все показатели, сформированные на предыдущих этапах. В работе [8] представлен обобщенный алгоритм оценки вклада сред различных уровней в количественные характеристики качества изделия.

Множество $[K]_j$ значений показателей качества детали после выполнения j-й операции ее изготовления с учетом закономерностей изменения и сохранения ее свойств определяется (в детерминированном представлении) как

$$[K]_j = [K]_{j-1} + [\Delta K]_т + [\Delta K]_у + [\Delta K]_п, \qquad (1)$$

где $[K]_{j-1}$ — множество значений показателей качества, характеризующих состояние детали после выполнения предшествующей операции; $[\Delta K]_т$ — множество изменений значений показателей качества детали вследствие прямого воздействия технологических методов операции; $[\Delta K]_у$ — множество изменений значений показателей качества детали вследствие воздействия условий реализации технологических методов j-й операции; $[\Delta K]_п$ — множество изменений значений показателей качества детали, обусловленных предысторией. Ниже представлены результаты оценки влияния воздействия сред различного уровня на показатели эффективности (качество поверхности) механической обработки керамики.

При определении прочностных характеристик тонких керамических пластин стандартные методы испытания на изгиб не вполне пригодны ввиду сложности изготовления бездефектных образцов. В связи с этим было разработано приспособление для испытания тонких керамических пластин, защемленных по контуру, осесимметричным нагружением. Нагружению подвергается практически вся площадь пластины. Радиальные и осевые моменты при такой схеме нагружения определяются выражениями:

$$\begin{cases} M_r = \dfrac{P}{2\pi}(1+\nu)\left(\dfrac{R^2-r^2}{2R^2} + \ln\dfrac{r}{R}\right), \\ M_\theta = \dfrac{P}{4\pi}(1+\nu)\left(\dfrac{R^2-r^2}{R^2} + \ln\dfrac{r}{R}\right) \text{ при } \rho = R; \\ M_r = -\dfrac{P}{2\pi}\left(\dfrac{R^2-r^2}{2R^2}\right), \; M_\theta = -\dfrac{P}{2\pi}\nu\left(\dfrac{R^2-r^2}{R^2}\right) \text{ при } \rho = r. \end{cases} \qquad (2)$$

На рис. 2 приведены схема нагружения при осесимметричном изгибе пластины и эпюры радиальных (σ_ρ) и осекольцевых (σ_θ) напряжений. Из рисунка видно, что наибольшие напряжения σ_ρ и σ_θ возникают на площади радиусом r.

Из условий обеспечения равенства напряжений σ_ρ в центре пластины (площадь круга радиусом r) и в защемлении (окружность радиусом R) определяется радиус r пуансона при заданном значении R. Применительно к размерам стандартной пластины (60 × 48 × 1 мм) были получены значения $R = 19$ мм, $r = 5{,}5$ мм. Результаты экспериментальных исследований связи параметров системы механической обработки (прочность керамики, параметры круга, зернистость алмазной пасты, СОТС и др.) и выходных показателей качества отражены в табл. 1.

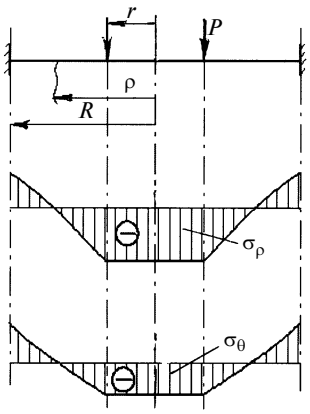


Рис. 2. Схема осесимметричного нагружения и эпюры радиальных и осекольцевых моментов

Таблица 1

Связь показателей прочности и шероховатости керамики ВК 100-1

Номер п/п	Предел прочности $\sigma_и$, МПа	Параметры *Ra* и *Rz* шероховатости поверхности, мкм		
		Шлифование кругом		Полирование пастой АСМ 5/3 ПОМ, АСМ 3/2 ПОМ
		ПП АСР 80/63 Б1	сегментным АСВ 80/63 М1	
		Ra	*Ra*	*Rz*
1	128	1,2	—	0,020
2	150	1,25	—	0,020
3	117	1,25	—	0,019
4	136	1,2	—	0,024
5	127	1,37	—	0,021
6	154	1,27	—	0,024
7	139	1,30	—	0,020
8	126	1,30	—	0,021
9	140	0,97	0,66	0,021
10	140	1,10	0,68	0,022
11	165	1,15	0,74	0,022
12	156	1,00	0,85	0,034
13	171	1,02	0,91	0,020
14	174	1,07	0,86	0,031
15	180	1,13	0,80	0,021
16	137	1,17	0,85	0,026
17	134	1,13	0,75	0,027

Экспериментальные данные свидетельствуют о том, что увеличение предела прочности $\sigma_и$ тонкой керамики на 13 % позволяет при шлифовании кругом ПП получить поверхность с лучшей микрошероховатостью. Это свидетельствует о возможности управления эффективностью обработки (в том числе глубиной нарушенного слоя) путем использования технологических условий и эффективных сред (СОТС). Применение сегментных алмазных кругов, имеющих прерывистую рабочую поверхность, способствует усилению положительного функционального действия СОТС при шлифовании керамики.

Авторами было исследовано влияние некоторых СОТС, используемых при обработке керамики, на показатели прочности при осесимметричном нагружении. В качестве испытуемых были использованы: 2 %-й раствор кальцинированной соды в воде — СОТС 1; 1 %-й водный раствор касторового масла сульфированного — СОТС 2; осветительный керосин — СОТС 3; масляная комбинированная СОТС (А. с. 1162862 СССР: кл. С10М) — СОТС 4.

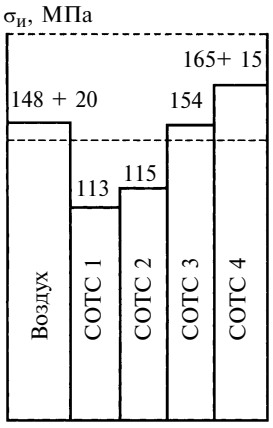


Рис. 3. Гистограмма влияния внешней среды на показатели прочности минералокерамики

Результаты исследований показаны на гистограмме (рис. 3) (штриховые линии — границы диапазона значений $\sigma_и$).

В результате эксперимента установлено, что СОТС 3 и 4, используемые в технологии доводки не оказывают влияния на предел прочности $\sigma_и$. Наибольшее разупрочняющее действие оказывают водные СОТС 1 и 2, что способствует процессу диспергирования при снятии основной части припуска. Уменьшение предела прочности достигает 25 % по сравнению с испытанием на воздухе. Таким образом, для чернового шлифования рекомендуемыми составами являются водные растворы, а для чистовых и доводочных операций — органические составы или комплексные СОТС, реализующие специальные функции [6].

Взаимосвязь различных подпроцессов в системе обработки (шлифование, доводка) вследствие синергетического эффекта взаимодействия не дает возможности выразить в явном виде функцию какого-либо параметра. Поэтому задачу оптимизации сводят к поиску приемлемых постоянных значений параметров режима резания с целью получения необходимого интервала выходных параметров. Метод искусственных нейросетей (ИНС), реализуемый на ЭВМ, позволяет превратить линейные зависимости в итерационные и, приняв интервал времени достаточно малым, рассчитать значения параметров в любой момент времени. Поэтому для решения задач оптимизации процесса в рамках сложной технической системы следует использовать специальные эвристические процедуры.

Принцип однозначности трактует, что максимизироваться или минимизироваться должна одна целевая функция $\Phi(X)$, объединяющая несколько физических моделей по принципу справедливого компромисса:

$$\Phi(X) = \sum_{i=1}^{n} K_i F_i. \qquad (3)$$

Поэтому, если в качестве критериев оценки процесса в первом приближении принять производительность $Q_м$ микрорезания, интенсивность $Q_{аб}$ изнашивания абразивного (алмазного) инструмента, параметр *Rz* шероховатости обработанной поверхности, толщину $h_н$ нарушенного поверхностного слоя и основное время $T_о$ обработки, эти критерии математически выразить через параметры подсистем (изменение характеристик материала обрабатываемой детали, инструментального шлифовального круга, режимы обработки, характеристики процесса микрорезания и технологической среды), то оптимизация большой технической системы может быть достигнута путем решения целевой аддитивной функции, составленной по принципу справедливого компромисса:

$$\Phi(X) = \sum_{i=1}^{n} K_i F_i =$$
$$= K_1 \tilde{R}z + K_2 \tilde{h}_н + K_3 \tilde{Q}_м + K_4 \tilde{Q}_{аб} + K_5 \tilde{T}_о, \qquad (4)$$

где $\tilde{R}z$, $\tilde{h}_н$, $\tilde{Q}_м$, $\tilde{Q}_{аб}$, $\tilde{T}_о$ — нормированные безразмерные критерии обработки; K_1, K_2, K_3, K_4, K_5 — весовые коэффициенты.

Для нахождения оптимальных критериев и параметров целевой аддитивной функции (4) рекомендуется применять итерационные методы или метод ИНС с использованием специальных программ расчета на ЭВМ. В частности, одной из распространенных таких структур ИНС является многослойный персептрон с процедурой выбора оптимальной структуры сети методом динамического добавления нейронов [9]. В табл. 2 приведены результаты обработки экспериментальных данных и оптимизации параметров алмазной обработки корундовых керамических материалов, с использованием ис-

Таблица 2

Обучающее и прогнозное множества нейросети

Номер п/п	Rz, мкм		Модуль		
	Полирование	Шлифование	$\Delta K_т$	ΔK_Y	$\Delta K_п$
1	0,020	7,60	6,064	1,137	0,379
2	0,020	7,92	6,317	1,185	0,395
3	0,019	7,92	6,318	1,185	0,395
4	0,024	7,60	6,061	1,136	0,379
5	0,021	8,68	6,925	1,300	0,433
6	0,024	8,04	6,425	1,200	0,401
7	0,020	8,23	6,570	1,230	0,410
8	0,021	8,23	6,566	1,230	0,410
Среднее	0,022	8,04	6,417 (85 %)	1,203 (10 %)	0,401 (5 %)
9	0,021	6,143	6,061	1,136	0,379
10	0,22	6,697	6,061	1,136	0,379
11	0,034	6,333	6,061	1,136	0,379
12	0,020	6,460	6,061	1,136	0,379
13	0,031	6,777	6,061	1,137	0,379
14	0,021	7,157	6,062	1,137	0,379
15	0,021	7,410	6,063	1,137	0,379
16	0,027	7,157	6,061	1,137	0,379
Среднее	0,024	6,840	6,061 (88 %)	1,1365 (7 %)	0,379 (5 %)

кусственной нейросети в соответствии с исходными данными табл. 1.

Обучение сети проводилось по первой половине экспериментальных данных, дообучение и прогнозирование — по второй. Представленные результаты расчетов обученной нейросети позволяют заключить, что сеть различает технологические нюансы обработки. Наибольшее значение имеет модуль $\Delta K_т$, характеризующий условия проведения доводочной операции, что реализовано в технологии доводки керамики ВК 100-1 [6].

Выводы

1. Путем регулирования внешних технологических условий механической обработки керамики возможно управлять процессом получения заданных показателей качества изделий.

2. Для построения целевой функции оптимизации, кроме весовых коэффициентов, теоретико-экспериментальными методами или методом феноменологии следует определить достаточно универсальные модели производительности, износа абразивного инструмента, шероховатости обработанной поверхности и нарушенного слоя при абразивной обработке керамики. Оптимальное состояние технической системы "процесс обработки" будет соблюдаться только тогда, когда составляющие ее подсистемы и критерии оценки будут принимать субоптимальные состояния.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Гусев В. В., Калафатова Л. П.** Обеспечение эксплуатационных характеристик изделий из конструкционной керамики на стадии их производства // Современные технологии в машиностроении. Т. 2. Харьков: НТУ "ХПИ", 2006. С. 334—346.
2. **Бахарев В. П., Куликов М. Ю., Верещака А. С.** Регулирование микродовочных процессов обработки минералокерамики путем применения эффективных СОТС //Вестник машиностроения. 2007. № 9. С. 35—39.
3. **Оробинский В. М.** Прогрессивные методы шлифования и их оптимизация. Учеб. пособие. Волгоград: Волг. ГТУ, 1996. 218 с.
4. **Якимов А. В.** Оптимизация процессов шлифования. М.: Машиностроение, 1975. 176 с.
5. **Попов С. А., Малевский Н. П., Терещенко Л. М.** Алмазно-абразивная обработка металлов и твердых сплавов. М.: Машиностроение, 1977. 264 с.
6. **Исследование** процессов финишной алмазной обработки корундовых керамических материалов / Г. А. Смирнов, В. П. Бахарев, М. Ю. Куликов, Т. П. Антюфеева // Вестник машиностроения. 2001. № 9. С. 56—60.
7. **Латышев В. Н.** Повышение эффективности СОЖ. М.: Машиностроение, 1985. 64 с.
8. **Васильев А. С., Дальский А. М., Клименко С. А.** и др. Технологические основы управления качеством машин. М.: Машиностроение, 2003. 256 с.
9. **Филимонов А. В., Климов А. Б.** Свидетельство об официальной регистрации программы для ЭВМ № 2006611532 (Россия) Neural network toolpak for MS Excel (06.05.06).

УДК 621.45.012:621.923

Ф. С. ЮНУСОВ, академик РАТН, д-р техн. наук,
Р. М. ХИСАМУТДИНОВ, Р. Ф. ЮНУСОВ, кандидаты технических наук
(КГТУ им. А. Н. Туполева, г. Казань)

Экспериментальное исследование качественных и геометрических параметров внутренней поверхности валов ТНД после ленточного шлифования

Проведены экспериментальные исследования, подтверждающие достоверность теоретических разработок непрерывного формообразования комплекса внутренних поверхностей валов ТНД одним эластичным компактным рабочим роликом. Установлены оптимальные режимы полусвободного шлифования, обеспечивающие технические условия изготовления детали.

Experimental investigations have been made, which confirm an authenticity of the theory of continuous shaping of a complex internal faces of the turbo-charged engine shafts by one elastic compact working roller. The best performances of semi-free grinding, providing the technical conditions of detail production, have been determined.

Известно, что внутренняя полость валов ТНД [1] представляет собой комплекс взаимосвязанных цилиндрических и конических поверхностей с различными диаметрами, углами, сопряжениями и скруглениями ($R_{скр} = R_{спр} = 8$ мм), острыми кромками, затруднительными для размерной обработки участками. В данной статье рассматриваются результаты исследования на примере ряда образцов валов.

Все образцы валов подвергались шлифованию абразивной лентой со скоростью $v = 25$ м/с при радиальной силе $P_y = 50$ Н. Образцы № 177 вала шлифовали абразивными лен-

тами 24А40, 14А25 и 14А16 с продольной подачей $S_{пр}$ = 3 мм/об при частоте вращения вала n = 40 мин$^{-1}$. Образцы № 402, 406, 408, 426 валов шлифовали лентами 24А40 и 14А25 с $S_{пр}$ = 0,5÷1,6 мм/об при n = 60, 80 и 100 мин$^{-1}$. Образцы № 67, 354, 394 валов шлифовали лентой 24А40 с $S_{пр}$ = 0,9 мм/об при n = = 60÷80 мин$^{-1}$.

1. Исследование шероховатости внутренней поверхности после шлифования

Внешний осмотр образцов № 177 вала после шлифования выявил наличие волнистости ("ряби") на всех участках внутренней поверхности независимо от зернистости абразивной ленты. С уменьшением зернистости ленты волнистость и шероховатость поверхности увеличивались вплоть до появления необработанных участков. Указанное явление зависит от жесткости абразивной ленты и величины подачи на оборот. Шлифование внутренней поверхности вала ТНД по принятой схеме происходит винтовой непрерывной "строкой", которую контактный рабочий ролик оставляет на обработанной поверхности. При больших подачах на оборот (подача $S_с$ на "строку") $S_{пр} = S_с$ высота H межстрочных гребешков увеличивается [2]. При обработке с перпендикулярным направлением векторов скорости $v_р$ резания и скорости $v_д$ детали максимальная подача на "строку" должна быть $S_{c\,max} > 2\sqrt{dt}$, а с коллинеарным — $S_{cmax} < 2\sqrt{2R_и t}$. В этих случаях межстрочные гребешки будут меньше t, т. е. $H < t$. При подаче $S_{cmax} = 2\sqrt{dt}$ или $2\sqrt{2R_и t}$ на обработанной поверхности остаются гребешки высотой $H = t$. При подаче $S_{cmax} > 2\sqrt{dt}$ или $> 2\sqrt{2R_и t}$ смежные витки не пересекаются между собой и на поверхности изделия остаются необработанные винтовые полосы [2], что и является причиной волнистости поверхности, видимой визуально.

При уменьшении жесткости (зернистости) абразивной ленты давление от контактного рабочего ролика передается на более ограниченную площадь, так как кривизна деформации ленты уменьшается. Влияние этого фактора проявляется также в появлении необработанных участков между витками при шлифовании лентами меньшей зернистости (> 14А16).

Шероховатость внутренней поверхности образцов после ленточного шлифования измеряли в продольном и поперечном направлениях. Результаты измерения шероховатости в поперечном направлении приведены в табл. 1, из которой видно, что шероховатость внутренних поверхностей валов после одного—двух проходов снижается до Ra = 1,25...2,5 мкм. При увеличении числа проходов до трех—четырех достигается стабильная шероховатость всех поверхностей не выше Ra = 1,25...1,30 мкм. При шлифовании на указанных режимах лентами 24А40 шероховатость в продольном и поперечном направлениях в основном достигала Ra = 0,63...1,25 мкм, а максимальная (только отдельных образцов) — Ra = 1,25...2,5 мкм. При продольных подачах $S_{пр}$ = 0,5÷0,9 мм/об обеспечивается параметр шероховатости Ra = 1,25 мкм, а при $S_{пр}$ = 1,0 мм/об средний параметр шероховатости превышает 1,25 мкм.

Явной зависимости максимальной шероховатости поверхности образцов от частоты n вращения детали не наблюдается. Однако при n > 100 мин$^{-1}$ и небольшом числе проходов имеются случаи сохранения следов токарной обработки. Это связано с увеличением подачи и площади поверхности, обработанной в минуту. При этом глубина съема материала становится недостаточной для удаления следов токарной обработки. Шероховатость поверхностей образцов, шлифованных лентой 24А40, в зависимости от подачи $S_{пр}$ и скорости детали $v_д$ находится в интервале Ra = 0,63... 1,25 мкм; при $S_{пр}$ = 1,0 мм/об и $v_д$ > 40 м/мин шероховатость Ra > 1,25 мкм.

Очевидно, что оптимальными являются продольная подача $S_{пр}$ < 1,0 мм/об и скорость детали $v_д \leqslant 40$ м/мин при выбранных скорости $v_р$ резания, радиальной силе P_y ($P_{пр}$) и размерах контактного рабочего ролика [1].

2. Исследование остаточных напряжений внутренней поверхности после шлифования

Одними из наиболее достоверных и комплексных параметров качества поверхностного слоя после шлифования являются величина и глубина залегания остаточных напряжений, а также их распределение в поверхностном слое. На формирование остаточных напряжений оказывают влияние режимы резания, условия шлифования и свойства обрабатываемого материала.

При ленточном шлифовании, как правило, в поверхностном слое наблюдаются остаточные напряжения сжатия, благоприятные для прочности и долговечности деталей, что является одним из важнейших преимуществ ленточного шлифования.

Технологический процесс полусвободного (бескопирного) ленточного шлифования комплекса внутренних поверхностей длинномерных валов ТНД разработан и внедрен недавно. Поэтому исследованию напряженного состояния поверхностного слоя валов уделяется особое внимание [3, 4]. Для исследования

Таблица 1

Образец		Ra, мкм	Образец		Ra, мкм
Номер	Диаметр, мм		Номер	Диаметр	
402-0	99	1,00÷1,20	408-1	138	1,00÷1,25
402-0	138	1,00÷1,50	408-2	138	1,25÷1,30
402-2	138	1,40	408-4	138	1,00÷170
402-3	138	1,50÷2,00	426-0	99	1,40
402-4	138	1,00	426-0	138	2,00÷2,20
406-0	99	1,50÷2,22	426-4	138	2,00÷2,30
406-0	138	1,50÷2,00	67-0	99	1,00÷1,20
406-1	138	1,80÷2,00	67-0	138	1,00÷1,30
406-2	138	1,80÷2,00	354-0	99	1,00
406-3	138	1,00	354-0	138	1,00÷1,20
406-4	138	1,50	394-0	99	1,00÷1,10
408	99	1,60÷1,80	394-0	138	1,00÷1,25
408-0	138	1,20			

Таблица 2

Номер образца	Режим шлифования			
	Подача S, мм/мин	Скорость детали $v_д$, м/мин	Марка абразивной ленты	Диаметр образца, мм
67-0	55	18,5	24А40	99
354-0	55	18,5	24А40	99
406-1	35	32,0	24А40	138
402-2	52	32,0	24А40	138
408-0	52	32,0	24А40	138
402-3	50	20,0	24А40	138
408-1	55	43,0	24А40	138
408-4	65	43,0	24А40 + 14А25	138
426-0	52	32,0	24А40 + 14А25	138
402-1	52	32,0	14А25	138
402-4	35	32,0	14А25	138
408-2	55	43,0	14А25	138

остаточных напряжений вырезали образцы, на которые действовал максимальный температурный фактор. Режимы шлифования этих образцов приведены в табл. 2.

Результаты исследования остаточных напряжений в поверхностных слоях образцов после полусвободного ленточного шлифования приведены в табл. 3.

Эксперименты показали, что в поверхностном слое на тонкостенных участках ∅ 138 мм наблюдаются напряжения сжатия различной величины: осевые σ_z = 300 МПа и окружные σ_θ = 600 МПа, а глубина залегания $\delta_z = \delta_\theta$ = 300 мкм. Такая разница напряжений сжатия σ_z и σ_θ объясняется небольшим временем нахождения поверхности в зоне шлифования и небольшой глубиной проникновения теплоты во внутренние слои детали.

Большое влияние на процесс резания оказывают хорошие условия охлаждения ленты — ее большие площадь и скорость. Достаточная поверхность охлаждения детали и движение воздуха в системе отсоса продуктов шлифования из внутренней полости вала также благоприятствуют снижению контактной температуры. Поэтому в поверхностном слое обеспечиваются остаточные напряжения сжатия.

На рис. 1 показано изменение максимальных осевых и окружных остаточных напряжений σ_z и σ_θ после ленточного шлифования тонкостенных участков ∅138 мм лентами 24А40 и 14А25 (при v = 25 м/с, P_y = 50 Н и подачах S = 35...55 мм/мин). При постоянных минутных подаче и съеме металла глубина шлифования остается приблизительно постоянной. Из графиков видно влияние скорости детали $v_д$ на величину максимальных остаточных напряжений. Максимальные остаточные сжимающие напряжения после обработки лентой 24А40 несколько больше, чем после обработки лентой 14А25. Поэтому предпочтительнее использовать абразивные ленты большей зернистости с целью получения более благоприятных остаточных напряжений. Это означает, что на цилиндрическом тонкостенном участке детали более высокие остаточные напряжения сжатия сохраняются при постоянной частоте вращения, что положительно влияет на качество поверхности. Из графиков видно также, что разница остаточных максимальных напряжений при скоростях детали 32 и 43 м/мин невелика (20...30 МПа) и не оказывает практического влияния на состояние поверхностного слоя.

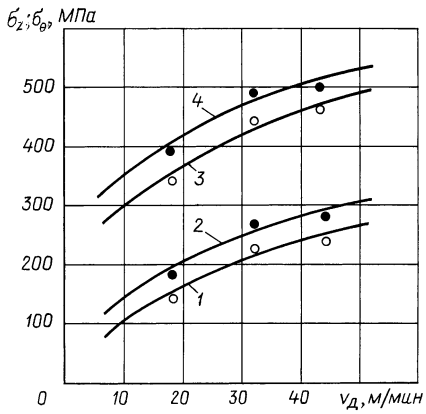


Рис. 1. Изменение осевых σ_z (линии *1* и *2*) и окружных σ_θ (линии *3* и *4*) остаточных напряжений в поверхностном слое образцов в зависимости от скорости детали и зернистости ленты:
● — лента 24А4О; ○ — лента 14А25;
S = 50...60 мм/мин

Как было сказано выше, ленточное полусвободное шлифование ввиду своих особенностей, основными из которых являются постоянство радиальной силы P_y, работа ленты в оптимальном при данных условиях резания режиме, постоянство глубины шлифования поверх-

Таблица 3

Номер образца	Скорость детали $v_д$, м/мин	Подача S, мм/мин	Осевые напряжения σ_z, МПа			Окружные напряжения σ_o, МПа		
			Максимальные напряжения, МПа	Глубина залегания максимальных напряжений, мм	Общая глубина залегания, мм	Максимальные напряжения, МПа	Глубина залегания максимальных напряжений, мм	Общая глубина залегания, мм
67-0	18,5	55,0	230,0	0,005	0,200	170,0	0,005	0,14
354-0	18,5	55,0	250,0	0,050	0,250	580,0	0,050	0,25
406-1	32,0	35,0	280,0	0,025	0,250	630,0	0,025	0,25
402-2	32,0	52,0	240,0	0,010	0,250	410,0	0,010	0,25
408-0	32,0	52,0	270,0	0,005	0,300	470,0	0,005	0,20
402-1	32,0	52,0	240,0	0,005	0,200	500,0	0,005	0,10
402-4	32,0	35,0	250,0	0,015	0,250	470,0	0,025	0,25
426-0	32,0	52,0	280,0	0,005	0,300	520,0	0,005	0,30
408-1	43,0	55,0	300,0	0,005	0,250	600,0	0,005	0,15
408-4	43,0	55,0	250,0	0,025	0,250	460,0	0,025	0,15
408-2	43,0	55,0	230,0	0,050	0,300	450,0	0,050	0,30
402-3	13,0	50,0	250,0	0,025	0,250	470,0	0,025	0,25

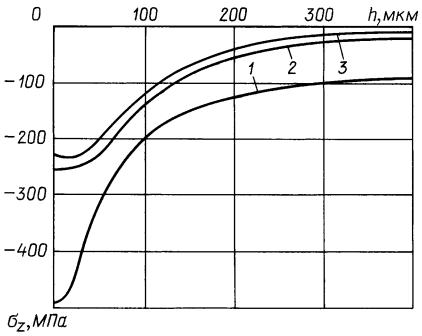


Рис. 2. Распределение осевых σ_z остаточных напряжений по глубине *h* в поверхностном слое образцов до и после шлифования:
1 — после расточных операций; *2* — после шлифования лентой 24А40; *3* — после шлифования лентой 14А25; $S = 55$ мм/мин; $v_д = 32$ м/мин

ности, проходит при значительно меньших температурах в зоне шлифования и формирует напряжения сжатия в поверхностном слое.

Распределение осевых σ_z остаточных напряжений в поверхностном слое детали до и после полусвободного ленточного шлифования показано на рис. 2. Исходное напряженное состояние поверхностного слоя после расточных операций характеризует кривая *1*. Изменение состояния поверхностного слоя после шлифования участка ∅138 мм за один-два прохода лентами 24А40 и 14А25 характеризуют кривые *2* и *3*. При шлифовании лентой 14А25 напряжения снижаются несколько больше, чем при шлифовании крупнозернистой лентой 24А40, что объясняется различием температурных полей в зоне шлифования: теплонапряженность в зоне резания крупнозернистой лентой ниже.

При шлифовании цилиндрической поверхности ∅ 99 мм с прилегающими коническими участками с целью устранения крупных дефектов число проходов увеличивается до шести—семи, а более крупных дефектов — до 14...16. При увеличении числа проходов осевые σ_z и окружные σ_θ остаточные напряжения сжатия значительно уменьшаются.

3. Исследования качества поверхностного слоя после шлифования

Для проверки отсутствия шлифовочных микротрещин на 15 образцах, вырезанных из тонкостенных цилиндрических участков ∅ 138 мм, и трех образцах с переходными участками, обработанных на наиболее теплонапряженных режимах и с максимальным числом проходов, проводился контроль методом ЛЮМ-А согласно производственной инструкции. Дефектов на обследованных образцах не обнаружено.

Исследование образцов на выявление шлифовочных прижогов производилось травлением. Для исследования были отобраны образцы, также обработанные на теплонапряженных режимах с максимальным числом проходов (табл. 4).

Минутная подача исследуемых образцов составляла 55...60 м/мин и была приблизительно постоянной. Для образцов 67-0 и 354-0 скорость детали при шлифовании составляла 18,5 м/мин и была минимальной в исследованном диапазоне. На боковых кромках образца 354-0 наблюдались темные участки с цветами побежалости, образовавшиеся при отрезке образца вдоль образующей абразивным кругом. Согласно результатам исследования, образцы не имели признаков закалочных и отпускных прижогов. На образце 354-0 темные участки с цветами побежалости имели характерный блеск, типичный для закалочных прижогов стали ЭИ961, что указывает на правильность проведения операции травления и подтверждает достоверность исследования.

Для измерения микротвердости поверхности из обработанных участков валов вырезали образцы с цилиндрическими, коническими и радиусными поверхностями (рис. 3). В зоне вырезки образцов валы шлифовали лентой 24А40 в несколько проходов при $S_{пр} = 0{,}9$ мм/об и $n = 60$ мин$^{-1}$ до полного устранения

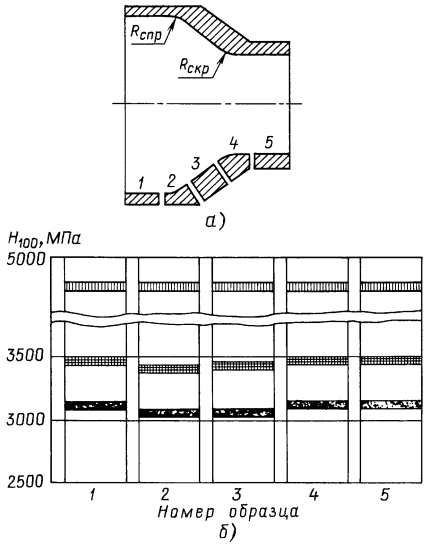


Рис. 3. Схема вырезки образцов (*а*) и изменение микротвердости и степени наклепа (*б*) при $S = 55$ мм/мин и $v_д = 20$ м/мин:
▥ — после расточки; ▦ — после шлифования за шесть—восемь проходов, степень наклепа 15 %; ■ — после шлифования за 14—16 проходов, степень наклепа 4 %

рисок и других дефектов. Микротвердость и степень наклепа поверхностного слоя измеряли на приборе ПМТ-3 алмазной пирамидкой при усилии 100 г. Результаты измерений показали, что с увеличением числа проходов микротвердость и степень наклепа существенно изменяются в результате более длительного воздействия температурного фактора и накопления теплоты деталью. Из рис. 3 видно, что микротвердость после первых шести—восьми проходов уменьшается почти в 1,5 раза, далее уменьшение микротвердости замедляется. С увеличением числа проходов обработки данного участка существенно снижается и степень наклепа. Поэтому не рекомендуется проводить местное шлифование ограниченного участка детали в течение длительного времени.

Таблица 4

Номер образца	Подача *S*, мм/мин	Режим шлифования		
		частота вращения вала, *n*, мин$^{-1}$	марка абразивной ленты	число проходов
67-0	54,0	60,0	24А40	14
354-0	54,0	60,0	24А40	8
406-2	56,0	80,0	24А40	3
426-0	56,0	80,0	24А40	2
426-4	60,0	100,0	24А40	5
408-0	60,0	100,0	24А40	4
408-4	55,0	100,0	24А40	2
402-0	40,0	80,0	24А40	1

4. Изменение геометрических размеров и профиля внутренней поверхности после шлифования

Результаты измерения основных геометрических размеров, определяющих продольный профиль внутренней поверхности детали после бескопирного ленточного шлифования приведены в табл. 5.

Поскольку шлифование поверхностей различных образцов производили до полного устранения дефектов при их случайных размерах и расположении, то число проходов сильно отличалось. Например, для устранения глубоких рисок на внутренних поверхностях образца 67-0 понадобилось 14 проходов, и диаметры цилиндрических участков вышли за пределы допусков $138^{+0,53}$, $99^{+0,46}$ и $85^{+0,46}$ мм. Как показали результаты исследования шероховатости и остаточных напряжений, оптимальными режимами шлифования являются: подача на оборот $S_{пр}$ = 0,8...0,9 мм/об и частота вращения вала n = 80... 100 мин$^{-1}$. При этих режимах шлифования и параметрах процесса максимальное число проходов не должно превышать шести—семи при толщине съема материала за один проход t = 0,02...0,04 мм. Общее машинное время шлифования при этом не изменяется (в пределах допускаемого съема по глубине).

Толщину стенок образцов в контрольных сечениях измеряли ультразвуковым толщиномером УТ-102. Результаты измерения разностенности на переходных участках образцов № № 67, 354, 394 валов после ленточного шлифования приведены в табл. 6. Результаты измерения разностенности образцов № № 402, 406, 408, 426 валов после шлифования приведены в табл. 7.

Анализ данных, приведенных в табл. 6 и 7, показал, что полусвободное ленточное шлифование не влияет на исходную разностенность валов ТНД, которая образуется на расточных операциях. Разностенность всех шлифованных образцов остается в пределах установленного допуска (не более 0,2 мм). Следовательно, полусвободное ленточное шлифование не ухудшает точность обработки внутренних поверхностей переменного сечения валов ТНД.

При ленточном шлифовании валов происходит изменение радиусов сопряжений $R_{спр}$ и скруглений $R_{скр}$ острых кромок между цилиндрическими и коническими участками внутренней поверхности. Эти радиусы определяли методом контрольных слепков после разного числа проходов. Результаты измерений приведены на рис. 4. Как видно из рис. 4, $R_{спр}$ в зависимости от числа проходов плавно увеличивается от первоначального значения, равного 8 мм, до 12 мм. Радиус $R_{скр}$ кромок быстро увеличивается в интервале первого—пятого проходов, скорость скругления уменьшается, и после 14...15 проходов $R_{скр}$ достигает 12 мм и далее практически не изменяется.

С учетом этого требуется изменить конструктивные размеры переходных участков внутренней поверхности валов − увеличить радиусы $R_{спр}$ до 12 мм и скруглить острые кромки до R_{max} = 12 мм. Подобные изменения продольного профиля внутренней поверхности благоприятно повлияют на общую прочность валов ТНД: устранятся концентраторы напряжений в виде острых кромок и улучшится плавность переходов.

На рис. 5 показано изменение геометрических размеров и продольного профиля внутренней поверхности валов после полусвободного ленточного шлифования на оптимальных режимах $S_{пр}$ = 0,8...0,9 мм/об, n = 80... 100 мин$^{-1}$ и выбранной скорости шлифования v = 25 м/с и установленном распределении ради-

Таблица 5

Номер образца	Режим шлифования			Геометрические размеры (мм) после ленточного бескопирного шлифования								
	S, мм/об	n, мин$^{-1}$	Число проходов	D_1	D_2	D_3	R_1	R_2	R_3	R_4	α_1	α_2
											градусы	
67-0	0,9	60	14	138,9	100,2	86,5	12,5	12	12	12	25	29
177-0	0,9	60	2	138,2	99,3	85,2	9	7	10	8	24	29
354-0	0,9	60	8	138,7	99,7	86,0	12	11	12	12	25	30
394-0	0,9	60	6	138,6	99,6	85,7	12	10	11	11	24	29
402-0	0,5	80	1	138,2	99,3	85,3	9	3	9	5	25	29
406-0	0,5	80	1	138,2	99,2	85,3	9	6	9,5	6	25	30
426-0	0,7	80	1	138,3	99,2	85,3	9	4	8	5	25	29
408-0	0,6	100	4	138,4	99,5	85,6	11	10	10	8	25	29

Таблица 6

Контрольные точки	Толщина стенок, мм, для образца		
	№ 67	№ 354	№ 394
Ряд 1	4,3 4,3 8,0 8,0 8,0	4,5 4,5 8,0 8,0 8,0	4,3 4,4 8,2 8,2 8,2
Ряд 2	4,3 4,4 8,0 8,0 8,0	4,5 4,5 8,1 8,1 8,1	4,4 4,4 8,2 8,2 8,2
Ряд 3	4,3 4,3 8,2 8,2 8,2	4,6 4,6 8,1 8,1 8,2	4,4 4,4 8,2 8,2 8,2
Ряд 4	4,4 4,4 8,1 8,1 8,1	4,6 4,6 8,1 8,1 8,1	4,3 4,3 8,1 8,2 8,2

Таблица 7

Номер образца	Разностенность, мм	Номер образца	Разностенность, мм
402-0	4,5...4,6	406-3	4,6...4,8
402-1	4,5...4,6	406-4	4,6...4,8
402-2	4,4...4,6	408-0	4,4...4,4
402-3	4,4...4,6	408-1	4,4...4,5
402-4	4,5...4,6	408-2	4,4...4,5
406-0	4,6...4,8	408-4	4,4...4,6
406-1	4,6...4,8	426-0	4,4...4,5
406-2	4,6...4,8		

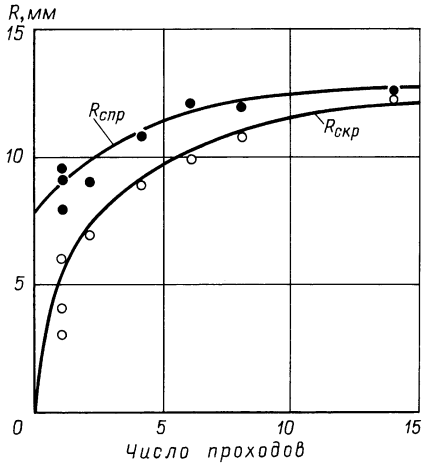


Рис. 4. Изменения радиусов сопряжений $R_{спр}$ и округления острых кромок $R_{скр}$ при ленточном полусвободном шлифовании внутренней поверхности валов ТНД при S = 50...60 мм/мин и $v_д$ = 30...40 м/мин

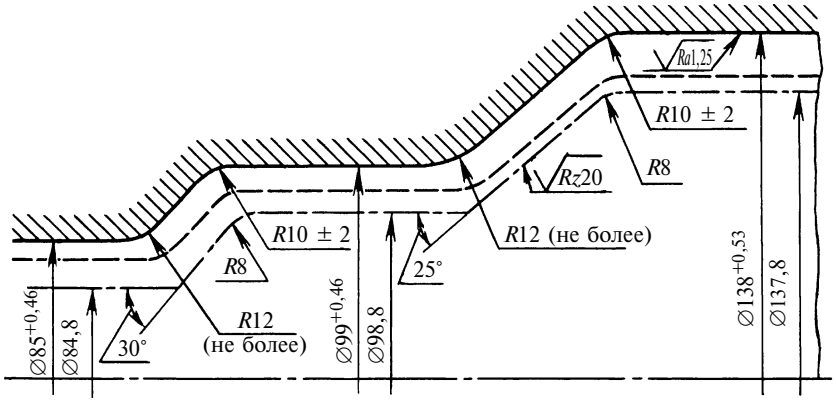


Рис. 5. Изменение размеров и профиля внутренней поверхности вала ТНД при полусвободном ленточном шлифовании:
- - - - - — до шлифования; —·—·— — после шлифования (не более семи проходов); \\\\\\\\ — граница допуска

альных давлений. При общем числе проходов не более семи (с учетом припуска на шлифование) все размеры внутренней поверхности остаются в пределах допуска на окончательные размеры, при некоторых изменениях радиусов сопряжения и скругления острых кромок.

Эксперименты показали, что для устранения механических дефектов на цилиндрических участках ∅ 138 мм валов достаточно двух—трех проходов. Более грубые дефекты образуются после расточных операций на участках ∅ 99 мм и радиусах сопряжений 8 мм, которые устраняются обычно после пяти—шести проходов. Окончательная доводка всей внутренней поверхности будет обеспечиваться ленточным полусвободным шлифованием при оптимальных режимах и параметрах шлифования.

Экспериментальные исследования показали устойчивую работу лентопротяжного механизма маятникового типа во всех диапазонах исследованных параметров и режимов шлифования, а также работоспособность и надежность экспериментальной установки. Аналитические зависимости, описывающие процесс полусвободного шлифования комплекса внутренних поверхностей ТНД с ЭКР как в качественном, так и в количественном отношении, достаточно хорошо согласуются с результатами экспериментальных исследований.

Выводы

Эксперименты подтвердили возможность использования метода непрерывного полусвободного шлифования цилиндрических, конических, радиусных участков и скругления острых кромок единым эластичным контактным роликом, имеющим теоретически установленные форму, размеры и конструкцию. Оптимальными режимами непрерывного полусвободного шлифования валов ТНД являются: продольная подача $S_{пр}$ = 0,8...0,9 мм/об, частота вращения детали n = 80...100 мин$^{-1}$, скорость ленты v = 25 м/с и радиальная сила P_y = 50 Н.

При полусвободном шлифовании внутренней поверхности валов ТНД абразивной лентой 24А40 при оптимальных режимах и параметрах резания, а также выбранных форме, размерах и конструкции ЭКР на всех участках внутренней поверхности обеспечивается шероховатость с параметром Ra не более 1,25 мкм.

После полусвободного шлифования с оптимальными параметрами и режимами при общем числе проходов не более семи в поверхностных слоях всех участков сохраняются осевые σ_z до 300 МПа и окружные σ_θ до 600 МПа остаточные напряжения сжатия. В поверхностных слоях обработанных участков отсутствуют прижоги, микротрещины, изменения исходной микроструктуры. Качество поверхностных слоев всех участков внутренней поверхности одинаково.

Разностенность валов ТНД после шлифования остается неизменной. Происходит увеличение радиусов $R_{спр}$ до 12 мм и скругление острых кромок до R_{max} = 12 мм, что способствует устранению концентраторов напряжений в виде острых кромок, увеличивает плавность переходов и оказывает благоприятное влияние на общую прочность и долговечность деталей.

Эксперименты полностью подтвердили теоретическую часть данной работы. Методы расчетов могут быть использованы для полусвободного ленточного шлифования аналогичных деталей во всех отраслях машиностроения.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Юнусов Ф. С., Хисамутдинов Р. М., Юнусов Р. Ф.** Закономерности шлифования внутренней поверхности вала ТНД полусвободным методом // Вестник машиностроения. 2008. № 8. С. 45—50.

2. **Юнусов Ф. С., Юнусов Р. Ф., Валитов Р. А.** Формирование поверхностей строчечной подачей // Вестник машиностроения. 2006. № 8. С. 58—60.

3. **Юнусов Ф. С., Фельдман Ю. Я.** Шлифование крупногабаритных деталей маятниковыми головками. М.: Машиностроение, 1981. 120 с.

4. **Фельдман Е. Ю., Юнусов Ф. С.** Бескопирное шлифование крупногабаритных фасонных деталей. Казань: КГТУ им. А. Н. Туполева, 1999. 154 с.

УДК 621.914.6

Б. М. СОЛОНИЦЫН (АМО "ЗИЛ"),
В. В. КЛЕПИКОВ, д-р техн. наук (МГИУ)

Особенности облегающего шевингования зубчатых колес

Показано, что изменение геометрических параметров шевера способствует повышению качества обработки зубчатых колес и стойкости самих шеверов.

It has been shown that the shaver's geometrical parameters change promotes to the gear treatment quality rise and durability heightening of the shavers itself.

Облегающее шевингование является перспективным направлением чистовой обработки зубчатых колес. Определение геометрических параметров шеверов — достаточно сложная задача, осуществляемая на основе математических модулей станочного зацепления при шевинговании. При этом в целях упрощения расчетов целесообразно использовать имеющиеся данные о скорости относительного движения инструмента и заготовки [1].

Скорость относительного движения при взаимодействии поверхностей зубьев инструмента и колеса представляет собой скорость резания при шевинговании. Обеспечение требуемой точности и качества обработанной поверхности зуба колеса при шевинговании в значительной мере зависит от величины и направления относительной скорости $v_{и-к}$ в зацеплении инструмент — колесо. Эти условия могут быть выполнены, если при равных усилиях в контакте величины относительной скорости и угла между направлением вектора этой скорости и направлением режущей кромки будут оставаться постоянными. При изменении этого угла в процессе обработки шероховатость поверхности будет неравномерной, величина снимаемого слоя — неодинаковой на равных участках, ввиду чего возможны значительные отклонения от расчетной геометрии поверхности зуба колеса. Кроме того, появляется неоднородность структуры поверхностного слоя: различны остаточные напряжения и толщина наклепанного слоя, что может привести к неравномерной деформации зубьев при последующей термообработке. Таким образом, для правильного выбора геометрии режущих элементов инструмента следует знать соотношение между относительными скоростями и направлениями их векторов в разных точках поверхности зуба [2].

Вектор скорости относительного движения в контакте определяется выражением: $v_{и-к} = v_и - v_к$, где $v_и$ и $v_к$ — векторы скоростей инструмента и зубчатого колеса.

При теоретическом анализе принятой схемы обработки необходимо учитывать технологические особенности получения главных поверхностей сопрягаемых колес:

квазилинейный контакт зубьев в зацеплении инструмента с обрабатываемым колесом;

образование в общем случае главных поверхностей зубьев колеса и инструмента разными производящими поверхностями;

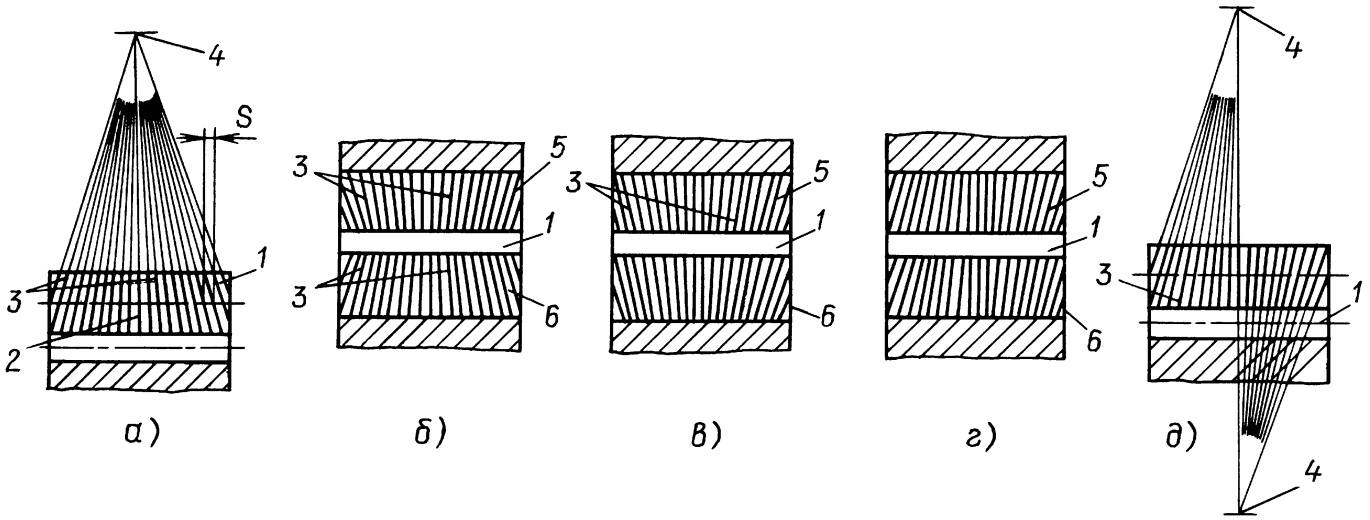
изменение геометрических параметров зацепления в процессе обработки, связанное с непрерывным съемом металла и наличием радиальной и продольной подач;

окончательное формирование главных поверхностей зубьев колеса как огибающих семейства производящих линий (режущих кромок) при двухпараметрическом взаимоогибании главных поверхностей зубьев инструмента и обрабатываемого колеса.

Известно, что функция перемещения колес является линейной, передаточное отношение — постоянным, касание поверхностей — точечным, при этом изменения наименьшего межосевого расстояния a_w и угла ε скрещивания осей колес не сказываются ни на величине, ни на постоянстве передаточного отношения.

На основании теоретического расчета направлений векторов относительной скорости на шевере была разработана новая конструкция шевера с наклонными и прямыми стружечными канавками (рисунок).

На боковых поверхностях зуба *1* шевера стружечные канавки расположены, как показано на рисунке: в середине — прямая стружечная канавка *2*, а наклонные стружечные канавки *3* выполнены веерообразно, при этом углы наклона канавок постепенно увеличиваются



соответственно вправо и влево. Центр *4* образования веера лежит на линии, проходящей через прямую стружечную канавку *2*. По линии делительного диаметра стружечные канавки имеют постоянный шаг.

Стружечные канавки расходятся веером от головки к ножке на обеих сторонах *5* и *6* зуба шевера (см. рисунок, *б*).

Стружечные канавки *3* на боковой стороне *5* зуба *1* располагаются веером, расходящимся от головки к ножке зуба, а на стороне *6* — веером, расходящимся от ножки к головке зуба (см. рисунок, *в*).

При необходимости зубошевингования в пределах одного цикла обработки без реверса стружечные канавки *3* на одной половине боковой стороны зуба могут располагаться веером, расходящимся от головки к ножке зуба, а на другой — веером, расходящимся от ножки к головке зуба (см. рисунок, *г*).

Как известно, головка зуба шевера имеет бóльший путь резания, а следовательно, и максимальный износ. При веерном выполнении стружечных канавок на зубе шевера обеспечивается постоянство требуемого угла 90° между вектором относительной скорости и направлением стружечной канавки путем аппроксимации ее наклона в области, где наиболее сложные условия резания, а именно на головке зуба шевера. При этом оптимизируется каждая средняя наклонная стружечная канавка, из расположенных по обе стороны от прямой канавки, на обеих боковых сторонах (*5* и *6*) зуба. Разный наклон стружечных канавок на одной боковой стороне зуба шевера позволяет обеспечить благоприятные условия резания на головке зуба шевера как в одном, так и в другом направлении. Такая схема расположения стружечных канавок позволяет шевинговать зубья поворотом шевера на угол, соответствующий обрабатываемому сектору. Схема расположения стружечных канавок на рисунке, *г* предназначена для шевингования колес с реверсом и без реверса.

Для обработки зубчатых колес с малым числом зубьев целесообразно применять схему расположения стружечных канавок на зубе шевера, показанную на рисунке, *д*. Например, в начальный момент врезания левой половины шевера в боковую поверхность зуба колеса в работу вступают одновременно несколько режущих кромок, перекрывая друг друга. При этом в процессе обработки постепенно увеличиваются площадь контакта зубьев шевера и колеса и число режущих кромок, одновременно участвующих в процессе резания, что компенсирует отрицательное влияние неравных контактных напряжений, вызывающих перекос осей шевера и колеса. Плавное врезание режущих кромок стружечных канавок значительно уменьшает перекос осей шевера и колеса и обеспечивает при этом повышение качества обработки, так как шевер постепенно входит в зацепление с обрабатываемым колесом.

При расположении стружечных канавок, показанном на рисунке, *д*, припуск снимается более равномерно, а длина резания каждой режущей кромки укорачивается по сравнению с чередующимся расположением стружечных канавок (прямые и наклонные канавки). При этом нагрузка на режущие кромки стружечных канавок уменьшается.

В конечный момент зацепления шевера с зубчатым колесом работает правая половина веера стружечных канавок шевера. При выходе шевера из зацепления режущие кромки стружечных канавок разрушаются. Такое уменьшение нагрузки объясняется увеличенной степенью перекрытия режущих кромок в процессе резания. Равномерная нагрузка на режущие кромки в процессе резания в зоне начальной окружности обеспечивается вследствие постоянства шага стружечных канавок на линии делительного цилиндра. Уменьшение нагрузки на режущие кромки стружечных канавок приводит к повышению стойкости.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Калашников С. Н., Калашников А. С.** Шевингование зубчатых колес. М.: Высшая школа, 1985. 223 с.

2. **Борискин О. И.** Методология оптимизации обкаточного инструмента. Тула: ТулГУ, 2001. 190 с.

УДК 621.9.06:536

А. Н. ПОЛЯКОВ, д-р техн. наук, И. В. ПАРФЕНОВ, канд. техн. наук, А. А. ТЕРЕНТЬЕВ
(Оренбургский ГУ)

Решение задачи структурной оптимизации термодеформационной системы станка в локальной постановке

Рассмотрен вариант локальной постановки задачи структурной оптимизации применительно к термодеформационной системе станка. Особенностью является совместное использование численного моделирования несущей системы станка на основе метода конечных элементов и алгоритма бинарного программирования. Приведены примеры моделирования.

An alternate version of local problem statement of structural optimization as applied to a thermal deformation system of a machine-tool has been considered. A peculiarity is a joint use of numerical modeling of the tool's load-carrying system on the basis of the finite-element method and of binary programming algorithm. Modeling examples have been presented.

Определяющими тенденциями в мировом станкостроении являются увеличение производительности и повышение точности металлообрабатывающего оборудования. Технические характеристики современных высокопроизводительных станков предусматривают скорость быстрых перемещений до 50 м/мин, частоту вращения не ниже 20 000 мин$^{-1}$, точность размеров 5 мкм [1].

Анализ различных путей реализации поставленных задач показал необходимость обеспечения теплоустойчивости станка на разных этапах его жизненного цикла. Несмотря на то, что современные высокоточные станки

оснащены адаптивными системами контроля и компенсации погрешностей, решения, реализованные на этапе проектирования, являются определяющими, принятие которых в настоящее время невозможно без компьютерного моделирования. Ведущие фирмы получают оптимальные решения только при проведении комплексного инженерного анализа.

В условиях многовариантного проектирования сложных технических систем особую актуальность приобретают задачи оптимизации. Различают три вида оптимизации: параметрическую, структурную и структурно-параметрическую. В настоящее время наибольшее развитие получила методология параметрической оптимизации применительно к различным сложным техническим системам, в том числе и в области теплоустойчивости станков [2, 3]. Однако главное ограничение любой параметрической оптимизации заключается в выборе структуры исследуемой системы, что является предметом исследования задачи структурной оптимизации. Задача структурной оптимизации обусловливает выход на структурно-параметрическую оптимизацию, позволяющую проектировать сложные технические системы в комплексной постановке задачи.

Для поиска новых конструкторских решений с целью повышения качества станка используют системное представление его структуры. Наиболее удобным является представление структуры станка в виде замкнутой динамической системы [4], которая включает в себя деформируемую упругую систему и рабочие процессы в ее подвижных соединениях. В связи с этим тепловые факторы в станках находят отражение в динамической системе станка. Представление о замкнутой динамической системе предполагает обязательную связь всех рабочих процессов через упругую систему. Анализ показал, что тепловые процессы являются составляющими всех рабочих процессов станка. Поэтому для изучения влияния тепловых процессов на качество станка, как правило, вводится его системное представление, в котором определяющим является один физический процесс — тепловой, а исследуемая система называется термодеформационной системой станка (ТДСС) [5].

Обобщенное представление задачи структурной оптимизации ТДСС

Задача структурной оптимизации ТДСС перекликается с задачей структурного синтеза ТДСС. Разница заключается в том, что в задаче структурной оптимизации компоновка станка принимается в качестве постоянных исходных данных, в задаче же структурного синтеза компоновка станка является результатом решения задачи оптимизации. В такой трактовке описательная (не строго математическая) постановка задачи структурной оптимизации ТДСС может быть представлена следующим образом: компоновка станка; множество средств обеспечения теплоустойчивости станка (СОТС); выбор оптимального набора СОТС.

В качестве СОТС для ТДСС можно использовать следующий набор элементов: свойства материала; тепловой поток; конвективный теплообмен; конфигурация элементов несущей системы станка (НСС); пространственное расположение отдельных элементов, реализующих СОТС.

В общем случае степень подробности представления СОТС и элементов несущей системы станка (НСС) теоретических ограничений не имеет. Это означает, что рассматриваемый элемент компоновки станка, например, станина, может быть представлен набором поверхностей с различными условиями конвективного теплообмена, тепловых потоков и т. д.

Основные этапы решения задачи структурной оптимизации ТДСС:

формирование типовой структуры ТДСС;

обоснование принципа формирования множества структур ТДСС;

формирование ограничений для межкомпонентных связей типовой структуры ТДСС;

формирование системы критериев;

выбор метода и процедуры структурной оптимизации;

формирование определяющего функционала для процедуры оптимизации;

решение.

Типовая структура ТДСС. Так как результатом решения задачи структурной оптимизации является одна структура, то необходимо сформировать архитектуру типовой структуры ТДСС. Как правило, в методологии структурной оптимизации технических систем (в данном случае — это ТДСС) типовая структура представляется отдельными элементами рассматриваемой системы и связями между ними. Типовая структура ТДСС включает в качестве элементов структуры элементы НСС или отдельные их части, причем связи реализуются различными СОТС, т. е. каждому элементу НСС (или части элемента НСС) соответствует некоторое множество СОТС. В дальнейшем такие уточнения, как элемент НСС или отдельная его часть, использоваться не будут.

Принцип формирования множества структур ТДСС. Формирование всех возможных вариантов структур осуществляется с использованием двух типовых задач комбинаторики [6]: первая определяет все возможные варианты по количественному сочетанию элементов СОТС в элементах типовой структуры ТДСС; вторая позволяет для каждого полученного варианта структуры организовать множество вариантов, учитывающих уже качественный характер СОТС для каждого элемента НСС. Таким образом, если общее число элементов СОТС принять равным k, а число элементов НСС — n, то число вариантов структур ТДСС, различающихся реализованным для каждого элемента НСС числом СОТС, находиться по формуле

$$N = k^n. \quad (1)$$

В комбинаторике данная задача формулируется следующим образом: число различных выборок объема n из совокупности k различного типа объектов при условии, что объект каждого типа может встречаться k раз в каждой выборке (выборки с возвращением, размещения с повторением) [6].

Для формирования всего множества вариантов структур необходимо учесть качественный характер СОТС в каждом из N сформированных вариантов (1).

Для формирования всего множества вариантов структур ТДСС решают вторую задачу комбинаторики — для каждого варианта сочетаний СОТС в отдельном элементе НСС определяют число сочетаний из k объектов по $m \leqslant k$ элементов:

$$C_k^m = \frac{k!}{(k-m)!m!}, \; m \to 1, k. \qquad (2)$$

Таким образом, общее число вариантов структур ТДСС:

$$r = \sum_{j=1}^{N} \prod_{i=1}^{n} C_{k_j}^{m_i}. \qquad (3)$$

Формирование ограничений. Для сокращения вычислений при решении задачи структурной оптимизации вводят систему ограничений типа "равенство" и "неравенство". Неравенство исключает практически нереализуемые варианты использования СОТС или варианты невозможных сочетаний СОТС в одном элементе НСС. Равенство позволяет организовать некоторый начальный вариант распределения СОТС в каждом элементе НСС.

Формирование системы критериев. Для решения задачи структурной оптимизации необходимо сформировать систему критериев. Исходя из особенностей ТДСС, принимаются четыре группы критериев: теплового состояния; деформационного состояния; технологических; экономических.

Выбор метода и процедуры структурной оптимизации. Основными критериями при выборе метода решения задачи структурной оптимизации являются эффективность и удобство его алгоритмической и программной реализации. Долгое время одним из простейших методов решения задач такого класса являлся метод полного перебора, отличающийся простотой использования. Однако для многовариантного расчета он чрезмерно трудоемок. В настоящее время успешно развиваются такие методы, как нейросетевое моделирование; методы, реализующие генетические алгоритмы; бинарное программирование. В данной работе в качестве базового метода решения задачи структурной оптимизации выбран метод бинарного программирования. Предварительно проведенные исследования показали удобство его применения для решения подобных задач. Программная реализация данного метода в универсальных автоматизированных системах вычислений устанавливает его приоритетность [7]. Однако на сегодняшний день нет достаточной информации об эффективности его применения в рассматриваемом классе задач в области теплоустойчивости станков, поэтому проводимые исследования преследуют и практическую цель.

Два последних этапа решения задачи структурной оптимизации определяются особенностями выбранного метода.

Математическая постановка задачи структурной оптимизации

Типовая структура ТДСС представляется как: $G_\alpha = (E_\alpha, S_\alpha)$, где E_α — совокупность элементов НСС; S_α — совокупность элементов СОТС; (E_α, S_α) — α-й вариант структуры ТДСС, $\alpha \to 1, r$. При этом каждый из элементов типовой структуры ТДСС (E_α или S_α) в соответствии с выражением (1) может быть представлен как одним элементом НСС или СОТС, так и их совокупностью.

Тогда обобщенное множество структур ТДСС будет представлено комбинацией типовых структур: $G = \{G_1, ..., G_\alpha, ..., G_r\}$.

Формальное представление задачи структурной оптимизации имеет вид [8]:

$$\min_{G \in W} Q(G) \Rightarrow G_{\text{оп}}, \qquad (4)$$

где $Q(G)$ — функционал, заданный на множестве G структур ТДСС; W — система ограничений; $G_{\text{оп}}$ — оптимальная структура ТДСС.

В классической постановке задачи бинарного программирования (4) имеют вид: $\min_x f'x$ при заданных ограничениях $A_e x = b_e$, $Ax \leqslant b$, где f' — транспонированный вектор коэффициентов; x — вектор искомых параметров; A_e, A — матрицы коэффициентов системы ограничений типа "равенство", "неравенство"; b_e, b — вектор правых частей систем.

Элементы вектора x определяют только два возможных состояния — "да" или "нет", т. е. "задано" СОТС для элемента НСС или "не задано". Поэтому элементами вектора параметров x являются только "1" ("да") и "0" ("нет").

Анализ зависимостей (1)—(3) показал, что при решении задачи оптимизации ТДСС существуют два принципа организации структур: первый — число возможных вариантов структур ТДСС предполагает вариативный (непостоянный) выбор числа элементов НСС, для которых назначаются СОТС; второй — число n элементов НСС устанавливается однозначно. Выражения (1)—(3) справедливы в обоих случаях, однако для первого принципа следует дополнительно предусмотреть решение комбинаторной задачи [выражение (1)], что в данной работе не предполагалось. Тогда, согласно второму принципу организации структур, все множество G структур ТДСС может быть представлено в виде матрицы, где число строк — r, числом столбцов равно числу n элементов НСС. Содержимым каждого элемента такой матрицы является набор СОТС, формируемый по выражениям (1), (2).

Реализация алгоритма бинарного программирования показала, что формирование вектора коэффициентов базируется на матрице [P] коэффициентов взаимосвязей между элементами структуры размера $[n \times k]$. Элементами матрицы [P] являются количественные оценки, показывающие влияние данного набора СОТС для элемента НСС по критериям K оптимальности.

В качестве критериев оптимальности можно принять набор:

$$K = \{\Pi, \Pi_{\max}, \Delta, \Omega, \Theta, \Theta_{\max}, \Delta\Theta_{\max}, C, T\}, \qquad (5)$$

где $\Pi = \{\Pi_X, \Pi_Y, \Pi_Z, \Pi_\Sigma\}$ — множество координатных перемещений характерных точек ТДСС; $\Pi_X = \{\Pi_{1,X}, ..., \Pi_{p,X}\}$, $\Pi_\gamma = \{\Pi_{1,Y}, ..., \Pi_{p,Y}\}$, $\Pi_Z = \{\Pi_{1,Z}, ..., \Pi_{p,Z}\}$ — перемещения p-характерных точек ТДСС вдоль соответ-

ствующих координатных осей; Π_{Σ} — множество суммарных перемещений характерных точек ТДСС (векторная сумма); Π_{max} — максимальное суммарное перемещение одной точки НСС (геометрическое положение точки не регламентируется); Δ — набор линейных деформаций [9]; Ω — набор угловых деформаций [9]; Θ — вектор температур в фиксированных точках ТДСС; Θ_{max} — максимально установившаяся температура в ТДСС; $\Delta\Theta_{max}$ — максимальный уровень неравномерного нагревания элементов НСС; C — критерий экономический, T — технологический критерий.

Использование данного состава критериев в настоящее время еще не исследовано, т. е. требуются дополнительные экономические и технологические критерии, а также совместная реализация нескольких критериев (5).

Ограничения "равенство" и "неравенство" будут рассмотрены ниже.

Локальная постановка задачи структурной оптимизации объясняется принятыми допущениями:

в качестве СОТС принят только конвективный теплообмен;

неполный набор возможных сочетаний элементов НСС, для которых рассматриваются СОТС;

один вид критерия оптимальности;

неполный набор ограничений A и A_e.

Пример структурной оптимизации в локальной постановке. В качестве объекта исследований выбран трехкоординатный многоцелевой станок вертикальной компоновки. Основу проекта компоновки составил трехосевой высокоскоростной фрезерный обрабатывающий центр DMC 5030 [10] портального типа фирмы FULLAND (Тайвань).

Основные этапы решения поставленной задачи:

разработка геометрической твердотельной модели НСС;

формирование базовой модели ТДСС в системе инженерного анализа;

формирование набора возможных сочетаний элементов НСС, для которых задаются СОТС, и формирование структуры матрицы [P];

проведение расчетов для формирования компонентов матрицы [P]; реализация процедуры структурной оптимизации ТДСС; контроль полученного решения на тестовых примерах.

На рис. 1 представлена твердотельная модель НСС. Основанием для использования в качестве базового прототипа НСС фрезерного обрабатывающего центра портального типа стала особенность его нижнего и верхнего суппортов (рис. 1, *б* и *в*). На рис. 1, *а* элемент *А* иллюстрирует конструктивную особенность суппортов. Двойные стенки позволили сформулировать оптимизационную задачу: осуществление в отдельных полостях подачи охладителя (СОТС — конвективный теплообмен). На рис. 1, *б* и *в* выделены (*Б*, *В*, *Г*) сочетания элементов НСС, для которых назначались СОТС.

На основании твердотельной модели построена базовая модель ТДСС в системе инженерного анализа и выполнен базовый расчет термодеформационного состояния НСС. Сеточная модель станка приведена на рис. 2.

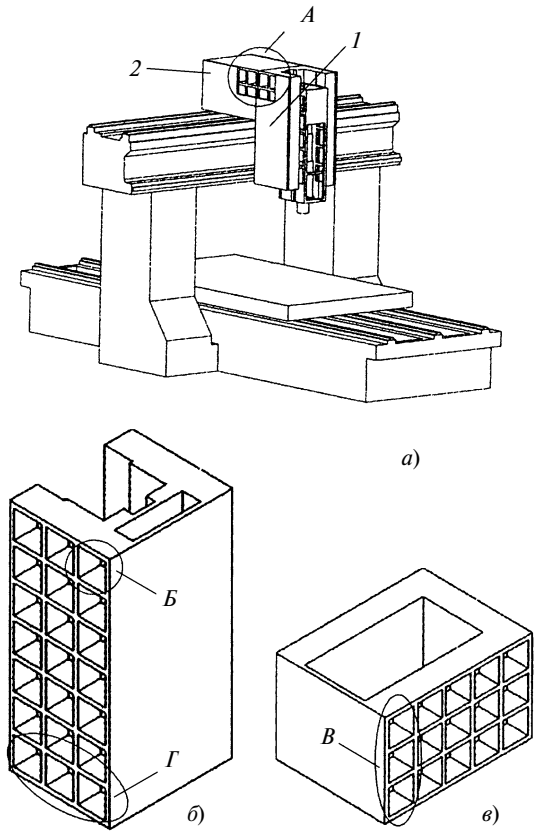


Рис. 1. Твердотельная модель НСС (*а*), верхний (*б*) и нижний (*в*) суппорты

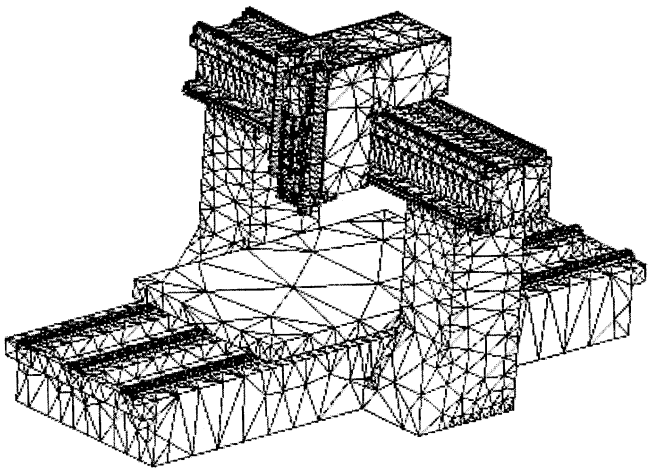


Рис. 2. Сеточная модель станка

Для формирования матрицы [P], являющейся ключевой в процессе бинарного программирования, были сформированы три варианта сочетаний элементов НСС с СОТС: первый предполагает подачу охладителя в отдельную полость (рис. 1, *б*, *Б*); второй — подача охладителя по столбцам (рис. 1, *в*, *В*); третий — подача охладителя по рядам (рис. 1, *б*, *Г*).

Таким образом, в первом варианте размер матрицы [P] составил [4 × 21], во втором — [4 × 5], в третьем — [4 × 7]. Число строк определяло число рассматриваемых элементов НСС: нижний и верхний суппорты (см. рис. 1, *а*, поз. *1* и *2*) с учетом раздельного влияния

теплового состояния левых и правых боковых сторон на тепловые деформации. Число столбцов матрицы [P] определяло максимальное число задаваемых СОТС для каждого из элементов НСС. Так, например, в первом варианте сочетаний элементов НСС с СОТС, определяющим максимальное число вариантов СОТС, является нижний суппорт (7 рядов и 3 столбца полостей для подачи охладителя, всего 21 вариант), тогда как для верхнего суппорта это число 15. Это справедливо и для двух других вариантов.

После того, как были определены структуры матриц [P] для исследуемых вариантов, был сформирован процесс обработки результатов термодеформационного расчета НСС. Были получены векторные суммы координатных температурных смещений в характерных точках шпинделя, которые и стали элементами формируемой матрицы [P]. При выборе характерных точек для оценки теплоустойчивости станка вертикальной компоновки учитывалась известная методика [9], в соответствии с которой используют пять точек: две на оси шпинделя, три на поверхности стола. На основании координатных температурных смещений данных точек производят расчет показателей точности станка, значения которых используют в качестве элементов матрицы [P]. Сложность прямой адаптации данной методики для твердотельных моделей НСС заключается в том, что ось шпинделя в условиях теплового деформирования имеет сложную конфигурацию. Поэтому для упрощения решения поставленной задачи за элементы матрицы [P] принимали значения векторной суммы координатных температурных смещений одной точки фланца шпинделя.

Таким образом, с учетом симметричности элементов НСС и разного числа полостей для верхнего и нижнего суппортов были проведены: в первом случае 72 варианта расчета ТДСС, во втором — 16, в третьем — 20.

Программная реализация типового алгоритма бинарного программирования реализована в автоматизированной системе вычислений MATLAB 7 в виде встроенной функции bintprog. Вычисления позволили получить семейство решений оптимальных ТДСС, так как рассматривалась локальная постановка задачи оптимизации. Результаты представлены на рис. 3—5.

На рис. 3 представлены решения задачи структурной оптимизации ТДСС подаче охладителя в отдельную полость стенок суппортов (см. рис. 1, *б*, *Б*). На рис. 3, *а* показана структура матрицы, реализующей ограничения типа "неравенство", на рис. 3, *б* и *в* — структуры матриц для двух вариантов ограничений типа "равенство". Структура матрицы A_e в первом варианте означает, что если найдено оптимальное СОТС для одного элемента НСС, то оно автоматически исключает его использование в других элементах НСС (см. рис. 3, *б*). Во втором варианте в структуре матрицы A_e реализовано условие: каждое из рассматриваемых СОТС может быть замещено другим СОТС в каждом элементе НСС. Соответствующие двум вариантам ограничения типа "равенство" оптимальные ТДСС представлены на рис. 3, *г* и *д*. Описание оптимальной ТДСС представлено в виде вектора из четырех элементов. Индекс каждого элемента соответствует условному номеру элемента НСС. Содержимым каждого элемента вектора является номер полости стенки, в которую подается охладитель. Все полости нумеруются аналогично (слева направо и сверху вниз, порядок нумерации значения не имеет).

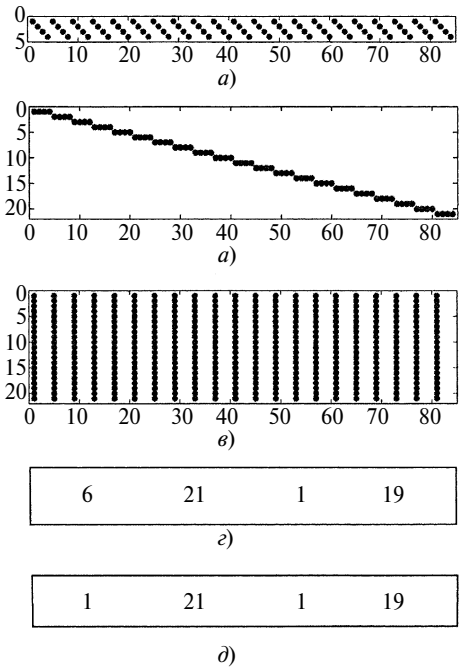


Рис. 3. Результаты моделирования при подаче охладителя в отдельную полость стенок суппортов

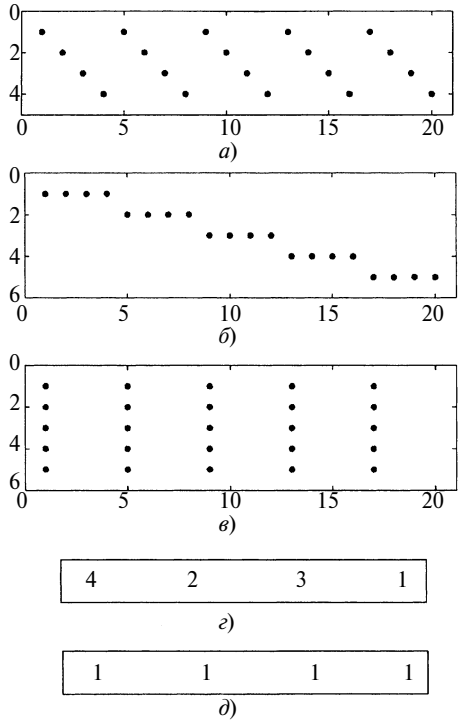


Рис. 4. Результаты моделирования при подаче охладителя по столбцам

В рассматриваемой модели НСС каждый из ее элементов имеет следующую нумерацию: левая сторона верхнего суппорта — *1*; левая сторона нижнего суппорта — *2*; правая сторона верхнего суппорта — *3*; правая сторона нижнего суппорта — *4*. В таком случае оптимальная ТДСС для

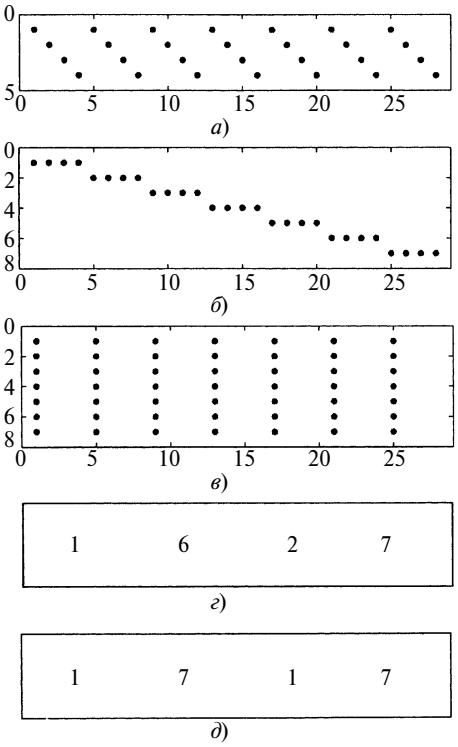


Рис. 5. Результаты моделирования при подаче охладителя по рядам

первого варианта ограничений представлена следующим образом: для верхнего суппорта оптимальна подача охладителя в шестую полость слева и первую справа, а для нижнего суппорта — в 21-ю слева и 19-ю справа.

На рис. 4 и 5 представлены результаты решения задачи структурной оптимизации ТДСС для подачи охладителя соответственно по столбцам и рядам. Принцип построения аналогичен рассмотренному выше, разница заключается в размере матриц ограничений A и A_e и результате — оптимальной ТДСС.

Для проверки адекватности полученных результатов моделирования был проведен комплекс вычислительных экспериментов в системе инженерного анализа, в ходе которых рассматривали различные варианты структур ТДСС (оптимальные и не оптимальные) и проводили анализ полученных результатов по использованному в работе критерию теплоустойчивости. Результаты показали адекватность проведенных исследований.

Учитывая то обстоятельство, что решалась задача структурной оптимизации ТДСС, то приведение количественных оценок показателей точности станка не является корректным.

Таким образом, представлено решение задачи структурной оптимизации ТДСС в локальной постановке, использующей алгоритм бинарного программирования. Показано, что вид оптимальной ТДСС зависит от принятых ограничений, следовательно, некоторое общее решение, в ходе которого получается одна оптимальная структура ТДСС, данный подход не реализует, но так как практика конструирования всегда предполагает поиск компромиссных решений, то такой подход является оправданным.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Васильев С. В.** Развитие рынка, конструкций и узлов станков // Инструмент. Технология. Оборудование. 2005. № 2. С. 8—14.

2. **Поляков А. Н.** Оптимизация термодинамической системы плоскошлифовального станка ШПХ32.11 // Технология машиностроения. 2003. № 5. С. 18—25.

3. **Поляков А. Н.** Построение и исследование оптимизационной термоупругой модели станка // Вестник машиностроения. 2003. № 6. С. 51—57.

4. **Кудинов В. А.** Динамика станков. М.: Машиностроение, 1967. 359 с.

5. **Поляков А. Н.** Компьютерные исследования тепловых деформаций металлорежущих станков. Методы, модели и алгоритмы. ГОУ ОГУ, 2003. 382 с.

6. **Корн Г., Корн Т.** Справочник по математике для научных работников и инженеров. М.: Наука, 1984. 831 с.

7. **Ануфриев И. Е., Смирнов А. Б., Смирнова Е. И.** MATLAB 7. СПб.: БХВ-Петербург, 2005. 1104 с.

8. **Справочник** по теории автоматического управления / Под ред. А. А. Красовского. М.: Наука, 1987. 711 с.

9. **Проектирование** металлорежущих станков и станочных систем: Справочник-учебник. Т. 1. Проектирование станков / А. С. Проников, О. И. Аверьянов, Ю. С. Аполлонов и др. Под общ. ред. А. С. Проникова. М.: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана. Машиностроение. 1994. 444 с.

10. **Fulland** — специалист прецизионной обработки // ИТО-Новости: Приложение к журналу "Комплект: инструмент, технология, оборудование". 2006. № 9. С. 2.

УДК 621.923

Л. В. ХУДОБИН, А. Н. УНЯНИН, доктора технических наук
(Ульяновский ГТУ)

Повышение режущей способности шлифовальных кругов при обработке заготовок из пластичных сталей и сплавов

Приведены расчетные зависимости усилий, необходимых для разрушения соединений налипшего металла заготовки с абразивными зернами шлифовального круга. Определены наиболее эффективные способы снижения интенсивности засаливания шлифовального круга.

Calculated dependences of forces required for destruction of joints of preforms stuck metal with abrasive grits of grinding wheel have been presented. Most effective methods of the grinding wheel brining decrease have been determined.

Режущая способность шлифовального круга (ШК) снижается по мере затупления и засаливания его рабочей поверхности, причем засаливание связано в первую очередь с налипанием частиц материала (металла) заготовки на абразивные зерна (АЗ) круга, что является следствием механических, физических и химических процессов в зоне шлифования. Установлено, что соединение материала заготовки с АЗ при шлифовании образуется, главным

образом, вследствие схватывания [1]. Значительное влияние на образование таких соединений оказывают давление и температура в зоне контакта и время контакта. С увеличением пластичности материала обрабатываемой заготовки засаливание увеличивается, поэтому шлифование изделий из сталей и сплавов с высокими пластическими свойствами неэффективно.

Интенсивность засаливания рабочей поверхности ШК можно снизить различными способами:

подбором материалов АЗ и связки ШК с наименьшем склонностью к адгезионному взаимодействию с материалом заготовки;

выбором оптимальных параметров ШК и формированием соответствующего рельефа его рабочей поверхности при правке;

предотвращением непосредственного контакта ювенильных поверхностей АЗ и заготовки путем создания на них экранирующих пленок достаточной толщины и прочности;

уменьшением теплосиловой напряженности путем оптимизации параметров ШК;

подбором оптимальных режимов обработки, состава и технологии применения СОЖ.

Все перечисленные профилактические способы замедляют процесс засаливания в той или иной степени.

Для определения условий и возможности удаления отходов шлифования с рабочей поверхности ШК проводились исследования по взаимодействию налипшего металла с абразивным зерном. После выхода АЗ из контакта с заготовкой часть налипшего металла удерживается на поверхности за счет механических и адгезионных сил. Причем наиболее прочно он удерживается во впадинах субмикропрофиля [2]. Исходя из формы микровпадины, находящийся в ней налипший металл будет представлять собой усеченный конус (рис. 1).

Определим силы, действующие на налипший металл, и условия, при которых соединение разрушится.

Установлено, что налипший металл может удерживаться во впадине за счет механических сил при условии $\alpha_в/2 \leqslant \varphi_н$, где $\alpha_в$ — угол вершины субмикропрофиля АЗ; $\varphi_н$ — угол

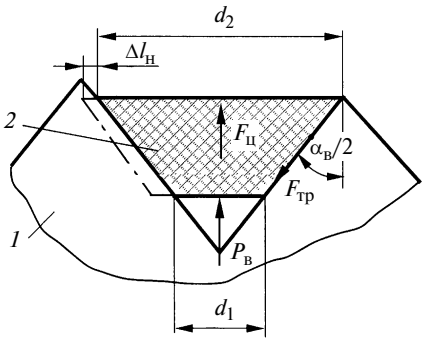


Рис. 1. Силы, действующие на налипший металл:
1 — АЗ; *2* — налипший металл

трения налипшего металла по поверхности микровпадины. Среднее значение коэффициента трения электрокорунда по стали $\mu_0 = 0{,}3$, следовательно, максимальный угол, при котором налипший металл удерживается во впадине АЗ, $\alpha_в = 32°$. Исследования [2] показали, что у большинства микровпадин угол $\alpha_в > 32°$, поэтому количество налипшего металла, удерживаемого во впадинах, незначительно. Если локальная температура в окрестности налипания выше ее порогового значения, при которой возможно соединение поверхностей вследствие адгезионного взаимодействия, то прочность соединения приближается к прочности материала заготовки.

Под давлением в зоне контакта АЗ с заготовкой налипший металл упруго деформируется, диаметры d_1 и d_2 усеченного конуса изменяются. Для определения деформации используют закон Гука:

$$\Delta l_н = (d_1 + d_2)\sigma_{T_н}/(2E_{T_н}),$$

где $\sigma_{T_н}$ — напряжения в налипшем металле, для которых справедлив закон Гука при температуре $T_н$ (температура адгезионного взаимодействия с АЗ); $E_{T_н}$ — модуль упругости материала при температуре $T_н$.

При остывании налипшего металла и АЗ и выходе АЗ из контакта с заготовкой деформация налипшего металла составит:

$$\Delta l_T = \Delta l_н - \Delta l_{1T},$$

где $\Delta l_{1T} = (\alpha_н - \alpha_{а.з})(T_н - T)\dfrac{d_1 + d_2}{2}$ — деформация налипшего металла при остывании (здесь $T_н$ — локальная температура адгезионного взаимодействия налипшего металла с АЗ; T — текущая температура; $\alpha_н$, $\alpha_{а.з}$ — коэффициенты линейного расширения соответственно налипшего металла и АЗ в диапазоне температур от T до $T_н$.

Если $\Delta l_{1T} > \Delta l_н$, т. е. $\Delta l_T < 0$, то сжатие налипшего металла сменится растяжением, а на площадке контакта появятся дополнительные напряжения $\sigma_{нT}$, способствующие отрыву налипшего металла от этой поверхности. Для большинства сочетаний материалов АЗ и заготовки $\alpha_{а.з} \leqslant \alpha_н$, в процессе остывания налипший металл испытывает деформацию растяжения. Одним из путей снижения интенсивности налипания является использование АЗ из материалов, коэффициенты линейного расширения которых значительно отличаются от коэффициента линейного расширения материала заготовки.

Внешняя сила $P_в$, способная разрушить соединение налипшего металла с АЗ (см. рис. 1):

$$P_в \geqslant \frac{\pi(d_1^2 - d_2^2)(\sigma_{рT} - \sigma_{нT})}{4\sin^2\dfrac{\alpha_в}{2}}.$$

Здесь $\sigma_{рT}$ — допускаемое напряжение растяжения налипшего материала при температуре T; $\sigma_{нT}$ — напряжение, вызванное деформацией налипшего металла при остывании и способствующее при $\Delta l_T < 0$ его отрыву от поверхности АЗ:

$$\sigma_{нT} = \frac{2E_T(\Delta l_{1T} - \Delta l_н)\cos^2\dfrac{\alpha_в}{2}}{d_1 + d_2},$$

где E_T — модуль упругости налипшего материала при температуре T.

Процесс налипания белого электрокорунда моделировали при условии, что $T_н = 1200$ °С, т. е. при температуре адгезионного взаимодействия материалов АЗ и заготовки. Установлено, что налипший металл нельзя удалить центробежной силой.

Моделирование локальных температур [3] показало, что при многих условиях и режимах шлифования температура превышает пороговое значение, при котором становится

возможным налипание частиц материала заготовки на АЗ вследствие адгезионного взаимодействия. Кроме того, налипший металл и частицы шлама удерживаются на рабочей поверхности ШК вследствие механического защемления. В результате избежать засаливания ШК не удается. Для его предотвращения необходимы дополнительные воздействия на рабочую поверхность ШК.

Удалять отходы шлифования с рабочей поверхности ШК можно следующими способами:

подавая СОЖ струйно-напорным внезонным способом (СНВС) и гидроаэродинамическим способом (ГАДС) [2];

подавая СОЖ через поры круга и используя ультразвуковые колебания (УЗК) [4];

очищая рабочую поверхность ШК наложением УЗК;

применяя гидродинамическую кавитацию [5];

с помощью магнитных полей.

Однако сравнительной оценки вышеперечисленных способов не производили, что затрудняет выбор оптимального варианта. Для того чтобы объективно оценить эффективность данных способов, сравним давления на налипший металл при реализации каждого способа.

Налипший металл будет удален из впадины субмикропрофиля АЗ, если при совпадении направлений внешней $P_в$ и центробежной сил выполняется условие: $K_{св} \leqslant \dfrac{\sigma_a + \sigma_{нT}}{\sigma_{рT}}$, $K_{св} = F_a/F_c$, где σ_a — нормальные напряжения, порождаемые силой $P_в$ на площадке контакта налипшего металла с поверхностью субмикропрофиля АЗ; F_a — площадь поверхности контакта, на которой реализовались межатомные связи; F_c — общая площадь поверхности контакта.

Если сила $P_в$ и центробежная сила направлены в противоположные стороны, условие, при котором налипший металл может быть удален, имеет вид $K_{св} \leqslant |\sigma_a - \sigma_T|/\sigma_{рT}$.

В табл. 1 приведены предельные значения коэффициента $K_{св}$, ниже которых налипший металл будет удален при данном способе воздействия, $\sigma_{нT} = 0$ (что имеет место при равных значениях коэффициентов линейного расширения налипшего металла и АЗ).

Таблица 1

Значения сравнительных параметров при различных способах воздействия на рабочую поверхность ШК

Способ воздействия	Давления на рабочую поверхность ШК p, 10^6 Па	Предельное значение коэффициента $K_{св}$
СНВС	26,16	0,019
ГАДС	10,3	0,009
Гидродинамическая кавитация	300	0,25
Магнитное поле	1	0,0008
Подача СОЖ через поры ШК	$15 \cdot 10^{-6}$	—

При очистке ШК с использованием УЗК, или путем гидродинамической кавитации, или подачей СОЖ с использованием СНВС силы, действующие на налипший металл, больше, а коэффициент $K_{св}$ меньше, чем при других способах очистки. При реализации этих способов очистки обеспечиваются хорошие смазочные свойства СОЖ, что актуально при шлифовании заготовок из пластичных материалов.

Струйно-напорный внезонный способ исследован достаточно полно, определены области его применения [6].

Очистка ШК с помощью УЗК не требует большого расхода экологически небезопасных СОЖ и обеспечивает высокие технико-экономические показатели процесса шлифования, однако для ее реализации необходим генератор УЗК. Стоимость устройств, используемых для гидравлической кавитации при движении жидкости через насадки с отверстиями специальной формы (рис. 2) или радиальные отверстия вращающегося ролика (рис. 3), существенно ниже.

При подаче СОЖ к торцу ШК через полуоткрытую клиновую насадку с наложением УЗК [4] давление на рабочую поверхность ШК незначительное, однако обеспечивается хорошее смазывание, что необходимо для предотвращения засаливания.

Ни один из рассмотренных способов, в том числе и гидроочистка с использованием УЗК, не обеспечивает удаление налипшего металла, имеющего межатомные связи с впадиной субмикропрофиля по всей поверхности контакта. Эффективным средством его удаления является механическое диспергирование абразивными зернами бруска [7], поскольку удаляются частицы, наиболее прочно соединенные с поверхностью зерен ШК.

Таким образом, установлено, что наиболее перспективными являются следующие методы: механическая очистка ШК, подача СОЖ с наложение УЗК, гидроочистка рабочей поверхности ШК [5].

При ультразвуковой подаче СОЖ к торцу шлифовального круга [4] УЗК интенсифицируют движение жидкости через поровое пространство ШК и транспортируют ее к рабочей поверхности и в зону шлифования. Под действием центробежных сил

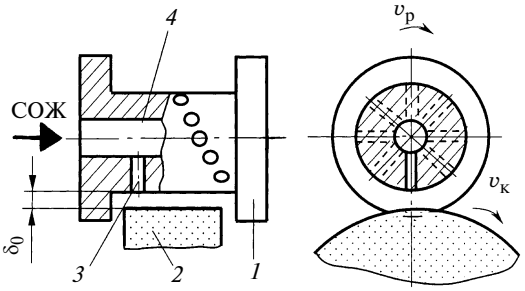


Рис. 2. Устройство для гидроочистки рабочей поверхности ШК:
1 — ролик; *2* — ШК; *3* — радиальное отверстие; *4* — центральное отверстие

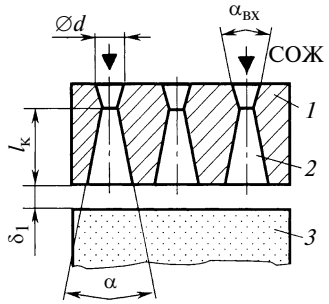


Рис. 3. Устройство для гидроочистки ШК с помощью сопла:
1 — сопло; *2* — отверстие; *3* — ШК

жидкость вбрасывается непосредственно в зону шлифования, вследствие чего существенно увеличивается расход СОЖ.

Для гидроочистки ШК предлагается использовать эрозионное воздействие потока СОЖ, в котором при определенных условиях возникает гидродинамическая кавитация. Разработаны устройства, в которых кавитация возникает в радиальных отверстиях вращающегося ролика (см. рис. 2) или в отверстиях с сужающе-расширяющимися участками неподвижного сопла (см. рис. 3). Гидродинамическая кавитация в потоке СОЖ возникает, если давление жидкости снижается до давления насыщенных паров при увеличении скорости потока. В устройстве, представленном на рис. 2, необходимая скорость потока жидкости в радиальных отверстиях *3* обеспечивается вращением ролика. Для подачи СОЖ к центральному отверстию *4* ролика можно использовать насосы низкого давления (от 0,05 МПа). Необходимая скорость потока СОЖ в минимальном сечении отверстия *2* (см. рис. 3) обеспечивается подачей жидкости под определенным давлением. Определены условия гидроочистки и конструктивные параметры устройств, при которых образовавшиеся кавитационные пузырьки захлопываются на рабочей поверхности ШК, а именно: скорости ролика и потока СОЖ в отверстии неподвижного сопла, оптимальные форма и размеры отверстий в ролике и сопле, зазоры между роликом, соплом и рабочей поверхностью ШК.

При механической очистке ШК абразивный брусок на эластичной связке периодически прижимается к его рабочей поверхности (рис. 4) с силой, достаточной для микрореза-

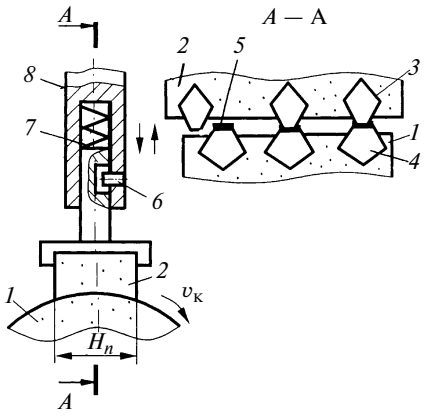


Рис. 4. Схема очистки ШК абразивным бруском:
1 — ШК; *2* — абразивный брусок; *3* — АЗ бруска; *4* — АЗ шлифовального круга; *5* — налипший металл; *6* — фиксатор; *7* — пружина; *8* — шток

ния налипшего металла [7]. Зерна бруска способны срезать частицы налипшего металла, наиболее прочно соединенные с зернами ШК (за счет сил адгезионного воздействия). Упругие свойства эластичной связки бруска создают возможность очистки разновысотных зерен круга, в том числе удаленных от его условной наружной поверхности, хотя при этом вероятность удаления продуктов шлифования (шлам и стружка) из межзеренного пространства и пор ШК снижается. Исследования [7] позволили разработать рекомендации по техническим характеристикам бруска (материал, размер, концентрация зерен) и режиму обработки (усилие прижима бруска к рабочей поверхности ШК, продолжительность и периодичность очистки).

Проводились сравнения эффективности шлифования с использованием различных способов предотвращения засаливания ШК. Для оценки эффективности круглого наружного шлифования с врезной подачей использовали следующие критерии: период $\tau_с$ стойкости шлифовального круга (по появлению огранки на шлифуемой поверхности); параметр *Ra* обрабатываемой шлифованной поверхности; составляющие P_z и P_y усилия шлифования; коэффициент $K_ш$ шлифования по объему (ГОСТ 2424); удельная мощность шлифования $K_N = N_ш/Q_{м1}$, где $N_ш$ — мощность шлифования; $Q_{м1}$ — скорость съема металла заготовки.

Обрабатывали заготовки из сталей 07Х16Н6 и ВНС-5 (13Х15Н4АМ3) и сплава ВЖ98 (в состоянии поставки), характеризуемых высокими пластическими свойствами. Рабочая скорость ШК составляла 50 м/с, окружная скорость заготовки — 50 м/мин; подача при шлифовании заготовок из стали 07Х16Н6 — 0,7 мм/мин, из сплава ВЖ98 — 0,4 мм/мин, из стали ВНС-5 — 0,6; 0,8 и 1 мм/мин. Шлифовальный круг правили алмазным карандашом С3: два прохода глубиной 0,03 мм, два прохода глубиной 0,015 мм и один проход без поперечной подачи алмазного карандаша.

Во вращающемся ролике было выполнено 20 радиальных отверстий диаметром 2,5 мм. Диаметры наружной поверхности и центрального отверстия ролика составили 60 и 44 мм соответственно (см. рис. 2). Параметры сопла: $d = 3$ мм; $\alpha_{вх} = 60°$; $\alpha = 25°$ (см. рис. 3). СОЖ (3 %-й водный раствор Аквапол-1М) подавали к торцам ШК через клиновые полуоткрытые насадки с наложением синусоидальных УЗК частотой 18,6 кГц.

Абразивный брусок (см. рис. 4) высотой $H_п = 15$ мм из технического стекла прижимали к рабочей поверхности ШК с силой $F_о = 2{,}25$ Н 2—3 раза за период стойкости ШК.

Таблица 2

Значения показателей эффективности шлифования при различных способах воздействия на рабочую поверхность ШК

Способ воздействия	$\tau_с$, мин	*Ra*, мкм	$K_ш$	K_N, Вт · мин · мм$^{-3}$
Подача СОЖ поливом	0,71/0,47	1,6/0,96	4,2/2,7	1,5/1,73
Гидроочистка с помощью вращающегося ролика (см. рис. 2)	2,14/1,1	1,2/0,82	14/5,5	1,2/1,55
Гидроочистка с помощью сопла (см. рис. 3)	1,4/0,94	1,5/0,85	13/5,4	1,2/1,62
Подача СОЖ к торцу ШК с использованием УЗК	2,3/1,48	1,35/0,8	9,5/7,6	1,1/1,5
Механическая очистка ШК абразивным бруском (см. рис. 4)	1,15/0,6	1,5/0,85	4/2,5	1,35/1,6

Примечание. В числителе приведены значения при шлифовании заготовок из стали 07Х16Н6, в знаменателе — из сплава ВЖ98.

Таблица 3

Значения показателей эффективности шлифования заготовок из стали ВНС-5 при различных способах подачи СОЖ или очистке ШК

Способ подачи СОЖ или очистки ШК	Подача инструмента, мм/мин	τ_c, мин	*Ra*, мкм	$K_ш$	K_N, Вт · мин · мм$^{-3}$
Подача СОЖ поливом	0,6 0,8 1	0,65 0,52 0,31	1,64 1,78 2,1	3,8 3,6 3,3	1,9 1,8 1,7
Гидроочистка с помощью вращающегося ролика	0,6 0,8 1	1,4 0,98 0,54	1,53 1,6 1,75	7,1 6,6 5,2	1,7 1,65 1,6
Подача СОЖ к торцу ШК с использованием УЗК	0,6 0,8 1	1,62 1,14 0,67	1,43 1,7 2,1	7,4 7,3 6,2	1,65 1,6 1,5
Механическая очистка ШК абразивным бруском	0,6	0,85	1,6	3,6	1,7

При высоте ШК 20 мм номинальное давление бруска на рабочую поверхность круга составляло 7,5 кПа.

Установлено, что гидроочистка рабочей поверхности ШК позволяет снизить энергетические затраты при шлифовании (табл. 2, 3), что является следствием образования на рабочей поверхности ШК прочных смазочных пленок и интенсификации очистки от продуктов шлифования, в результате чего снижаются коэффициент трения в зоне контакта и адгезионное изнашивание зерен ШК, период стойкости ШК при шлифовании с гидроочисткой увеличивается в $2 \div 3$ раза.

Шлифование с гидроочисткой обеспечивает такой же период стойкости ШК, как и подача СОЖ поливом при большей на $25 \div 35$ % скорости врезной подачи, следовательно, гидроочистка позволяет повысить производительность шлифования путем интенсификации режима обработки (увеличения скорости подачи). Гидроочистка вращающимся роликом обеспечивает более эффективное шлифование, так как кавитация в радиальных отверстиях ролика возникает не только в результате увеличения скорости потока СОЖ (до 8 м/с), но и гидравлического удара [5].

Лучшие результаты были получены при подаче СОЖ к торцу ШК и использовании УЗК (см. табл. 2, 3). Период стойкости ШК увеличился в $2{,}5 \div 3{,}2$ раза, при этом скорость подачи можно увеличить на 65 %.

Механическая очистка ШК абразивным бруском позволила увеличить период τ_c стойкости ШК при шлифовании заготовок из стали 07Х16Н6 на 60 % (см. табл. 2). При шлифовании заготовок из сплава ВЖ98 и стали ВНС-5 значения показателя τ_c увеличились в среднем на 30 %. Заготовки из сплава ВЖ98 и стали ВНС-5 плохо поддаются обработке шлифованием, так как поверхность ШК интенсивно засаливается. При шлифовании заготовок из материалов с невысокими пластическими свойствами межзеренное пространство и поры ШК быстро заполняются продуктами шлифования, силы шлифования при этом увеличиваются в 2 раза и более. Механический способ очистки ШК от продуктов шлифования при обработке заготовок из сплава ВЖ98 и стали ВНС-5 малоэффективен.

Таким образом, были определены наиболее эффективные способы воздействия на рабочую поверхность ШК с минимальным эффектом засаливания. Установлено, что лучшие результаты обеспечивает подача СОЖ к торцу шлифовального ШК с использованием УЗК, при этом период стойкости ШК возрастает в 3 раза и более, а скорость подачи можно увеличить до 60 %. Эффективность гидроочистки рабочей поверхности ШК и подачи СОЖ с наложением УЗК уменьшается с увеличением скорости подачи ШК. Рациональной областью применения механической очистки ШК абразивным бруском является шлифование заготовок из материалов с умеренными пластическими свойствами (относительное удлинение $\delta_5 \leqslant 14$ %, относительное сужение $\psi \leqslant 45$ %).

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Худобин Л. В., Унянин А. Н.** Исследование кинетики процесса налипания частиц материала заготовки на абразивные зерна: Фундаментальные и прикладные проблемы технологии машиностроения / Междунар. науч.-техн. конфер. "Технология — 2002". Орел: ОГТУ, 2002. С. 53—56.

2. **Худобин Л. В., Полянсков Ю. В.** О механизме формирования и разрушения узлов схватывания металла с абразивными зернами при шлифовании // Физико-химическая механика материалов. 1973. Т. 9. № 3. С. 70—75.

3. **Унянин А. Н.** Численное моделирование локальных температур при шлифовании // СТИН. 2006. № 8. С. 27—33.

4. **Эффективность** применения новой ультразвуковой техники подачи СОЖ при совмещенном и фасонном шлифовании / Е. С. Киселев, А. Н. Унянин, В. Н. Ковальногов, Е. С. Киселев // Вестник машиностроения. 2001. № 1. С. 48—50.

5. **Худобин Л. В., Унянин А. Н.** Минимизация засаливания шлифовальных кругов / Под ред. Л. В. Худобина. Ульяновск: УлГТУ, 2007. 298 с.

6. **Худобин Л. В., Бердичевский Е. Г.** Техника применения смазочно-охлаждающих средств в металлообработке. М.: Машиностроение, 1977. 189 с.

7. **Унянин А. Н.** Назначение условий и режима очистки рабочей поверхности шлифовального круга абразивным бруском // Металлообработка. 2006. № 6. С. 9—13.

УДК 621.9.048

М. Ю. САРИЛОВ, канд. техн. наук, Е. Н. БУРДАСОВ
(ГОУ ВПО "КнАГТУ", г. Комсомольск-на-Амуре)

Исследование критериев корреляции между параметрами нелинейной динамики и шероховатостью поверхности при электроэрозионной обработке

Приведены результаты исследований электроэрозионной обработки образцов из различных материалов путем обработки сигналов виброакустической эмиссии на основе критериев и показателей нелинейной динамики. Установлено, что между фрактальной размерностью, информационной энтропией, показателем Ляпунова и параметром шероховатости обработанной поверхности есть корреляция, что позволяет контролировать обрабатываемую поверхность в режиме реального времени.

Investigation results of the electro-erosion treatment of samples of different materials obtained by processing of vibro-acoustic emission signals on the basis of criteria and showings of non-linear dynamics have been presented. It has been stated, that the correlation exists between fractal dimensionality, informational entropy, Lyapunov's index, and face roughness parameter, that allows to control the face in real time mode.

Интенсивное использование и развитие электроэрозионной обработки (ЭЭО) в настоящее время связано с высокой гибкостью и технологичностью данного метода, который позволяет в ряде случаев решить такие задачи, как интенсификация производственных процессов изготовления продукции при одновременном повышении производительности, улучшение качества деталей, снижение брака, повышение ресурса дорогостоящего инструмента и сокращение доли ручного труда.

Кроме того, тенденции, направленные на применение более легких деталей, использование моделирования и разработку новых методов расчета, привели к созданию деталей более сложных конфигураций. Применение станков с ЧПУ, входящих в гибкую производственную систему, обусловливает необходимость прогнозирования динамической устойчивости процесса ЭЭО и управления электротехнологическими параметрами обработки в режиме реального времени.

Использование вычислительной техники в станочном оборудовании позволяет управлять динамическими процессами на основе фундаментальных подходов к устойчивости сложных систем, к которым следует отнести теорию синергетики и такие новые направления, как нелинейная динамика, теория бифуркаций и нейронные сети, составляющие основу концепции искусственного интеллекта [1].

Синергетика как системный подход к исследованию эволюции сложных систем позволяет обеспечить единую информационную поддержку всего жизненного цикла станочного оборудования и прежде всего управление его динамическим развитием. Синергетика наделила новым смыслом понятие "динамические системы" и позволила ввести такие понятия, как "динамический хаос", "аттракторы" и "диссипативные структуры".

Достоинством нелинейной динамики является то, что она позволяет проводить оценку как регулярного, так и хаотического движения сложных систем. Нелинейная динамика предложила также алгоритмы упрощения. Один из основных таких алгоритмов связан с предположением о масштабной инвариантности на различных уровнях. Простейший пример — фрактальные множества. Другой важный алгоритм нелинейной динамики, что многие сложные системы могут быть описаны с помощью нескольких переменных параметров одного порядка. Оказалось, что во многих сложных системах, потенциально обладающих бесконечным числом степеней свободы, с течением времени происходит самоорганизация — выделение нескольких параметров одного порядка в качестве главных, которые определяют характер движения системы, остальные переменные целиком подчинены этим параметрам и подстраиваются под них. В нелинейной динамике существует немало критериев оценки различных процессов. Так, в качестве критериев оценки устойчивости используются фрактальная размерность, старший показатель Ляпунова и информационная энтропия [2]. Основное достоинство этих критериев — возможность количественной оценки устойчивости процесса. В ГОУ ВПО "КнАГТУ" разработана программа DynAnalyzer для расчета фрактальной размерности, построения аттракторов, расчета показателя Ляпунова и некоторых других динамических характеристик виброакустического сигнала.

Для установления корреляции между параметрами нелинейной динамики и параметром шероховатости поверхности, прошедшей ЭЭО, проводили исследования на копировально-прошивочном электроэррозионном станке мод. 4Л721Ф1 с адаптивным управлением и генератором импульсов ШГИ 40-440М. В результате серии опытов были сняты сигналы виброакустической эмиссии с использованием датчика КД41, закрепленного на исследуемом образце. Сигнал виброакустической эмиссии обрабатывался с помощью программы DynAnalyzer, которая позволяет рассчитывать критерии и показатели нелинейной динамики, такие как старший показатель Ляпунова, фрактальную размерность и информационную энтропию, а также реконструировать аттракторы сигналов.

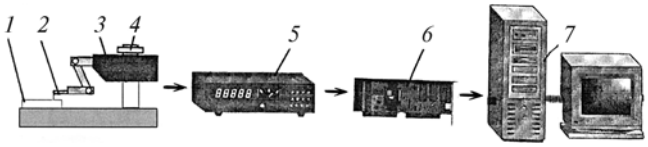


Рис. 1. Экспериментальная установка:
1 — предварительно обработанный образец; *2* — датчик; *3* — привод щупа; *4* — стойка; *5* — профилометр; *6* — плата АЦП; *7* — ПЭВМ

Таблица 1

Материал	При изменении скважности *q*		При изменении частоты *f*	
	Ra	D0	*Ra*	D0
АК4	12,97 11,53 10,18 8,22 10,82 10,76 9,28 10,21	1,004703 0,015441 1,015924 1,048699 1,014027 1,015181 1,016795 1,019029	9,9 9,61 9,35 10,69 10,45 6,39 — —	1,012143 1,015307 1,015627 1,013798 1,01498 1,000522 — —
ВТ20	13,11 14,39 11,05 11,65 7,12 8,33	1,012504 1,016340 1,011601 1,013062 1,002506 1,006848	8,62 5,63 12,08 12,01 9,13 8,62	1,008393 1,004201 1,006567 1,009617 1,007187 1,006593
5ХНМА	13,36 13,62 14,3 13,29 13,22 12,02 12,55 10,36	1,015822 1,015037 1,011853 1,014108 1,014149 1,012493 1,01283 1,024448	9,32 9,57 8,08 7,68 10,33 10,16 — —	0,032857 0,019183 1,009263 1,014216 1,030695 1,025937 — —
Р18	12,76 12,48 9,42 9,3 8,77 7,55 3,16 3,19	1,018477 1,011618 1,004371 1,009403 1,012219 1,010815 1,001208 1,00267	16,05 14,2 12,51 12,59 6,37 6,97 — —	1,005216 1,011002 1,006634 1,006026 1,015207 1,014223 — —

Таблица 2

Материал	Параметр	При изменении скважности *q*		При изменении частоты *f*	
		Ra	D0	*Ra*	D0
АК4	*Ra* D0	1 0,82561	0,82561 1	1 0,899366	0,899366 1
ВТ20	*Ra* D0	1 0,965514	0,965514 1	1 0,690106	0690106 1
5ХНМА	*Ra* D0	1 0,75433	0,75433 1	1 0,783664	0,783664 1
Р18	*Ra* D0	1 0,823262	0,823262 1	1 0,84802	0,84802 1

Были проведены четыре серии опытов, в каждой из которых осуществляли независимое изменение параметров скважности от 1,1 до 4 и частоты *f* от 8 до 220 КГц.

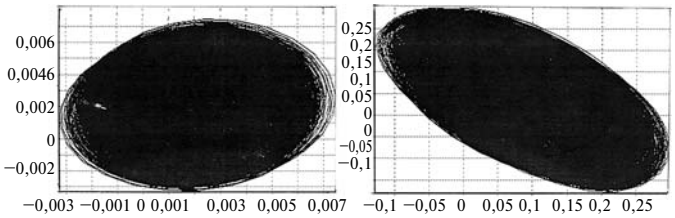
Для оценки параметра *Ra* шероховатости обработанной поверхности использовали специально разработанный стенд. Работа экспериментальной установки (рис. 1) основана на ощупывании неровностей исследуемой поверхности и преобразовании возникающих механических колебаний щупа в электрические сигналы. Преобразование линейных колебаний иглы, обусловленных неровностями поверхности образца *1*, в электрические сигналы происходило в датчике *2*. Перемещение датчика по поверхности осуществляли с помощью привода *3*, который был установлен на поворотном кронштейне стойки *4*. Сигнал с датчика *2* поступал на электронный профилометр *5*, имеющий аналоговый выход для сопряжения с внешней измерительной аппаратурой. С аналогового выхода сигнал посредством платы *6* аналого-цифрового преобразователя поступал в ЭВМ *7*. Профилометр выдает свое значение шероховатости и при этом передает сигнал на плату компьютера, которая его считывает, записывает и сохраняет.

Результаты измерения в цифровом виде с помощью специальной программы создаются в виде отдельных файлов на съемных дисках.

Для измерения параметра *Ra* шероховатости применяли профилометр мод. 296 с цифровым отсчетом и индуктивным преобразователем механических колебаний щупа в электрические сигналы [3].

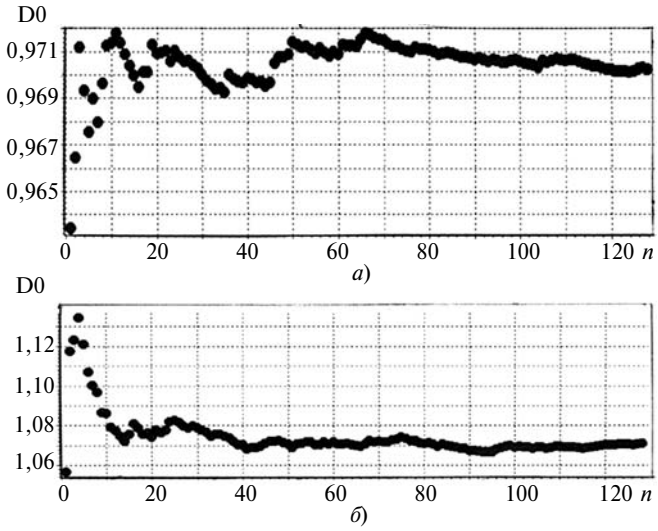
Полученные результаты сведены в табл. 1.

Затем была установлена корреляционная зависимость между параметром шероховатости материала и фрактальной размерностью соответствующего сигнала (табл. 2). Определение коэффициента корреляции проводили с помощью программы MS Office 2003-Excel с учетом значений, для получения которых использовали программу DynAnalyzer, позволяющую рассчитывать критерии и показатели нелинейной динамики: фрактальную размерность D0, информационную энтропию H, показатель Ляпунова λ. Анализ результатов показал, что и при изменении частоты, и при изменении скважности



а) *б*)

Рис. 2. Изменение аттрактора в процессе обработки образца:
а — начало обработки (0,007); *б* — окончание обработки (2,5)



а)

б)

Рис. 3. Изменение фрактальной размерности в процессе обработки образца:
а — начало обработки (D0 = 0,970); *б* — окончание обработки (D0 = 1,064)

Таблица 3

Режим ЭЭО	Параметр шероховатости и фрактальная размерность		Параметр шероховатости и энтропия		Параметр шероховатости и показатель Ляпунова	
	Ra	D0	*Ra*	H	*Ra*	λ
Критический	12,22	0,984502	12,22	3,633097	11,21	0,104117
	9,82	0,991729	10,76	2,691416	12,94	0,528028
	10,76	0,987294	11,05	3,809839	9,82	−0,09565
	11,28	0,983528	11,31	2,771842	11,05	−0,08965
	11,21	0,985521	9,82	2,557031	12,22	0,417027
	11,31	0,985743	11,28	3,206182	10,76	0,303231
	10,84	0,98639	11,21	2,898657	11,31	0,354476
	11,05	0,986836	12,94	3,303714	10,84	−0,20571
	12,94	0,982717	10,84	2,700904	11,28	−0,16854
	Коэффициент корреляции					
	0,874294		0,585824		0,69529	
Предкритический	13,34	0,973547	12,21	3,282506	12,21	−0,07096
	12,21	0,973142	10,05	2,116553	12,39	0,283271
	13,01	0,968804	11,08	2,762709	11,36	−0,20407
	12,39	0,978401	9,33	2,905215	9,33	−0,16269
	10,05	0,980498	13,34	3,465611	13,34	−0,07575
	12,65	0,971392	12,65	3,29314	10,05	−0,95469
	11,08	0,977373	13,01	3,331218	13,01	0,241019
	9,33	0,992033	12,39	3,28264	12,65	0,382096
	11,36	0,978695	11,36	1,801556	11,08	−0,22022
	Коэффициент корреляции					
	0,876974		0,630381		0,668878	
Стабильный	3,19	0,987482	7,62	3,541336	7,62	0,23605
	9,9	0,9763601	9,35	3,756822	5,63	−0,55536
	6,61	0,9812075	6,39	3,423299	9,9	1,008803
	9,35	0,9803219	3,19	3,489348	8,45	0,060685
	8,69	0,9809704	9,9	3,509034	3,19	−0,78997
	8,45	0,979725	8,45	3,523897	6,61	0,391658
	6,39	0,9795835	6,61	3,276433	6,39	−0,14154
	7,62	0,981023	5,63	3,379775	9,35	1,198005
	5,63	0,9836064	8,69	3,841301	8,69	2,438713
	Коэффициент корреляции					
	0,875176		0,516356		0,752952	
Устоявшийся	12,01	0,994274	12,01	4,140873	12,62	0,126125
	10,13	0,982431	10,13	3,489547	10,13	−0,47652
	10,62	0,983544	10,62	3,856431	12,01	0,483588
	12,62	0,990167	12,62	3,701606	8,57	−0,15667
	8,57	0,976609	8,57	2,984901	10,68	−0,04559
	9,08	0,980988	9,08	3,683538	10,16	0,24961
	10,68	0,989303	10,68	3,68686	10,62	0,693157
	9,33	0,978109	9,33	3,152007	9,33	−0,2838
	10,16	0,984393	10,16	3,727357	9,08	−0,35747
	Коэффициент корреляции					
	0,907453		0,717644		0,559673	

наблюдается четкая корреляция полученных пар значений (фрактальной размерности и параметра шероховатости). Причем они лежат в диапазоне $0{,}69 \div 0{,}96$, большая их часть имеет значения выше 0,75, что указывает на высокий уровень подобия двух сигналов. Следовательно, имеет место зависимость между параметрами D0 и *Ra*. При неизменных значениях частоты и скважности также наблюдалась корреляция значений фрактальной размерности сигнала виброакустической эмиссии и значений параметра *Ra* шероховатости поверхности. Причем данная корреляция проявляется на каждом режиме обработки.

Кроме того, была установлена корреляция между динамическими параметрами сигнала виброакустической эмиссии (информационная энтропия и показатель Ляпунова) и параметром шероховатости (табл. 3). Коэффициенты корреляции параметров *Ra* и H, *Ra* и λ меньше, а параметров *Ra* и D0 больше.

Приведенные ниже данные получены при обработке алюминиевого сплава АК4 медным электродом М1 на различных режимах работы оборудования.

В результате теоретических и экспериментальных исследований было установлено, что существует корреляционная связь между критериями нелинейной динамики и параметрами шероховатости поверхности. Наибольший коэффициент корреляции наблюдается у параметров D0 и *Ra* (от 84 до 91 %). Это указывает на то, что параметры нелинейной динамики, такие как информационная энтропия, показатель Ляпунова, а в большей мере фрактальная размерность, позволяют

контролировать шероховатость обрабатываемой поверхности в режиме реального времени.

Были проведены исследования по взаимосвязи критериев нелинейной динамики и износа электрода-инструмента в процессе ЭЭО, обрабатывали образцы из стали 5ХНМА медным круглым электродом. В ходе исследований было установлено, что при износе инструмента, хотя форма аттрактора и остается торообразной (рис. 2), фрактальная размерность растет, что свидетельствует об увеличении неустойчивости динамической системы.

Изменение фрактальной размерности (рис. 3) показало, что с течением времени система переходит в менее устойчивое состояние. Показатель Ляпунова также подтверждает это.

Анализ результатов показал, что существует зависимость между сигналом и износом электрода, что позволяет в режиме реального времени проводить диагностику процесса обработки.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Кабалдин Ю. Г., Биленко С. В., Серый С. В.** Управление динамическими процессами в технологических системах механообработки на основе искусственного интеллекта. Комсомольск-на-Амуре: ГОУ ВПО КнАГТУ, 2003. 201 с.
2. **Малинецкий Г. Г., Потапов А. Б.** Современные проблемы нелинейной динамики. М.: Эдиториал УРСС, 2000. 336 с.
3. **Сарилов М. Ю., Покотило М. А.** Выбор параметров управления процессом электроэрозионной обработки // Машиностроитель. 2007. № 4. С. 42—50.

УДК 621.757.06:658.527-192

А. Г. ЧЕРНЫЙ, канд. техн. наук (Воронежский филиал РГОТУПС)

Организация технического обслуживания синхронной сборочной линии несколькими наладчиками

На базе теории массового технического обслуживания разработаны методы определения такта, вероятности восстановления сборочных позиций и обеспечения стабильности функционирования синхронной сборочной линии, разделенной на несколько участков, каждый из которых обслуживается одним наладчиком.

Determination methods of a cycle, recovering probability of assembly positions, and ensuring of functioning stability of synchronous assembly line, separated on several zones with one adjuster, have been elaborated on the basis of the waiting theory.

Такт синхронной сборочной линии (СЛ) зависит от производительности лимитирующей сборочной позиции (СП) и параметров надежности. Средний такт СЛ определяется выражением [1]

$$\tau_m = \left(\frac{\lambda}{\mu} + 1\right)\left(\frac{L_п}{v} + t_р\right) + \frac{1}{\mu} + t_{n\max}, \qquad (1)$$

где λ, μ — интенсивности потоков соответственно отказов и восстановления; $L_п$ — шаг перемещения конвейера; v — скорость конвейера; $t_р$ — время разгона конвейера; $t_{n\max}$ — оперативное время лимитирующей СП.

Вероятностный такт синхронной СЛ определяют, используя теорию массового обслуживания [1]:

$$\tau = 1/\lambda_c q. \qquad (2)$$

Здесь $\lambda_c = 1/\tau_m$ — плотность поступления заявок (изделий) на лимитирующую СП; q — относительная пропускная способность лимитирующей СП, которая представляет собой вероятность выполнения сборки изделия, поступившего на лимитирующую СП:

$$q = 1 - p_{1+m}, \qquad (3)$$

где p_{1+m} — вероятность того, что лимитирующая СП не способна начать сборку очередного изделия из-за случайных отказов и последующего восстановления узлов СЛ с учетом того, что перед лимитирующей СП находятся в очереди m изделий [2]:

$$p_{1+m} = \frac{\alpha^{1+m}}{1 + \left(1 + \sum\limits_{s=1}^{m} \alpha^s\right)}, \qquad (4)$$

где $\alpha = \lambda_c/\mu_c$ ($\mu_c = 1/t_{n\max}$ — интенсивность обслуживания заявок, т. е. выполнения сборки изделия лимитирующей СП) [3]. Практически на конвейере всегда находится, по крайней мере, одно изделие, расположенное перед первой СП, поэтому показатель m больше числа предыдущих СП как минимум на единицу.

Каждая СП организует свой собственный вероятностный такт τ_i, а так как $\tau_i < \tau$, то СП простаивает в течение времени

$$t_{\tau i} = \tau_i p_{1+k} + (\tau - \tau_i), \qquad (5)$$

где k — число изделий в очереди перед СП с индексом i; $p_{1+k} = \dfrac{\alpha_i^{1+k}}{1 + \alpha_i\left(1 + \sum\limits_{1}^{k} \alpha_i^s\right)}$ — вероятность, аналогичная параметру p_{1+m}, $\alpha_i = \lambda_i/\mu_i$, $\lambda_i = 1/\tau_{mi}$, $\mu_i = 1/t_{ni}$.

Средний собственный такт СП:

$$\tau_{mi} = \left(\frac{\lambda}{\mu} + 1\right)\left(\frac{L_п}{v} + t_р\right) + \frac{1}{\mu} + t_{ni}, \qquad (6)$$

где t_{ni} — оперативное время i-й СП.

Вероятностный собственный такт $\tau_i = 1/(\lambda_i q_k)$ СП, где $q_k = 1 - p_{1+k}$.

Формула (5) примет вид:

для i-й СП: $t_{\tau i} = \tau - \tau_{mi}$; (7)

для лимитирующей: СП $t_\tau = \tau p_{1+m}$.

Время простаивания СП является резервом, который можно использовать для ее восстановления при сохранении такта. Плотность поступления заявок на обслуживание определяется уравнением [4] $\lambda_\tau = 1/T_\tau$, где $T_\tau = \sum_1^n t_{\tau i}/n$ — среднее время простоя СП, в том числе лимитирующей; n — число СП.

Интенсивность восстановления СП [3] $\mu_\tau = 1/T_b$, где $T_b = \sum_1^n t_{bi}/n$ — среднее чистое время ремонта СП при оценке всей сборочной позиции СЛ (t_{bi} — среднее время чистого ремонта одной СП, т. е. без учета времени ожидания наладчика).

Синхронная СЛ, не разделенная на участки технического обслуживания, обслуживается одним наладчиком, так как отказ одной СП вызывает остановку всей СЛ и, для ее функционирования необходимо полное восстановление СП одним наладчиком.

Введем параметр $\alpha_\tau = \lambda_\tau/\mu_\tau$, с помощью которого определим [4]:

вероятность отказа в восстановлении СП, т. е. вероятность того, что наладчик не сможет мгновенно приступить к ремонту:

$$p_1 = \alpha_\tau/(1 + \alpha_\tau), \tag{8}$$

относительное время выполнения ремонта СП (вероятность того, что ремонт будет выполнен):

$$q = 1/(1 + \alpha_\tau); \tag{9}$$

время ремонта СП с учетом вероятности его выполнения:

$$T_\text{р} = 1/\lambda_\tau q; \tag{10}$$

относительное время отсутствия загруженности наладчика за время $T_\text{р}$:

$$p_\text{о} = 1/(1 + \alpha_\tau); \tag{11}$$

время незагруженности наладчика:

$$T_\text{ож} = T_\text{р} p_\text{о}. \tag{12}$$

Из выражений (8)—(12) получим $T_\text{ож} = T_\tau$.

Таким образом, значительная часть времени ремонта является непроизводительной, уменьшая эту часть, можно интенсифицировать ремонтные работы.

На основании формулы (7) среднее время простоев СП имеет вид:

$$T_\tau = \frac{1}{n}\sum_1^n\left(\frac{1}{q}\tau_m - \tau_{mi}\right). \tag{13}$$

Практически показатель q очень близок к единице (таблица), поэтому с небольшой погрешностью выражение (13) можно записать:

$$T_\tau = \frac{1}{n}\sum_1^n(\tau_m - \tau_{mi}). \tag{14}$$

Подставив в формулу (14) выражения (1) и (6), получим $T_\tau = t_{n\max} - \frac{1}{n}\sum_1^n t_{ni}$, тогда:

$$t_{n\max} = T_\tau + \frac{1}{n}\sum_1^n t_{ni}. \tag{15}$$

Подставим уравнение (15) в выражение (1):

$$\tau_m = \left(\frac{\lambda}{\mu} + 1\right)\left(\frac{L_\text{п}}{v} + t_\text{р}\right) + \frac{1}{\mu} + T_\tau + \frac{1}{n}\sum_1^n t_{ni}. \tag{16}$$

Разделим СЛ на r участков технического обслуживания (ТО) так, чтобы на каждом из них среднее время простоев было T_τ/r. Собственный средний такт T_{mr} участка ТО, в соответствии с зависимостью (16), рассчитывается по формуле

$$\tau_{mr} = \left(\frac{\lambda}{\mu} + 1\right)\left(\frac{L_\text{п}}{v} + t_\text{р}\right) + \frac{1}{\mu} + \frac{T_\tau}{l} + \frac{1}{n}\sum_1^l t_{nj}, \tag{17}$$

где l — число СП на данном участке.

Запишем формулу (17) через средний такт τ_m СЛ [см. формулу (1)]:

$$\tau_{mr} = \tau_m - t_{n\max}\left(1 - \frac{1}{r}\right) - \frac{1}{rn}\sum_1^n t_{ni} + \frac{1}{l}\sum_1^l t_{nj}. \tag{18}$$

Номер СП	t_{ni}, мин	τ_{mi}, мин	p_{1+m}	q	$t_{\tau i}$, мин	t_{bi}, мин	q_i	$t_{\text{ож}i}$, мин	$t^\text{э}_{\text{ож}i}$, мин
1	0,47	1,3	0,0876	0,9124	0,815	0,008	0,9903	0,815	0,715
2	0,223	1,503	$7{,}504 \cdot 10^{-3}$	0,9925	1,062	0,086	0,9251	1,062	0,421
3	0,307	1,137	$3{,}885 \cdot 10^{-3}$	0,9961	0,978	0,039	0,9616	0,978	0,024
4	0,273	1,103	$6{,}990 \cdot 10^{-4}$	0,9993	1,012	0,072	0,9335	1,012	0,523
5	0,79	1,62	$6{,}932 \cdot 10^{-3}$	0,9931	0,495	0,010	0,9802	0,495	0,100
6	0,513	1,343	$7{,}339 \cdot 10^{-4}$	0,9993	0,772	0,027	0,9662	0,772	0,502
7	1,27	2,1	$7{,}152 \cdot 10^{-3}$	0,9928	0,0091	0,009	0,5023	0,0091	0,069
8	0,32	1,15	$7{,}227 \cdot 10^{-6}$	0,9999	0,965	0,011	0,9887	0,965	0,581
9	0,113	0,943	$5{,}360 \cdot 10^{-10}$	0,9999	1,172	0,050	0,9591	1,172	0,564
10	0,113	0,943	$6{,}421 \cdot 10^{-11}$	0,9999	1,172	0,060	0,9513	1,172	0,826
11	1,04	1,87	$3{,}856 \cdot 10^{-4}$	0,9996	0,245	0,010	0,9608	0,245	0,085
12	0,607	1,437	$7{,}871 \cdot 10^{-6}$	0,9999	0,678	0,025	0,9644	0,678	1,373
13	0,21	1,04	$1{,}493 \cdot 10^{-10}$	0,9999	1,075	0,063	0,9446	1,075	0,206
14	0,213	1,043	$3{,}561 \cdot 10^{-11}$	0,9999	1,072	0,070	0,9387	1,072	0,624
15	0,81	1,64	$6{,}345 \cdot 10^{-6}$	0,9999	0,475	0,006	0,9875	0,475	0,140

Вероятностный такт участка ТО: $\tau_r = \tau_{mr}/q$, где q определяется по формуле (3), в которой m — число изделий в очереди на сборку перед лимитирующей СП данного участка ТО.

Участок ТО обслуживается одним наладчиком, поэтому r — число наладчиков на СЛ. Такты τ_r на участках ТО имеют разные значения. Тактом СЛ является наибольший такт $\tau_{r\max}$. Из формулы (18) средний такт $\tau_{mr\max}$ СЛ уменьшается при увеличении числа участков ТО и уменьшении среднего оперативного времени на лимитирующем участке ТО.

Рассмотрим восстановление СП:

плотность потока заявок на ремонт [4] будет: $\lambda_{di} = 1/t_{\tau i}$, где время $t_{\tau i}$ простоя СП рассчитывается по формуле (7), если СЛ обслуживается одним наладчиком; если СЛ разделена на участки ТО, то в формулу (7) вместо тактов τ и τ_{mi} подставляются $\tau_{r\max}$ и τ_{mr};

интенсивность обслуживания заявок [3]: $\mu_{di} = 1/t_{bi}$.

Введем параметр $\alpha_{di} = \lambda_{di}/\mu_{di}$, тогда:

вероятность отказа в восстановлении СП: $p_{1i} = \alpha_{di}/(1 + \alpha_{di})$;

относительное время выполнения ремонта:

$$q_i = \frac{1}{1 + \alpha_{di}}; \qquad (19)$$

время ремонта СП: $t_{\text{р}i} = 1/(\lambda_{di} q_i)$;

относительное время отсутствия загруженности наладчика в течение периода $t_{\text{р}i}$: $p_{0i} = 1/(+\alpha_{di})$;

время отсутствия загруженности наладчика:

$$t_{\text{ож}i} = t_{\text{р}i} p_{\text{о}i}. \qquad (20)$$

Выбор числа участков ТО и соответствующей производительности СЛ может быть продиктован следующим:

1) невозможность поддержания заданного стабильного такта СЛ данным числом наладчиков из-за большого времени $t^{\text{э}}_{\text{ож}i}$ ожидания наладчика (установлено опытным путем) для одной или нескольких СП: для поддержания такта СЛ для каждой СП должно выполняться условие

$$t_{\text{ож}i} \geqslant t^{\text{э}}_{\text{ож}i}; \qquad (21)$$

2) если условие (21) соблюдается, то целесообразно увеличить расходы в связи с увеличением числа наладчиков, так как с повышением производительности СЛ увеличивается прибыль.

В работе [1] выполнен анализ производительности синхронной СЛ. С учетом вышеприведенных параметров рассмотрим техническое обслуживание этой синхронной СЛ.

В таблице для каждой СП приведено оперативное время t_{ni}. По формулам (4) и (3) определены значения параметров p_{1+m} и q с учетом того, что m на единицу больше числа предшествующих СП. Из таблицы следует, что вероятность q выполнения сборочных операций близка к единице для всех СП. Для каждой СП рассчитаны: по формулам (2), (6) и (7) время $t_{\tau i}$ простоя, по формуле (19) — вероятность q_i выполнения ремонта, по формуле (20) — время $t_{\text{ож}i}$ незагруженности наладчика. Для лимитирующей СП7 получена наименьшая вероятность выполнения ремонта, которая может быть признана удовлетворительной, так как $q > 0{,}5$, т. е. больше вероятности средней величины. Для СП12 получено $t^{\text{э}}_{\text{ож}} > t_{\text{ож}}$, следовательно, СП не может быть восстановлена без дестабилизации (увеличения) такта СЛ.

Вероятности p_{1+m}, p_{1+k}, p_1, p_{1i} малы. Это вероятности отказов в реализации сборки изделия или восстановления СП. Сборочная линия является системой, обладающей высокой безотказностью, отказы имеют внезапный характер, поэтому применение показательного закона распределения допустимо [5].

Для оценки влияния числа участков ТО на такт работы СЛ разделили на два участка: первый участок включал в себя СП1—СП6, второй — СП7—СП15. На этих участках в формуле (18) слагаемое $\frac{1}{l}\sum_{1}^{l} t_{nj}$ составляет соответственно 0,4293 и 0, 5218, т. е. второй участок является лимитирующим и определяет такт СЛ: $\tau_2 = 1{,}756$ мин. Уменьшение такта СЛ при обслуживании двумя наладчиками составило 20,4 %. Расчет восстановления СП на сборочных участках ТО дает те же значения параметров $t_{\tau i}$ и $t_{\text{ож}i}$, но время $t^{\text{э}}_{\text{ож}i}$ ожидания наладчика уменьшается вдвое для всех СП сборочной линии. На втором участке для СП12 $t^{\text{э}}_{\text{ож}} = 0{,}686$ мин, т. е. близко к $t_{\text{ож}} = 0{,}678$ мин. Таким образом, два наладчика обеспечивают стабильный такт СЛ.

Затем СЛ разделили на три участка, которые включали в себя СП1—СП5, СП6—СП10 и СП11—СП15 соответственно. Лимитирующим оказался третий участок с тактом $\tau = 1{,}680$ мин. По сравнению с тактом СЛ, не разделенной на участки ТО, выделение трех участков уменьшает такт на 25,9 %, а использование трех участков вместо двух уменьшает такт на 4,5 %. В последнем случае $t^{\text{э}}_{\text{ож}i}$ уменьшается втрое, что гарантирует стабильное функционирование СЛ.

Таким образом, по теории массового обслуживания разработан метод определения такта синхронной сборочной линии, разделенной на участки технического обслуживания, каждый из которых обслуживается одним наладчиком. Предложен метод определения вероятности восстановления сборочных позиций и обеспечения стабильного такта функционирования синхронной сборочной линии при разделении ее на несколько участков технического обслуживания, каждый из которых обслуживается одним наладчиком.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Черный А. Г.** Вероятностный анализ производительности синхронной сборочной линии // Вестник машиностроения. 2007. № 4. С. 46—48.
2. **Вентцель Е. С.** Теория вероятностей. М.: Высшая школа, 1999. 575 с.
3. **Черный А. Г.** Метод расчета такта несинхронной сборочной линии в вероятностном аспекте // Вестник машиностроения. 2005. № 9. С. 70—72.
4. **Черный А. Г.** Показатели надежности несинхронной сборочной линии и организация ее технического обслуживания // Вестник машиностроения. 2007. № 1. С. 53—56.
5. **Проников А. С.** Надежность машин. М.: Машиностроение, 1978. 591 с.

УДК 621.9.06.001.63(035)

А. И. БАРБОТЬКО, канд. техн. наук, В. И. ДМИТРИЕВ, канд. физ.-мат. наук, Д. ЕССОЛА
(Курский ГГУ)

Радиально-сверлильный станок с возможностью поворота шпинделя на 360° + 360°

При проектировании радиально-сверлильных станков с целью расширения их технологических возможностей и повышения производительности обработки отверстий может предусматриваться расширение границ рабочей зоны шпинделя в плоскости основания стола относительно оси колонны. Это может быть достигнуто поворотом шпинделя вместе с траверсой на 360° и дополнительно шпиндельного узла относительно траверсы на определенный угол, который также может достигать 360°, т. е. поворотом 360° + 360°. Для этого на траверсе устанавливается поворотная ось, относительно которой осуществляется вращение закрепленного на ней шпиндельного узла станка, содержащего коробки скоростей и подач, с определенной скоростью.

Принципиальные схемы работы станка приведены на рис. 1, *а—в*.

Рабочая зона станка находится между двумя окружностями A и B с радиусами $(R_1 - R_2)$ и $(R_1 + R_2)$, т. е. $R_1 - R_2 \leqslant r \leqslant R_1 + R_2$, (см. рис. 1, *б*, *в*), где $R_1 = \overline{OO_1}$; $R_2 = \overline{O_1O_2}$; $R_2 < R_1$; $r = \overline{OM}$.

Координаты обрабатываемых отверстий в рабочей зоне шпинделя могут быть рассчитаны на основании векторного соотношения $\overline{OM} = \overline{OO_1} + \overline{O_1M}$ (см. рис. 1, *в*), т. е. в проекциях на координатные оси $\overline{OM_x} = \overline{OO_{1x}} + \overline{O_{1x}M_x}$ и $OM_y = \overline{OO_{1y}} + \overline{O_{1y}M_y}$, что позволяет получить систему уравнений:

$$\begin{cases} x = x_1 + x_M; \\ y = y_1 + y_M, \end{cases}$$

где $x_1 = OO_{1x} = R_1\cos\alpha$; $x_M = O_{1x}M_x = R_2\cos(\alpha + \beta)$; $y_1 = OO_{1y} = R_1\sin\alpha$; $y_M = O_{1y}M_y = R_2\sin(\alpha + \beta)$; OO_{1x} — проекция вектора $\overline{OO_1}$ на ось Ox (см. рис. 1, *в*) и т. д. В результате получаем систему уравнений:

$$\begin{cases} x = R_1\cos\alpha + R_2\cos(\alpha + \beta), \\ y = R_1\sin\alpha + R_2\sin(\alpha + \beta). \end{cases} \quad (1)$$

В матричной форме ее можно записать следующим образом:

$$\begin{pmatrix} x \\ y \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \cos\alpha & \cos(\alpha+\beta) \\ \sin\alpha & \sin(\alpha+\beta) \end{pmatrix} \begin{pmatrix} R_1 \\ R_2 \end{pmatrix}.$$

Смысл этой системы заключается в том, чтобы с ее помощью по заданным координатам x и y точки M рабочего поля найти соответствующие углы α и β поворотов траверсы и шпинделя. С математической точки зрения рассматриваемая система порождает отображение (функцию) f: $(\alpha, \beta) \to (x, y)$, и наша задача состоит в отыскании выражений для обратной (неоднозначной) функции f^1: $(x, y) \to (\alpha, \beta)$.

Для определения β применим следующий прием. Возведем в квадрат каждое из уравнений системы (1) и получившиеся уравнения сложим:

$$x^2 + y^2 = [R_1\cos\alpha + R_2\cos(\alpha + \beta)]^2 +$$
$$+ [R_1\sin\alpha + R_2\sin(\alpha + \beta)]^2 = R_1^2(\cos^2\alpha + \sin^2\alpha) +$$
$$+ 2R_1R_2[\cos\alpha\cos(\alpha + \beta) + \sin\alpha\sin(\alpha + \beta)] +$$
$$+ R_2^2[\cos^2(\alpha + \beta) + \sin^2(\alpha + \beta)] = R_1^2 + 2R_1R_2\cos\beta + R_2^2.$$

(Мы воспользовались тригонометрическими тождествами $\cos^2\varphi + \sin^2\varphi = 1$, $\cos\varphi\cos\psi + \sin\varphi\sin\psi = \cos(\psi - \varphi)$).

Тот же результат дает теорема косинусов.

Отсюда находим: $\cos\beta = \dfrac{x^2 + y^2 - R_1^2 - R_2^2}{2R_1R_2}$.

Тем самым определяются два значения угла β:

$$\beta = \pm\arccos\frac{x^2 + y^2 - R_1^2 - R_2^2}{2R_1R_2} = \pm\arccos\frac{r^2 - R_1^2 - R_2^2}{2R_1R_2}.$$

Для определения α сделаем следующее. Предварительно преобразуем первое уравнение системы (1):

$$x = R_1\cos\alpha + R_2(\cos\alpha\cos\beta - \sin\alpha\sin\beta) =$$
$$= (R_1 + R_2\cos\beta)\cos\alpha - R_2\sin\beta\sin\alpha. \quad (2)$$

Выражение (2) представляет собой гармонику от переменной α. Найдем ее амплитуду A и фазу φ. Имеем:

$$A^2 = (R_1 + R_2\cos\beta)^2 + (-R_2\sin\beta)^2 =$$
$$= R_1^2 + 2R_1R_2\cos\beta + R_2^2 = x^2 + y^2 = r^2,$$

т. е. $A = r = \sqrt{x^2 + y^2}$.

Далее, $\dfrac{x}{r} = \dfrac{R_1 + R_2\cos\beta}{r}\cos\alpha \mp \dfrac{R_2\sqrt{1 - \cos^2\beta}}{r}\sin\alpha.$

Фазу φ определяем как единственный угол, для которого $\cos\varphi = (R_1 + R_2\cos\beta)/r$, $\sin\varphi = R_2\sqrt{1 - \cos^2\beta}/r$; ($0 \leqslant \varphi \leqslant \pi$; $\cos\beta$ нам известен).

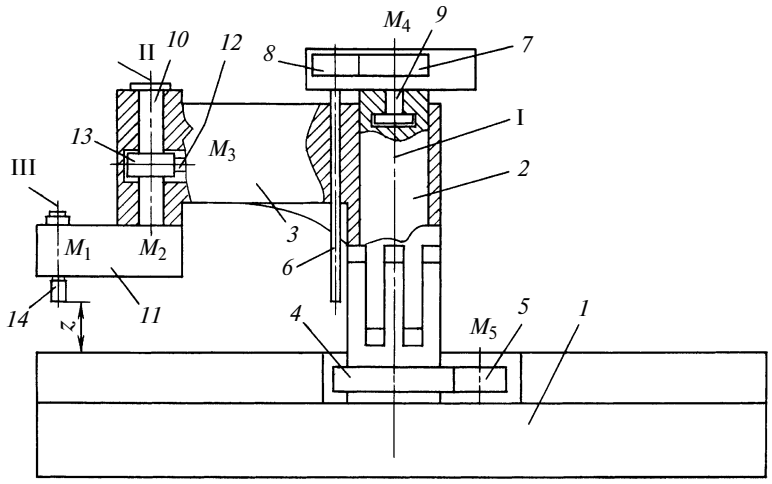
Тогда

$$x/r = \cos\varphi\cos\alpha \mp \sin\varphi\sin\alpha = \cos(\alpha \pm \varphi), \quad (3)$$

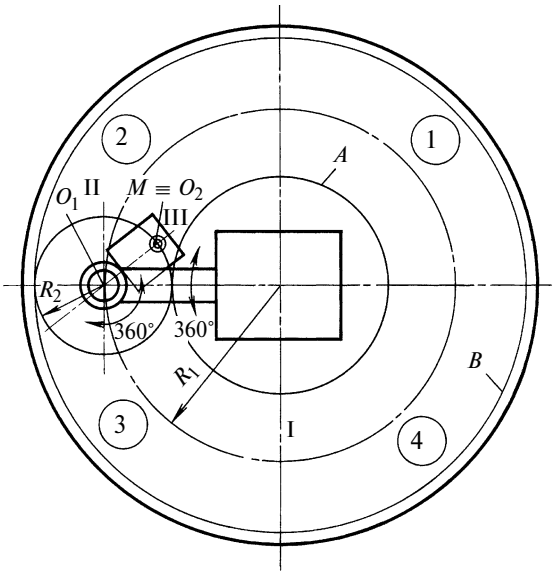
откуда $\alpha \pm \varphi = \pm\arccos\dfrac{x}{r}$ (знаки $\pm$ в левой и правой частях равенства (3) могут выбираться независимо друг от друга), т. е.

$$\alpha = \pm\arccos\frac{x}{r} \pm \varphi.$$

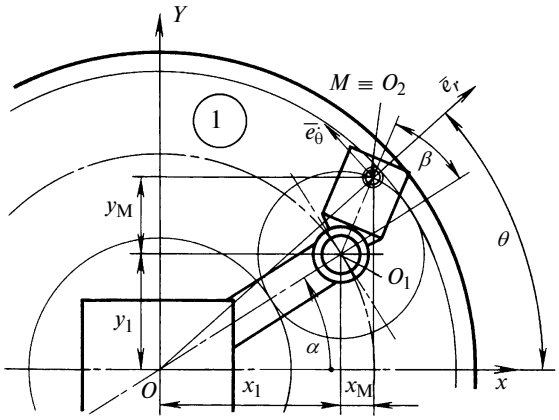
В итоге получаем несколько пар углов α и β, одна из которых соответствует наилучшему варианту, так как



а)



б)



в)

Рис. 1. Общая схема радиально-сверлильного станка (*а*), рабочая зона (вид сверху) (*б*) и положение шпинделя в первой четверти зоны в декартовой и полярной системах координат (*в*):
1 — основание станка; *2* — неподвижная колонна; *3* — поворотный кронштейн (траверса); *4* и *7* — зубчатые колеса; *5* и *8* — шестерни: *6* — винт перемещения траверсы относительно колонны; *9* — прихват; *10* — поворотная ось; *11* — шпиндельная бабка; *12* — червячный вал; *13* — червячное колесо; *14* — шпиндель; $M_1 \div M_5$ — оси электродвигателей, обеспечивающих соответственно вращение шпинделя относительно оси III (в коробке скоростей), осевое перемещение шпинделя (в коробке подач), поворот шпиндельной бабки относительно траверсы (оси II), поворот винта *6* (для обеспечения движения траверсы вверх-вниз), одновременный поворот траверсы и шпиндельной бабки относительно колонны(оси I), *z* — текущее значение расстояния шпинделя от основания станка; ①, ②, ③, ④ — квадранты (четверти) рабочей зоны станка; *A*, *B* — окружности с центром в точке *O* — границы рабочей зоны шпинделя

подходит под требование уменьшения межоперационного времени.

Математическая модель третьей координаты (высоты) расположения шпинделя (см. рис. 1, *а*) относительно поверхности стола определяется соотношением:

$$Z = Z_{\max} - \varepsilon_1 S n_1 T_1 - \varepsilon_2 t_2 n_2 (T_2/N),$$

где $Z_{\max}$ — максимально возможная высота подъема шпиндельной бабки; ε_1, ε_2 — коэффициенты перемещений шпинделя и шпиндельной бабки ($\varepsilon_i = 1$, если i-й исполнительный орган движется вверх, $\varepsilon_i = -1$, если шпиндель и шпиндельная бабка перемещаются вниз); S — рабочая подача станка, мм/об; n_1 — частота вращения ходового винта, обеспечивающего движение подач, мин$^{-1}$; n_2 — частота вращения вертикального ходового винта, мин$^{-1}$; T_i (где $i = 1$ или 2) — время перемещения i-го ИО по вертикали, мин; t_2 — шаг ходового винта, мм; N — число оборотов, совершенных вертикальным ходовым винтом до полной остановки.

Общая математическая модель положения шпинделя в матричной форме может быть записана следующим образом:

$$\begin{pmatrix} x \\ y \\ z \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \cos\alpha & \cos(\alpha+\beta) & 0 \\ \sin\alpha & \sin(\alpha+\beta) & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{pmatrix} \times$$

$$\times \begin{pmatrix} R_1 \\ R_2 \\ Z_{\max} - \varepsilon_1 S n_1 T_1 - \varepsilon_2 t_2 n_2 (T_2/N) \end{pmatrix}.$$

Для нахождения обратной функции предлагается алгоритм обобщенной модели:

1) в качестве исходных данных задают радиус R_1 — расстояние между осью колонны и осью вращения шпиндельной бабки и радиус R_2 — расстояние между осью вращения шпиндельной бабки и самим шпинделем;

2) задают координаты x и y точки M рабочей зоны, в которой следует проводить обработку (можно их перевести из декартовой системы координат в полярную или наоборот);

3) предполагают, что точка $M(x, y)$ находится в рабочей зоне и найдется точка $M_1(x_1, y_1)$, лежащая на окружности с центром O и радиусом R_1, определяющая положение поворотной оси на свободном конце траверсы. Точка $M_1(x_1, y_1)$ представляет собой центр вращения шпиндельной бабки, причем расстояние от точки $M_1(x_1, y_1)$ до точки M равно R_2. Можно действовать и графическим путем: определяем точку $M_1(x_1, y_1)$ при условии, что расстояние между точками M и M_1 равно R_2, из точки $M_1(x_1, y_1)$ проводим окружность радиусом $\overline{MM_1}$, которая опишет все возможные положения шпинделя при повороте шпиндельной бабки вокруг оси;

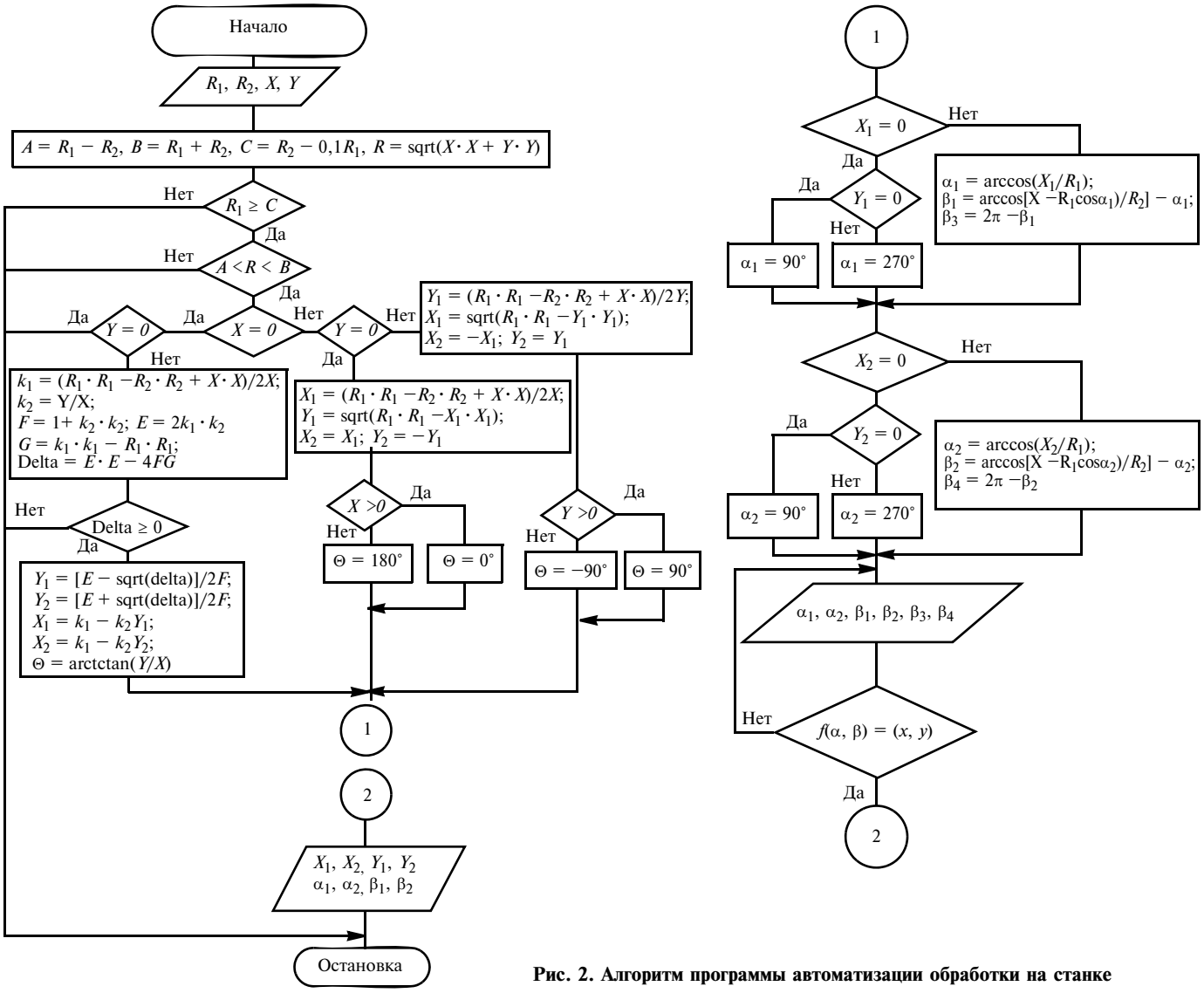


Рис. 2. Алгоритм программы автоматизации обработки на станке

4) находят все возможные значения углов α, β, α' и β';

5) задают положение траверсы и шпиндельного вала в предыдущей позиции.

Это позволяет рассчитать минимальное расстояние между обрабатываемой точкой и предыдущим положением траверсы вместе со шпиндельной бабкой.

Для компьютерной реализации сказанного выше предлагаются программа projetl.ver4 и вариант блок-схемы, представленный на рис. 2. С их помощью можно не только оценить вероятные способы перемещения траверсы и шпиндельной бабки, но и уменьшить межоперационное время путем оптимизации нахождения кратчайшего пути перемещения траверсы вместе со шпиндельной бабкой.

Определяя условия свободного полного поворота шпиндельной бабки вокруг оси II (см. рис. 1) без повреждения ($R_2 < R_1$), находим соотношения, позволяющие технологу выбрать те значения R_1 и R_2 при известных исходных значениях x и y, которые соответствуют техническим требованиям данного станка и его служебному и назначению.

Дополнительно определим координаты положения обрабатываемого отверстия, а, следовательно, и положения оси шпинделя в полярной системе координат $(O, \vec{e}_r, \vec{e}_\theta)$. В треугольнике OMM_x имеем следующие соотношения:

$$\begin{cases} r^2 = x^2 + y^2 \\ \mathrm{tg}\theta = y/x \\ x = r\cos\theta \\ y = r\sin\theta \end{cases} \Rightarrow \begin{cases} r^2 = [R_1\cos\alpha + R_2\cos(\alpha+\beta)]^2 + \\ \quad + [R_1\sin\alpha + R_2\sin(\alpha+\beta)]^2 \\ \mathrm{tg}\theta = \dfrac{R_1\sin\alpha + R_2\sin(\alpha+\beta)}{R_1\cos\alpha + R_2\cos(\alpha+\beta)} \\ x = r\cos\theta \\ y = r\sin\theta \end{cases} \Rightarrow$$

$$\Rightarrow \begin{cases} r^2 = R_1^2 + R_2^2 + 2R_1R_2\cos\beta \\ \mathrm{tg}\theta = \dfrac{R_1\sin\alpha + R_2\sin(\alpha+\beta)}{R_1\cos\alpha + R_2\cos(\alpha+\beta)} \\ x = r\cos\theta \\ y = r\sin\theta, \end{cases}$$

где

$$\overline{OM} = r\vec{e}_r = \overline{OO_1} + \overline{O_1M};$$

$$\overline{OM} = \begin{pmatrix} x \\ y \end{pmatrix},\ \overline{OO_1} = \begin{pmatrix} x_1 \\ y_1 \end{pmatrix};\ \overline{O_1M} = \begin{pmatrix} x_M \\ y_M \end{pmatrix};$$

причем точки M и O_2 совпадают.

Значения углов α, β и θ на рис. 1, *в* приняты положительными (поворот осуществляется против часовой стрелки).

Выводы

Итак, преимущества нового станка и методики автоматического расчета значений координат искомых точек в рабочей зоне, значений углов поворота траверсы и шпиндельной бабки и радиус-векторов состоят в том, что обеспечивается оптимизация управления станком по принципу минимизации межоперационного времени. Предложенную методику можно применить как при автоматической, так и при ручной обработке деталей. Для станков с ЧПУ эти расчеты станут средством общения между оператором и системой УЧПУ. Поэтому принимаемая точность расчета может оказать значительное влияние на точность перемещения рабочих органов станка. Данные расчета послужат источником создания интерфейсного устройства, с помощью которого обработка на радиально-сверлильных станках станет управляемой, что сократит число аварий в процессе обработки деталей и расширит технологические возможности станка в целом. При этом приводы поворота шпиндельной бабки и траверсы действуют независимо друг друга, что обеспечивает возможность быстрого достижения координат очередного обрабатываемого отверстия.

Обработка материалов без снятия стружки

УДК 621.787.4.001.573

В. П. КУЗНЕЦОВ, канд. техн. наук, В. Г. ГОРГОЦ (Курганский ГУ)

Математическое моделирование нелинейной динамики процесса упругого выглаживания поверхностей деталей

Изложен новый подход к математическому описанию нелинейной динамики процесса выглаживания поверхностей деталей на основе энергетического подхода. Установлено наличие нелинейно-динамического ядра в технологической системе, идентифицирующего колебательный процесс взаимодействия индентора выглаживающего инструмента с обрабатываемой поверхностью. Создан многолистный фазовый портрет нелинейной динамики упругого выглаживания и на его основе определены границы динамической устойчивости технологической системы.

A new approach to mathematical formulation of non-linear dynamics process of elastic smothering of the detail's surfaces based on an energy approach has been stated. It has been established a presence of non-linear dynamic kernel in the technological system, identifying an oscillatory interaction process of the smothering indenter with work surface. A many-sheeted phase-plane portrait of non-linear dynamics of elastic smothering has been created, on the basis of which the edges of dynamic stability of technological system have been determined.

На основе общепринятых подходов к моделированию нелинейных технологических систем [1] для математического описания нелинейной динамики процесса упругого выглаживания разработана схема динамической станочной системы, в которой установлена координатная связь упруго-инерционной системы станка, упруго-инерционных элементов инструмента и детали в виде трехмассовой модели с тремя степенями свободы. Схема динамической станочной системы при упругом выглаживании представлена на рис. 1.

Приведенными массами являются: масса m_1 подвижных частей инструмента, масса m_2 обрабатываемой детали и масса m_3 суппорта. Степенями свободы являются колебания индентора инструмента (y_1), детали (y_2) и суппорта (y_3) в направлении, перпендикулярном к оси обрабатываемой детали. Парциальные системы в представленной схеме динамической станочной системы выражены через коэффициенты жесткости (C) и вязкого трения (B) и указанные выше приведенные массы (m_1, m_2, m_3). Радиальное силовое воздействие (P) задается натягом при перемещении индентора к обрабатываемой детали. Колебательные движения индентора инструмента y_1, обрабатываемой детали y_2, и суппорта y_3 в динамической станочной системе описаны дифференциальными уравнениями:

$$m_1\frac{d^2y_1}{dt^2} + B_1\frac{dy_1}{dt} + C_0(y_1 - y_2) =$$

$$= C_1(y_3 - y_1) + B_1\left(\frac{dy_3}{dt} - \frac{dy_1}{dt}\right) - P;$$

$$m_2\frac{d^2y_2}{dt^2} + B_2\frac{dy_2}{dt} + C_2y_2 =$$

$$= C_0(y_1 - y_2) + B_0\left(\frac{dy_1}{dt} - \frac{dy_2}{dt}\right) + P;$$

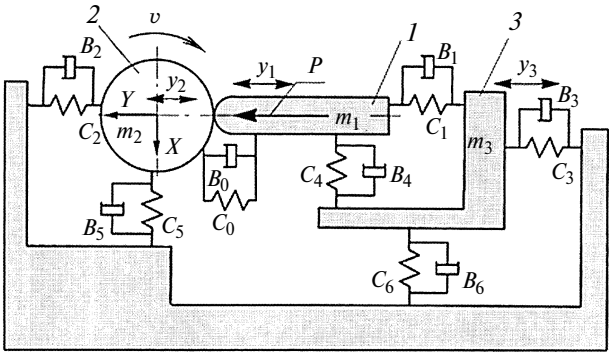


Рис. 1. Схема динамической станочной системы при упругом выглаживании:
1 — индентор выглаживания; *2* — обрабатываемая деталь; *3* — суппорт станка; m_1, m_2, m_3 — приведенные массы соответственно индентора, обрабатываемой детали, суппорта станка; C_0, C_1, C_2, C_3 — коэффициенты приведенной жесткости по оси Y соответственно контакта "индентор—обрабатываемая деталь", упругих элементов выглаживателя, обрабатываемой детали, упругих элементов суппорта; C_4, C_5, C_6 — коэффициенты приведенной жесткости по оси X соответственно упругих элементов выглаживателя, обрабатываемой детали, упругих элементов суппорта; B_0, B_1, B_2, B_3 — приведенные коэффициенты вязкого трения по оси Y соответственно в контакте "индентор—обрабатываемая деталь", в элементах выглаживателя, детали, элементах суппорта; B_4, B_5, B_6 — коэффициенты вязкого трения по оси X соответственно в элементах выглаживателя, в детали, в элементах суппорта; P — усилие выглаживания; v — скорость выглаживания

$$m_3\frac{d^2y_3}{dt^2} + B_3\frac{dy_3}{dt} + C_3\frac{dy_3}{dt} = -\left[C_1(y_3 - y_1) + B_1\left(\frac{dy_3}{dt} - \frac{dy_1}{dt}\right)\right].$$

При упругом выглаживании поверхности детали на динамически жестком станке приведенные коэффициенты жесткости C_2, C_3, C_4, C_5, C_6 на три—четыре порядка выше коэффициентов приведенной жесткости C_1 упругих элементов выглаживателя. Автоколебательные движения индентора инструмента могут возникнуть только вследствие нелинейного характера жесткости C_0 контакта "индентор—заготовка" [2, 3]. При упругом выглаживании нелинейный характер жесткости C_0 контакта "индентор—заготовка", инерционно-упругие свойства инструмента и сила выглаживания P являются основными факторами, вызывающими динамическую нестабильность процесса обработки поверхности детали. Возникающие колебания могут демпфироваться только силами сухого и вязкого трения в инструменте. В процессе колебательного движения индентор может выходить из контакта с обрабатываемой поверхностью. При смене направления движения индентора скачкообразно изменяется направление силы сухого трения.

Схема колебательного процесса при выглаживании представлена на рис. 2. В схеме выделены четыре участка движения инструмента за период колебаний: 1) вход инструмента в обрабатываемую поверхность; 2) выход инструмента из обрабатываемой поверхности; 3) движение инструмента от обрабатываемой поверхности; 4) движение инструмента к обрабатываемой поверхности.

Первый и второй этапы характеризуются тем, что индентор находится в упругом контакте с обрабатываемой поверхностью. Движение индентора на третьем и четвертом этапах происходит без контакта индентора с обрабатываемой поверхностью. В соответствии со схемой на рис. 2 составлены следующие дифференциальные уравнения:

для участка 1

$$m_1\frac{d^2y}{dt^2} + B_1\frac{dy}{dt} + C_{0\text{вх}}y = P - F_{\text{тр}} \quad \text{при } y > 0,\ dy/dt > 0; \tag{1}$$

для участка 2

$$m_1\frac{d^2y}{dt^2} + B_1\frac{dy}{dt} + C_{0\text{вых}}y = P + F_{\text{тр}} \quad \text{при } y_{\max} > y > -h_{\text{в}},\ dy/dt < 0; \tag{2}$$

для участка 3

$$m_1\frac{d^2y}{dt^2} + B_1\frac{dy}{dt} = P + F_{\text{тр}} \quad \text{при } y < h_{\text{в}},\ dy/dt < 0; \tag{3}$$

для участка 4

$$m_1\frac{d^2y}{dt^2} + B_1\frac{dy}{dt} = P - F_{\text{тр}} \quad \text{при } y < 0,\ dy/dt > 0, \tag{4}$$

где $C_{0\text{вх}}$ и $C_{0\text{вых}}$ — коэффициенты жесткости контакта "индентор—обрабатываемая поверхность" на участках 1 и 2 соответственно; $F_{\text{тр}}$ — сила трения в направляющих индентора.

Для определения значения C_0, в разработанной математической модели предлагается расчетная схема, показанная на рис. 3.

Значение коэффициента C_0 нелинейно зависит от глубины внедрения индентора в поверхность детали по следующим причинам:

1) внедрение индентора в деталь вызывает увеличение площади контакта "индентор—деталь" и пропорциональное возрастание значения коэффициента C_0;

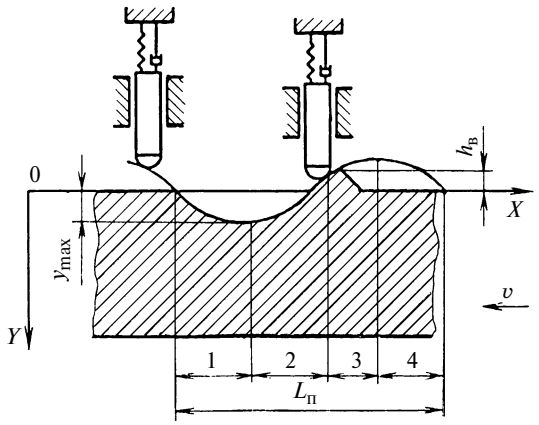


Рис. 2. Схема колебательного процесса индентора инструмента при упругом выглаживании

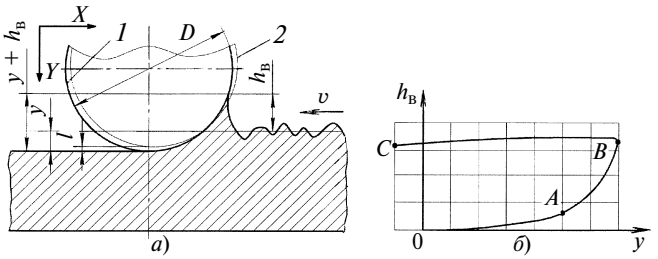


Рис. 3. Расчетная схема для определения параметров контакта "индентор—поверхность детали":
а — коэффициента жесткости C_0; *б* — высоты $h_в$ валика деформируемого материала

2) движение индентора приводит к образованию валика материала со стороны выглаживаемой поверхности, что также увеличивает значение коэффициента C_0;

3) высота валика зависит от глубины y внедрения и направления виброскорости индентора $\left(\operatorname{sign}\frac{\mathrm{d}y}{\mathrm{d}t}\right)$.

Учитывая, что жесткость стыка индентор—деталь пропорциональна площади контакта индентора с выглаживаемой поверхностью, получаем зависимость: $C_0 = K_1 S_к HB$, где $S_к$ — площадь контакта индентора с поверхностью; K_1 — поправочный коэффициент. Площадь $S_к$ контакта в первом приближении определяем по обобщенной зависимости $S_к = \pi^2 \frac{D}{2}(y + h_в)$. При входе индентора в поверхность $\mathrm{d}y/\mathrm{d}t > 0$ (участок 1) валик увеличивается пропорционально глубине внедрения (см. рис. 2). При выходе индентора из обрабатываемой поверхности $\mathrm{d}y/\mathrm{d}t < 0$ (участок 2) высота валика изменяется незначительно. Нелинейный характер зависимости C_0 приводит к необходимости ее описания различными формулами при движении индентора на участке 1 ($C_{0вх}$) и участке 2 ($C_{0вых}$)

$$C_{0вх} = k_1\pi^2 Ry(1 + k_2)HB, \quad \text{где } k_2 = h_в/y;$$

$$C_{0вых} = k_1\pi^2 Ry_{max}(1 + k_2)HB.$$

Для оценки характера и степени влияния динамических параметров на устойчивость процесса при упругом выглаживании рассмотрим энергетику процесса за один цикл колебания индентора. Исследование сводится, во-первых, к определению интервалов и источников притока энергии в колебательную систему, во-вторых, к оценке энергетической емкости динамического процесса, в-третьих, к поиску эффективных способов рассеяния накопленной энергии в ходе колебательного движения. Приток энергии в динамическую систему приводит к увеличению амплитуды колебаний либо к потере устойчивости. Характер протекающих процессов определяется балансом между притоком энергии и ее рассеянием. Источником энергии автоколебательных процессов является процесс взаимодействия индентора с выглаживаемой поверхностью. Накопление энергии в динамической системе происходит при выходе индентора из обрабатываемой поверхности и обусловлено нелинейным процессом формирования валика. Механизм притока энергии в автоколебательный процесс объясняется следующим образом: по мере внедрения индентора *1* (см. рис. 3, *а*) в обрабатываемую поверхность происходит одновременное вытеснение и упрочнение металла с образованием валика ($h_в$) со стороны выглаживаемой поверхности.

На участке входа индентора в выглаживаемую поверхность можно выделить следующие этапы:

1) смятие исходной шероховатости (линия *OA*) (см. рис. 3, *б*). Индентор взаимодействует только с выступами обрабатываемой поверхности, возникают точечные соприкосновения с высокими удельными напряжениями, происходит смятие вершин с заполнением впадин;

2) вход индентора в поверхностный слой металла (линия *AB*). Индентор начинает вытеснять и уплотнять металл в области контакта с обрабатываемой поверхностью;

3) образование валика из упрочненного металла (точка *B*). Перед индентором со стороны выглаживаемой поверхности образуется упругая волна из вытесненного металла, высота которой пропорциональна глубине внедрения индентора. В связи с образованием упругой волны перед индентором участок выхода из обрабатываемой поверхности существенно отличается от участка входа. На участке выхода индентора, размеры валика максимальны и существенно не меняются (линия *BC*).

Увеличение жесткости контакта при $\mathrm{d}y/\mathrm{d}t < 0$ и, следовательно, силы, действующей на индентор, увеличивает амплитуду и скорость колебательного движения индентора в каждом цикле выхода из обрабатываемой поверхности, вследствие чего и происходит накопление энергии в колебательном движении индентора. Величина энергии, накопленной за цикл колебательного движения, зависит от соотношения скорости выглаживания и виброскорости индентора. Уменьшение скорости выглаживания приводит к изменению характера взаимодействия индентора с обрабатываемой поверхностью (см. рис. 3, *а*). При уменьшении скорости выглаживания и определенном отрицательном значении колебательной скорости $\mathrm{d}y/\mathrm{d}t$ индентора наступают условия для отрыва нижней точки рабочей поверхности индентора *2* от обрабатываемой поверхности *1* с образованием зазора L. Учитывая, что глубина $(y + h)$ внедрения индентора существенно меньше радиуса R индентора, принимаем допущение: $\frac{v}{\mathrm{d}y/\mathrm{d}t} = \frac{r}{h_в + y}$.

Данная зависимость позволяет определить критическую скорость выглаживания, при которой по кинематическим причинам резко уменьшается жесткость контакта "индентор—обрабатываемая поверхность" и нарушаются условия, необходимые для возникновения автоколебательного процесса: $v_{кр} \geqslant \frac{\mathrm{d}v}{\mathrm{d}t}\sqrt{\frac{2\pi R}{y(k_2 + 1)}}$, где $k_2 = h_в/y$.

Таким образом, с энергетических позиций автоколебательный процесс возможен только при выглаживании со скоростью, превышающей критическую, $v > v_{кр}$ и состоит из фазы накопления энергии на участке 2 (см. рис. 2) и фазы диссипации энергии на участках *1*, *3* и *4*.

При этом происходит накопление энергии за счет: а) кинетической энергии выхода индентора из обрабатываемой поверхности со скоростью, большей скорости его входа; б) потенциальной энергии выхода индентора из обрабатываемой поверхности на высоте $h_{в\max} = k_2 y_{\max}$.

Накопленная энергия за цикл колебания индентора в обрабатываемой поверхности может быть определена из зависимости:

$$W_н = A_{вых} - A_{вх},$$

где $A_{вх}$ и $A_{вых}$ — работа, затраченная соответственно на вход индентора в металл и его выход.

Приняв, $L \simeq 0{,}25L_п$ составим выражение для определения накопленной энергии за цикл колебания индентора:

$$W_н \approx C_0 \int_0^L (y_i + h_{\max})dL - C_0 \int_0^L (y_i + k_2 y_i)dL = \\ = C_0 S_2 - C_0 S_1$$

или в первом приближении: $W_н \approx \frac{1}{2} C_0 h_{\max} L$ и соответственно $W_н \approx \frac{1}{2} C_0 k_2 y L$.

По данным зависимостям можно установить, что основными параметрами, влияющими на увеличение накопленной энергии за цикл колебания индентора, являются C_0, k_2, y и $h_{\max}$.

Таким образом, в схеме динамической станочной системы (см. рис. 1) при упругом выглаживании деталей на динамически жестком токарно-фрезерном центре можно выделить нелинейно-динамическое ядро (НДЯ), которое в достаточной степени позволяет идентифицировать автоколебательный процесс. Схема НДЯ процесса упругого выглаживания представлена на рис. 4.

Для анализа динамических характеристик процесса выглаживания на основе разработанной в программном пакете Vissim 5 имитационной компьютерной модели НДЯ построен многолистный фазовый портрет применительно к использованию в качестве инструмента упругого выглаживателя с параметрами: $m = 0{,}025$ кг, $B = 40$ Н · м/с, $P = 120$ Н, $F_{тр} = 5$ Н, $K_1 = 7 \cdot 10^{12}$ Н/м^3, $K_2 = 0{,}4$, $R = 3$ мм [4].

Многолистный фазовый портрет построен в координатах Y, dy/dt методом припасовывания [2]. Решение дифференциальных уравнений (1)—(4) выполнено адаптивным методом Рунге—Кутта пятого порядка. Разрывным нелинейностям соответствуют линии переключения, в которых изображающие точки переходят на следующий лист фазового портрета. Каждая из фазовых траекторий фазового портрета изображает движение рабочей части инструмента в процессе выглаживания для заданных начальных значений координаты y и виброскорости dy/dt индентора (рис. 5).

Лист 1 фазовой плоскости описывает вход инструмента в обрабатываемую поверхность и ограничен двумя линиями переключения. Линия *2* соответствует моменту касания инструмента обрабатываемой поверхности и, следовательно, соответствует моменту переключения решения от дифференциального уравнения (7) к уравнению (4). Начальными условиями для уравнения (7)

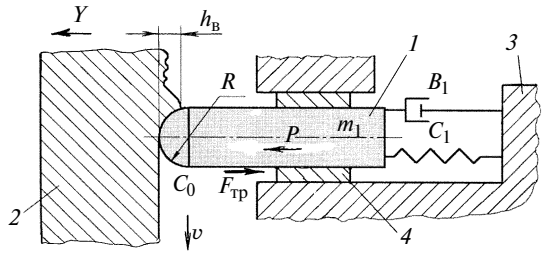


Рис. 4. Схема нелинейно-динамического ядра (НДЯ) технологической системы упругого выглаживания на многооперационном токарно-фрезерном центре:
1 — индентор; *2* — обрабатываемая поверхность; *3* — суппорт; *4* — направляющие индентора; R — радиус индентора; m_1 — масса индентора; P — сила выглаживания; C_1 — коэффициент жесткости пружины инструмента; B_1 — коэффициент вязкого трения; C_0 — коэффициент жесткости контакта "индентор—заготовка"; $F_{тр}$ — сила трения в направляющих индентора; $h_в$ — высота валика пластически деформируемого материала деталей

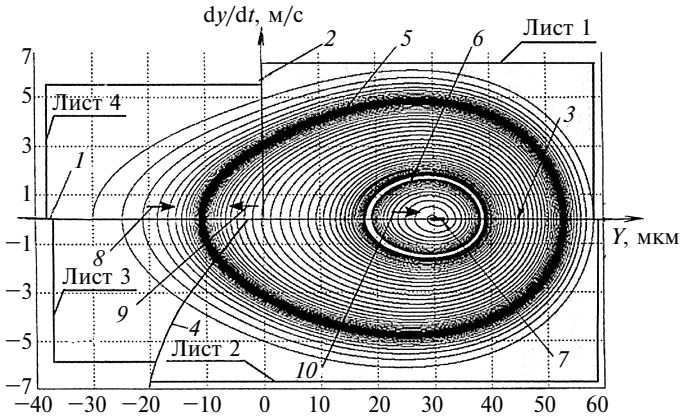


Рис. 5. Фазовый портрет нелинейной динамики технологической системы упругого выглаживания:
1 и *3* — границы изменения направления виброперемещения индентора по оси Y; *2* и *4* — границы начала входа индентора в обрабатываемый материал и начала его выхода; *5* — траектория автоколебательного движения индентора; *6* — граница перехода к затухающим колебаниям индентора; *7* — участок устойчивого состояния индентора; *8* и *9* — направления фазовых траекторий к автоколебательному циклу; *10* — направление фазовых траекторий к устойчивому состоянию индентора

являются конечные значения переменных, рассчитанные компьютерным моделированием для уравнения (4). Линия *3* переключения характеризует изменение знака виброскорости индентора, что соответствует моменту переключения решения от дифференциального уравнения (4) к уравнению (5).

Лист 2 фазовой плоскости описывает выход индентора из обрабатываемой поверхности. Линия *4* переключения характеризует момент выхода инструмента из обрабатываемой поверхности. Листы 3 и 4 фазовой плоскости описывают движение инструмента вне обрабатываемой поверхности.

Фазовый портрет имеет ряд особых точек и линий, разделяющих фазовое пространство на области, в которых движение фазовой точки имеет существенные различия. Переходный процесс в нелинейно-динамической системе упругого выглаживания завершается устойчивым состоянием (особая линия *7*) или автоколебательным движением (особая линия *5*). Координатам устойчивого состояния рабочей части индентора соответствует решение уравнений (1) и (2), при равенстве значений

производных нулю. Вид особой точки определяется корнями характеристического уравнения. Комплексным корням в области, ограниченной особой линией *6* — "неустойчивый предельный цикл", соответствуют фазовые траектории, сходящиеся по спиральной кривой к особой точке *7* "устойчивый фокус" (см. рис. 5). В границах области, ограниченной неустойчивым предельным циклом *6*, процесс упругого выглаживания устойчив. Устойчивый фокус *7* вытянут по оси *Y* в особую линию, которой соответствует область возможных устойчивых состояний динамической системы при данных условиях. Соответственно, возникает неопределенность координаты устойчивого положения рабочей поверхности индентора в границах особой линии *7* при выглаживании инструментом с сухим трением в направляющих индентора. Следовательно, особой линии *7* на фазовом портрете (см. рис. 5) соответствует зона застоя положения индентора, что может вызвать формирование непериодической волнистости на выглаженной поверхности. Увеличение амплитуды колебательного движения индентора при воздействии случайных факторов до значения, ограниченного линией *6*, меняет направление *10* движения фазовых траекторий на противоположное направление *9*. Соответственно, устойчивое состояние индентора переходит в автоколебательное движение с возрастающей амплитудой до уровня, ограниченного устойчивым предельным циклом — линия *5*. По фазовому портрету определены границы областей с различным типом переходных процессов. Наличие аттрактора типа устойчивого предельного цикла *5* является признаком автоколебательной системы, которая превращает энергию процесса выглаживания в энергию незатухающих колебаний индентора. Установлено, что координата устойчивого состояния и основные характеристики колебательного движения (амплитуда, частота колебаний и вид переходного процесса) зависят от начального положения и амплитуды виброскорости рабочей части индентора.

Выводы

1. Разработана схема динамической станочной системы, в которой выделено нелинейно-динамическое ядро, позволяющее идентифицировать возникновение автоколебаний при упругом выглаживании детали на станке с ЧПУ.

2. Установлено, что автоколебательный прогресс упругого выглаживания происходит при накоплении энергии за счет нелинейного характера процесса образования валика из деформируемого металла.

3. Определена критическая скорость $v_{кр}$ упругого выглаживания, превышение которой приводит к возникновению автоколебаний.

4. Наличие устойчивого предельного цикла является признаком динамической автоколебательной системы.

5. Наличие неустойчивого предельного цикла разделяет фазовое пространство на две области — область устойчивого состояния индентора и область автоколебаний индентора.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Кудинов В. А**. Колебания металлорежущих станков. М.: Машиностроение, 1967. 359 с.
2. **Андронов А. А., Витт А. А., Хайкин С. Э.** Теория колебаний. М.: Наука. 1981. 568 с.
3. **Кабалдин Ю. Г.** Математическое моделирование динамической устойчивости системы резания в виде нелинейного осциллятора с разрывными характеристиками // Вестник машиностроения. 2006. № 10. С. 35—43.
4. **Обеспечение** требуемого качества поверхностей деталей на основе управления динамической системой процесса выглаживания. Учеб. пособие / В. П. Кузнецов, В. Г. Горгоц, В. Ф. Губанов, А. Г. Схиртладзе. Курган: Изд-во Курганского ГУ, 2005. 85 с.

Серия статей "Проблемы теории и практики резания материалов"

УДК 629.9.01

А. Л. ВОРОНЦОВ, Н. М. СУЛТАН-ЗАДЕ, А. Ю. АЛБАГАЧИЕВ, доктора технических наук
(МГУПИ)

Разработка новой теории резания. 13. Расчет параметров торцевого фрезерования*

На примере различных видов торцевого фрезерования подробно показана последовательность вычислений, результаты которых сопоставлены с большим числом независимых экспериментальных данных. Сопоставления подтвердили высокие точность и надежность полученных теоретических формул.

Using different examples of end milling, a calculation sequence has been shown in detail, results of which are compared with large quantity of independent experimental data. The comparison has shown high precision and reliability of obtained theoretical formulas.

При торцевом фрезеровании изменение толщины срезаемого слоя по ходу вращения зуба обычно значительно меньше, чем при фрезеровании цилиндрической фрезой. Если фреза расположена симметрично относительно середины срезаемого металла (см. В. М. 10, с. 74, рис. 75, *б*), а отношение $B/D < 0{,}7$ (рис. 83), то врезание зуба будет происходить при толщине срезаемого слоя,

* Окончание. Начало — см. "Вестник машиностроения" № 1 — № 11 (далее В. М. 1 ÷ В. М. 11) за 2008 г.

близкой к подаче на зуб s_z. Поэтому для торцевого фрезерования с достаточной точностью можно положить $h_{1\text{ср}} = s_z$. Хотя основную работу резания и при торцевом фрезеровании совершают боковые зубья фрезы, в общем случае следует учесть и несвободное резание на ее нижнем торце.

С учетом сказанного и рис. 71, *б* (см. В. М. 10, с. 73) формулы для расчета сил торцевого фрезерования можно записать в следующем виде:

1) максимальная сила резания при фрезеровании однозубой фрезой

$$P_{z1} = 1{,}155\sigma_{st} u s_z t_r \left\{ \left[1 + \mu_1(1 - \text{tg}\gamma) + \frac{(0{,}5 + \mu)u}{2k_\text{c}} \right] \cos\gamma + \right.$$

$$\left. + \frac{k_\text{c}}{4u\cos\gamma} + \mu\sin\gamma + \frac{\mu_2 l_3}{u s_z} + \frac{k_\text{c} s_z \sin^2\varphi'}{4u t_r \cos\gamma} \right\}; \qquad (348)$$

2) максимальная сила резания многозубой фрезой

$$P_z = 1{,}155\sigma_{st} u k_S s_z t_r \left\{ \left[1 + \mu_1(1 - \text{tg}\gamma) + \frac{(0{,}5 + \mu)u}{2k_\text{c}} \right] \times \right.$$

$$\left. \times \cos\gamma + \frac{k_\text{c}}{4u\cos\gamma} + \mu\sin\gamma + \frac{\mu_2 l_3}{u s_z} + \frac{k_\text{c} s_z \sin^2\varphi'}{4u t_r \cos\gamma} \right\}, \qquad (349)$$

где максимальный коэффициент k_S площади среза определяется по формуле (324) (см. В. М. 10, с. 76);

3) средняя сила резания многозубой фрезой

$$P_{z\text{ср}} = 1{,}155\sigma_{st} u k_{S\text{ср}} s_z t_r \left\{ \left[1 + \mu_1(1 - \text{tg}\gamma) + \right.\right.$$

$$\left. + \frac{(0{,}5 + \mu)u}{2k_\text{c}} \right] \cos\gamma + \frac{k_\text{c}}{4u\cos\gamma} + \mu\sin\gamma +$$

$$\left. + \frac{\mu_2 l_3}{u s_z} + \frac{k_\text{c} s_z \sin^2\varphi'}{4u t_r \cos\gamma} \right\}, \qquad (350)$$

где средний коэффициент площади среза определяется по формуле

$$k_{S\text{ср}} = 0{,}32 Bz/D. \qquad (351)$$

При определении углов, необходимых для расчета по формуле (324), нужно учесть некоторые отличия торцевой фрезы от цилиндрической.

Из рис. 83 следует, что $\sin\frac{\psi}{2} = \frac{B/2}{D/2}$, поэтому для торцевой фрезы угол контакта со срезаемым металлом определяется по формуле

$$\psi = 2\arcsin(B/D). \qquad (352)$$

Для определения максимально возможного коэффициента площади среза следует взять производную от выражения (324) и приравнять ее нулю. В результате получим уравнение

$$\sum_{1}^{i_z} \cos\psi_i = 0. \qquad (353)$$

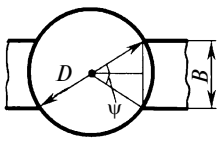


Рис. 83. К вычислению угла контакта торцевой фрезы со срезаемым металлом

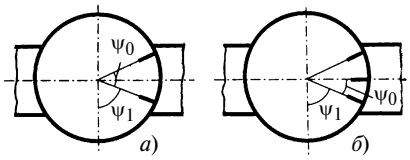


Рис. 84. К определению угла ψ_1

С учетом известного равенства $\cos(-\psi_i) = -\cos\psi_i$ очевидно, что для выполнения уравнения (353) необходимо, чтобы зубья фрезы располагались симметрично относительно середины ширины срезаемого металла.

Поскольку в работе [7]** указано определение угла ψ_1 лишь для частного случая $B/D = 1$ (см. В. М. 10, с. 74, рис. 75, *а*), а в работе [48] для других значений B/D (см. рис. 75, *б*) этот угол определяется с помощью геометрических построений, то получим соответствующую формулу, позволяющую легко вычислить данный угол для любого отношения B/D.

Если при достижении максимально возможного коэффициента площади среза в работе одновременно участвуют два зуба фрезы, то в соответствии с рис. 84, *а* $\psi_1 = 90° - \psi_0/2$. При одновременной работе трех зубьев в соответствии с рис. 84, *б* $\psi_1 = 90° - \psi_0 = 90° - 2\psi_0/2$.

Продолжая аналогичное рассмотрение для четырех и более одновременно работающих зубьев, нетрудно прийти к обобщающей формуле

$$\psi_1 = 90° - (i_z - 1)\psi_0/2. \qquad (354)$$

Из рис. 84 можно заключить, что при достижении максимальной суммарной толщины срезаемого слоя металла положение работающих зубьев торцевой фрезы определяется углами:

$$\begin{cases} \psi_2 = \psi_1 + \psi_0, \\ \psi_3 = \psi_2 + \psi_0, \\ \psi_i = \psi_{i-1} + \psi_0. \end{cases} \qquad (355)$$

В работе [48, с. 22÷49] приведены результаты детальных исследований процесса торцевого фрезерования твердосплавными фрезами, которые позволяют выполнить широкую проверку полученных нами расчетных зависимостей. Результаты сопоставления теоретических (P_{z1}) и экспериментальных ($P_{z1\text{э}}$) максимальных сил резания представлены в табл. 33÷43. Соответствующие скоростям резания температуры выбраны с учетом исследований, изложенных в работах [38, 39]. Из формулы (348) видно, что на максимальную силу резания однозубой торцевой фрезой величины D и B/D не влияют; поэтому они указаны в соответствующих таблицах лишь для сведения. Приведем два примера расчета данных процесса фрезерования однозубой торцевой фрезой.

Пример 1. Определить максимальную силу резания при фрезеровании однозубой торцевой фрезой заготовки из стали 45 при $t_r = 4$ мм, $s_z = 0{,}155$ мм/зуб, $\gamma = 10°$, $\varphi' = 60°$, $l_3 = 0{,}3$ мм, $T = 350$ °С и сравнить теоретиче-

** Список литературы — см. В. М. 1, с. 67.

Таблица 33

Расчетные и экспериментальные данные процесса фрезерования стали 45 однозубой твердосплавной торцевой фрезой с D = 280 мм, B/D = 0,5, t_r = 4 мм, s_z = 0,155 мм/зуб, φ' = 60°, l_3 = 0,3 мм, σ_s = 1100 МПа

γ°	v, м/мин	T, °C	σ_{st}, МПа	P_{z1}, Н	$P_{z1э}$, Н	δ, %
10	100	350	971,7	2280,2	2200	3,5
	140	450	935,0	2194,2	2150	2,0
	175	550	898,3	2108,1	2000	5,1
	280	650	861,7	2022,1	1900	6,0
	350	730	832,3	1953,3	1850	5,3
	440	800	806,7	1893,0	1800	4,9
	550	850	788,3	1850,0	1750	5,4
	700	950	751,7	1764,0	1700	3,6
-10	100	350	971,7	2629,5	2700	2,7
	140	450	935,0	2530,3	2600	2,8
	175	550	898,3	2431,1	2450	0,8
	280	650	861,7	2331,8	2350	0,8
	350	730	832,3	2252,5	2300	2,1
	440	800	806,7	2183,0	2250	3,1
	550	850	788,3	2133,4	2200	3,1

Таблица 34

Сопоставление расчетного и экспериментального увеличения силы резания стали 45 в зависимости от l_3 при фрезеровании однозубой твердосплавной торцевой фрезой с t_r = 8 мм, s_z = 0,3 мм/зуб, γ = −10°, φ' = 60°, σ_s = 1100 МПа, T = 590 °C, σ_{st} = 883,7 МПа, v = 220 м/мин

l_3, мм	P_{z1}, Н	$k_и = P_{z1}/P_{z10}$	$k_{иэ}$	δ, %
0,0	7496,8	1,00	1,00	0,0
0,3	8109,2	1,08	1,10	1,9
0,8	10150,5	1,35	1,26	6,7
1,4	12600,0	1,68	1,48	11,9

Таблица 35

Расчетные и экспериментальные данные процесса фрезерования стали 45 однозубой твердосплавной торцевой фрезой с D = 280 мм, φ' = 60°, l_3 = 0,3 мм, σ_s = 1100 МПа, T = 590 °C, σ_{st} = 883,7 МПа, v = 220 м/мин

γ°	B/D	t_r, мм	s_z, мм	P_{z1}, Н	$P_{z1э}$, Н	δ, %
10	0,5	8	0,078	2687,1	2300	14,4
			0,098	3063,0	2700	11,8
			0,155	4136,2	3800	8,1
			0,196	4910,1	4600	6,3
			0,246	5856,0	5600	4,4
0	0,5	8	0,078	2734,6	2550	6,7
			0,098	3122,7	3050	2,3
			0,155	4231,3	4250	0,4
			0,196	5030,7	5000	0,6
			0,246	6008,0	6000	0,1
−10	0,5	8	0,078	3003,5	2900	3,4
			0,098	3460,8	3400	1,8
			0,155	**4767,1**	**4650**	**2,5**
			0,196	5709,3	5500	3,7
			0,246	6861,4	6600	3,8
−10	1,0	8	0,078	3003,5	2740	8,8
			0,098	**3460,8**	**3500**	**1,1**
			0,155	4767,1	4820	1,1
			0,196	5709,3	5500	3,7
−10	0,9	10	0,078	3753,3	3490	7,0
			0,098	4324,4	4230	2,2
			0,155	5955,0	6220	4,5
			0,196	7130,4	7080	0,7
−10	1,0	8	**0,098**	**3460,8**	**3450**	**0,3**
−10	0,5	8	**0,155**	**4767,1**	**4800**	**0,7**

Таблица 36

Расчетные и экспериментальные силы резания стали 45 при фрезеровании однозубой твердосплавной торцевой фрезой с D = 280 мм, B/D = 0,9, t_r = 10 мм, γ = −10°, φ' = 90°, l_3 = 0,3 мм, σ_s = 1100 МПа, T = 590 °C, σ_{st} = 883,7 МПа, v = 220 м/мин

Резание	s_z, мм	P_{z1}, Н	$P_{z1э}$, Н	δ, %
Свободное	0,078	3749,4	3500	6,7
	0,098	4318,2	4100	5,1
	0,123	5029,2	4900	2,6
	0,155	5939,3	5500	7,4
Несвободное	0,078	3754,6	3600	4,1
	0,098	4326,5	4300	0,6
	0,123	5042,3	5050	0,2
	0,155	5960,2	5950	0,2

Таблица 37

Расчетные и экспериментальные удельные силы резания стали 45 при фрезеровании однозубой твердосплавной торцевой фрезой с D = 280 мм, B/D = 0,5, t_r = 8 мм, φ' = 60°, l_3 = 0,3 мм, σ_s = 1100 МПа, T = 590 °C, σ_{st} = 883,7 МПа, v = 220 м/мин

γ°	s_z, мм	q_z, МПа	$q_{zэ}$, МПа	σ, %
10	0,078	4306,2	3600	16,4
	0,098	3906,8	3400	13,0
	0,123	3590,8	3200	10,9
	0,153	3348,5	3080	8,0
	0,196	3131,4	2900	7,4
	0,246	2975,6	2800	5,9
0	0,078	4382,3	4100	6,4
	0,098	3983,1	3900	2,1
	0,123	3667,2	3650	0,5
	0,153	3425,1	3400	0,7
	0,196	3208,4	3200	0,3
	0,246	3052,9	3050	0,1
−10	0,078	4813,2	4650	3,4
	0,098	4414,3	4300	2,6
	0,123	4098,8	4050	1,2
	0,153	3857,2	3800	1,5
	0,196	3641,2	3520	3,3
	0,246	3486,5	3300	5,3

Таблица 38

Расчетные и экспериментальные данные процесса фрезерования стали 45 многозубой твердосплавной торцевой фрезой с D = 280 мм, φ' = 60°, z = 8, l_3 = 0,3 мм, σ_s = 1100 МПа, T = 590 °C, σ_{st} = 883,7 МПа, v = 220 м/мин

γ°	B/D	t_r, мм	s_z, мм	P_z, Н	$P_{zэ}$, Н	δ, %
10	0,5	8	0,078	4965,7	4730	4,7
			0,098	5660,3	5410	4,4
			0,123	6529,6	6530	0,0
			0,155	7643,8	7590	0,7
0	0,5	8	0,078	5053,5	5000	1,1
			0,098	5770,8	5710	1,1
			0,123	6668,5	6650	0,3
			0,155	7819,4	7700	1,5
−10	0,5	8	0,078	5550,4	5300	4,5
			0,098	6395,6	6060	5,2
			0,123	7453,4	7320	1,9
			0,155	**8809,6**	**8500**	**3,5**
			0,155	**8809,6**	**8800**	**0,1**
−10	1,0	8	0,155	12461,2	13250	6,3
−10	1,0	4	0,098	4531,4	4620	2,0

Таблица 39

Результаты теоретического определения максимального коэффициента k_s площади среза

z	ψ_0°	B/D	ψ°	i_z	ψ_1°	ψ_2°	ψ_3°	ψ_4°	ψ_5°	ψ_6°	ψ_7°	ψ_8°	k_s
10	36	0,5	60	2	72	108	—	—	—	—	—	—	1,902
		0,7	89	3	54	90	126	—	—	—	—	—	2,618
		0,9	128	4	36	72	108	144	—	—	—	—	3,078
12	30	0,4	47	2	75	105	—	—	—	—	—	—	1,932
		0,6	74	3	60	90	120	—	—	—	—	—	2,732
		0,8	106	4	45	75	105	135	—	—	—	—	3,346
		1,0	180	6	30	60	90	120	150	180	—	—	3,732
16	22,5	0,4	47	3	67,5	90	112,5	—	—	—	—	—	2,848
		0,6	74	4	56	78,5	101	123,5	—	—	—	—	3,624
		0,8	106	5	45	67,5	90	112,5	135	—	—	—	4,263
		1,0	180	8	11	33,5	56	78,5	101	123,5	146	168,5	5,125

Таблица 40

Сопоставление расчетных и экспериментальных сил резания стали 45 многозубой твердосплавной торцевой фрезой с t_r = 5 мм, φ' = 60°, z = 10, l_3 = 0,3 мм, σ_s = 1100 МПа, T = 590 °С, σ_{st} = 883,7 МПа, v = 220 м/мин

γ°	s_z, мм	B/D = 0,5, k_S = 1,902			B/D = 0,7, k_S = 2,618			B/D = 0,9, k_S = 3,078		
		P_z, Н	$P_{z\text{э}}$, Н	δ, %	P_z, Н	$P_{z\text{э}}$, Н	δ, %	P_z, Н	$P_{z\text{э}}$, Н	δ, %
10	0,10	3689,1	3330	9,7	5077,9	4680	7,8	5970,1	5680	4,9
	0,15	4812,4	4560	5,2	6624,0	6420	3,1	7787,8	7790	0,0
	0,20	5940,1	5700	4,0	8176,2	8030	1,8	9612,8	9750	1,4
	0,25	7072,2	6790	4,0	9734,5	9560	1,8	11444,9	11600	1,4
	0,30	8208,7	7820	4,7	11298,9	11020	2,5	13284,1	13370	0,6
0	0,10	3762,0	3610	4,0	5178,2	5090	1,7	6088,1	6180	1,5
	0,15	4922,5	4920	0,1	6775,6	6920	2,1	7966,1	8400	5,4
	0,20	6088,0	6110	0,4	8379,8	8610	2,7	9852,2	10460	6,2
	0,25	7258,4	7250	0,1	9990,8	10210	2,2	11746,3	12390	5,5
	0,30	8433,8	8330	1,2	11608,7	11730	1,0	13648,4	14230	4,3
−10	0,10	4173,1	4230	1,4	5744,0	5960	3,8	6753,3	7240	7,2
	0,15	5540,9	5640	1,8	7626,8	7950	4,2	8966,9	9660	7,7
	0,20	6915,0	6930	0,2	9518,1	9760	2,5	11190,5	11840	5,8
	0,25	8295,2	8120	2,1	11417,9	11430	0,1	13424,1	13880	3,4
	0,30	9681,6	9240	4,6	13326,2	13010	2,4	15667,7	15800	0,8

Таблица 41

Сопоставление расчетных и экспериментальных сил резания стали 45 многозубой твердосплавной торцевой фрезой с t_r = 5 мм, φ' = 60°, z = 12, l_3 = 0,3 мм, σ_s = 1100 МПа, T = 590 °С, σ_{st} = 883,7 МПа, v = 220 м/мин

γ°	s_z, мм	B/D = 0,4, k_S = 1,932			B/D = 0,6, k_S = 2,732			B/D = 0,8, k_S = 3,346			B/D = 1,0, k_S = 3,732		
		P_z, Н	$P_{z\text{э}}$, Н	δ, %	P_z, Н	$P_{z\text{э}}$, Н	δ, %	P_z, Н	$P_{z\text{э}}$, Н	δ, %	P_z, Н	$P_{z\text{э}}$, Н	δ, %
10	0,10	3747,3	3400	9,3	5299,0	4830	8,9	6489,9	6050	6,8	7238,6	6900	4,7
	0,15	4888,3	4610	5,7	6912,4	6620	4,2	8465,9	8300	2,0	9442,6	9500	0,6
	0,20	6033,7	5770	4,4	8532,3	8300	2,7	10449,7	10400	0,5	11655,2	11900	2,1
	0,25	7183,7	6900	3,9	10158,3	9860	2,9	12441,4	12400	0,3	13876,6	14150	2,0
	0,30	8338,2	7910	5,1	11790,9	11400	3,3	14440,8	14300	1,0	16106,7	16300	1,2
0	0,10	3821,4	3650	4,5	5403,7	5250	2,8	6618,2	6600	0,3	7318,6	7500	1,6
	0,15	5000,2	4970	0,6	7070,6	7100	0,4	8659,7	8950	3,4	9658,7	10260	6,2
	0,20	6184,0	6185	0,0	8744,7	8890	1,7	10710,0	11100	3,6	11945,5	12750	6,7
	0,25	7372,9	7330	0,6	10425,9	10500	0,7	12769,0	13200	3,4	14242,1	15100	6,0
	0,30	8566,9	8420	1,7	12114,2	12100	0,1	14836,8	15200	2,4	16548,4	17370	5,0
−10	0,10	4238,9	4280	1,0	5994,1	6160	2,8	7341,3	7700	4,9	8188,2	8800	7,5
	0,15	5628,3	5710	1,5	7958,9	8200	3,0	9747,2	10300	5,7	10872,1	11800	8,5
	0,20	7024,0	7000	0,3	9932,5	10000	0,7	12164,8	12600	3,6	13568,2	14450	6,5
	0,25	8426,0	8200	2,7	11915,1	11800	1,0	14592,9	14800	1,4	16276,4	16900	3,8
	0,30	9834,3	9350	4,9	13906,5	13430	3,4	17031,9	16800	1,4	18996,8	19300	1,6

Таблица 42

Сопоставление расчетных и экспериментальных сил резания стали 45 многозубой твердосплавной торцевой фрезой с t_r = 5 мм, φ' = 60°, z = 16, l_3 = 0,3 мм, σ_s = 1100 МПа, T = 590 °С, σ_{st} = 883,7 МПа, v = 220 м/мин

γ°	s_z, мм	B/D = 0,4, k_S = 2,848			B/D = 0,6, k_S = 3,624			B/D = 0,8, k_S = 4,263			B/D = 1,0, k_S = 5,125		
		P_z, Н	$P_{z\text{э}}$, Н	δ, %	P_z, Н	$P_{z\text{э}}$, Н	δ, %	P_z, Н	$P_{z\text{э}}$, Н	δ, %	P_z, Н	$P_{z\text{э}}$, Н	δ, %
10	0,10	5524,0	4980	9,8	7029,1	6410	8,8	8268,5	7670	7,2	9940,5	9570	3,7
	0,15	7205,9	6830	5,2	9169,3	8800	4,0	10786,1	10520	2,5	12967,1	13130	1,3
	0,20	8894,5	8540	4,0	11318,0	11010	2,7	13313,6	13160	1,2	16005,7	16430	2,7
	0,25	10589,7	10170	4,0	13475,0	13100	2,8	15851,0	15660	1,2	19056,2	19560	2,6
	0,30	12291,5	11720	4,6	15640,6	15100	3,5	18398,4	18060	1,8	22118,7	22540	1,9
0	0,10	5633,2	5410	4,0	7168,0	6980	2,6	8431,9	8340	1,1	10136,9	10410	2,7
	0,15	7370,9	7365	0,1	9379,2	9490	1,2	11033,0	11350	2,9	13263,9	14170	6,8
	0,20	9116,0	9165	0,5	11599,8	11810	1,8	13645,2	14120	3,5	16404,3	17630	7,5
	0,25	10868,6	10860	0,1	13829,9	14000	1,2	16268,5	16730	2,8	19558,1	20890	6,8
	0,30	12628,6	12470	1,3	16069,5	16080	0,1	18903,0	19220	1,7	22725,2	24000	5,6
−10	0,10	6248,6	6340	1,5	7951,2	8180	2,9	9353,2	9780	4,6	11244,5	12210	8,6
	0,15	8296,8	8460	2,0	10557,5	10910	3,3	12419,0	13040	5,0	14930,2	16200	8,5
	0,20	10354,3	10380	0,2	13175,5	13380	1,6	15498,7	15990	3,2	18632,6	19970	7,2
	0,25	12421,0	12160	2,1	15805,4	15680	0,8	18592,2	18740	0,8	22351,7	23400	4,7
	0,30	14497,0	13850	4,5	18447,0	17850	3,2	21699,7	21330	1,7	26087,5	26630	2,1

скую величину с экспериментальным значением $P_{z1\text{э}}$ = 2450 Н [48].

Решение. Поскольку $\gamma > 0$, то в соответствии с равенствами (219а) (см. В. М. 6, с. 65) $u = 1$. По формуле (219) (см. В. М. 6, с. 64) или табл. 7 (см. В. М. 9, с. 70) находим коэффициент утолщения стружки k_c = 2,40. Затем по формуле (303) (см. В. М. 9, с. 70) вычисляем среднее значение накопленной деформации e_i = 1,562. По кривой упрочнения на рис. 63, б (см. В. М. 8, с. 65) находим напряжение текучести стали 45 при нормальной температуре: σ_s = 1100 МПа. Далее по формуле (298) (см. В. М. 9, с. 69) с учетом температуры резания определяем среднее напряжение текучести σ_{st} = 971,7 МПа. После этого по формуле (348) вычисляем силу резания P_{z1} = 2280,2 Н, которая отличается от опытной величины $P_{z1\text{э}}$ = 2200 Н на δ = 3,5 %.

Пример 2. Определить максимальную силу резания при фрезеровании однозубой торцевой фрезой заготовки из стали 45 при t_r = 4 мм, s_z = 0,155 мм/зуб, $\gamma = -10°$, φ' = 60°, l_3 = 0,3 мм, T = 550 °С и сравнить теоретическую величину с экспериментальным значением $P_{z1\text{э}}$ = 2200 Н [48].

Решение. Поскольку $\gamma < 0$, то в соответствии с равенствами (219а) $u = 1 - \sin\gamma$ = 1,174. По формуле (219) или табл. 7 находим коэффициент утолщения стружки k_c = 3,35. Затем по формуле (303) вычисляем среднее значение накопленной деформации e_i = 1,562. По кривой упрочнения на рис. 63, *б* находим напряжение текучести стали 45 при нормальной температуре: σ_s = 1100 МПа. Далее по формуле (298) с учетом температуры резания определяем среднее напряжение текучести σ_{st} = 898,3 МПа. После этого по формуле (348) вычисляем силу резания P_{z1} = 2431,1 Н, которая отличается от опытной величины $P_{z1\text{э}}$ = 2450 Н на δ = 0,8 %.

Таблица 43

Расчетные и экспериментальные силы резания сплава ЖС6К однозубой твердосплавной торцевой фрезой с D = 90 мм, B = 70 мм, t_r = 1 мм, s_z = 0,1 мм/зуб, $\gamma = -8°$, φ' = 45°, l_3 = 0,15 мм, σ_s = 1550 МПа

$T_{\text{под}}$, °С	σ_{st}, МПа	P_{z1}, Н	$P_{z1\text{э}}$, Н	δ, %
20	1550,0	626,1	620	1,0
300	1240,0	500,9	500	0,2
600	930,0	375,7	340	9,5
800	732,3	292,2	260	11,0

Аналогично расчетам в примерах 1 и 2 выполнены вычисления к табл. 33 ÷ 36. Следует указать, что в строке табл. 34 с экспериментальным значением длины износа задней поверхности зуба l_3 = 0 для теоретического расчета использовалось значение l_3 = 0,15 мм. Как мы уже указывали в пояснениях к табл. 21 (см. В. М. 9, с. 74), это связано с тем, что, несмотря на полное отсутствие износа, контакт обработанного металла с задней поверхностью резца из-за упругого восстановления все же имеется. Это обусловливает соответствующую силу трения, которую нужно учитывать.

В двух нижних строках табл. 35 расчетные данные сравниваются с экспериментальными данными, полученными при тех же параметрах, что и в соответствующих строках выше (набраны полужирным шрифтом). Эти экспериментальные данные характеризуют небольшой разброс опытных значений и, по-видимому, приведены в работе [48] для подтверждения высокой повторяемости опытов. Нам эти дополнительные сравнения позволяют продемонстрировать хорошую стабильность высокой точности теоретических расчетов.

В работе [46, с. 108] указано, что при увеличении подачи в 3 раза (с 0,1 до 0,3 мм/зуб) сила резания при фрезеровании увеличивается только в 2,3 раза. Если сопоставить теоретические значения из табл. 35 при s_z = 0,078 и 0,246 мм/зуб, то видно, что при $\gamma = 10°$ и 0 сила увеличивается в 2,2 раза, т. е. расхождение с увеличением в 2,3 раза составляет δ = 4,5 %, а при $\gamma = -10°$ сила увеличивается в 2,3 раза (т. е. δ = 0).

В табл. 36 сопоставлены результаты расчетов и опытов при свободном и несвободном резании, т. е. соответственно без участия в работе торцевых режущих кромок (см. В. М. 10, с. 73, рис. 73) и с их участием (см. В. М. 10, с. 73, рис. 71, *б*). При свободном резании расчет проводился по формуле (348) с исключением ее последнего члена.

В табл. 37 сопоставлены расчетные q_z и экспериментальные $q_{z\text{э}}$ значения удельной силы резания. Теоретически удельная сила определяется выражением

$$q_z = 1{,}155\sigma_{st}u\left\{\left[1 + \mu_1(1 - \mathrm{tg}\gamma) + \frac{(0{,}5+\mu)u}{2k_\text{c}}\right]\cos\gamma + \right.$$

$$\left. + \frac{k_\text{c}}{4u\cos\gamma} + \mu\sin\gamma + \frac{\mu_2 l_3}{us_z} + \frac{k_\text{c}s_z\sin^2\varphi'}{4ut_r\cos\gamma}\right\}, \qquad (356)$$

полученным путем деления формулы (348) на произведение $s_z t_r$.

Укажем, что в работах [7, 48] удельная сила называется "удельным давлением", что мы считаем не вполне удачным, поскольку такой термин представляет собой плеоназм, ибо давление само по себе уже является удельной величиной.

Приведем три примера расчета данных (табл. 38) процесса фрезерования многозубой торцевой фрезой.

Пример 3. Определить максимальную, минимальную и среднюю силы резания при фрезеровании многозубой торцевой фрезой заготовки из стали 45 при $t_r = 8$ мм, $s_z = 0{,}155$ мм/зуб, $B/D = 0{,}5$, $\gamma = -10°$, $\varphi' = 60°$, $z = 8$, $l_3 = 0{,}3$ мм, $T = 590$ °С и сравнить теоретические величины с экспериментальными значениями $P_{z\text{э}} = 8800$ Н, $P_{z\min\text{э}} = 4500$ Н, $P_{z\text{ср}\text{э}} = 6270$ Н ([48], с. 43).

Решение. Поскольку $\gamma < 0$, то в соответствии с равенствами (219а) $u = 1 - \sin\gamma = 1{,}174$. По формуле (219) или табл. 7 находим коэффициент утолщения стружки $k_\text{c} = 3{,}35$. Затем по формуле (303) вычисляем среднее значение накопленной деформации $e_i = 1{,}562$. По кривой упрочнения на рис. 63, *б* находим напряжение текучести стали 45 при нормальной температуре $\sigma_s = 1100$ МПа. Далее по формуле (298) с учетом температуры резания определяем среднее напряжение текучести $\sigma_{st} = 898{,}3$ МПа. По формуле (318) (см. В. М. 10, с. 75) вычисляем угол окружного шага зубьев фрезы $\psi_0 = 360°/8 = 45°$. Затем из равенства (352) находим угол контакта фрезы со срезаемым металлом $\psi = 60°$. Далее по формуле (320) (см. В. М. 10, с. 75) вычисляем $i_{z0} = 60°/45° = 1{,}33$. Следовательно, максимальное число зубьев, которые могут одновременно участвовать в процессе резания, $i_z = 2$, а минимальное — $i_{z\min} = 1$. Для максимального числа одновременно работающих зубьев по зависимости (354) находим $\psi_1 = 67{,}5°$, а по первому равенству системы (355) — $\psi_2 = 112{,}5°$. С учетом этого по выражению (324) (см. В. М. 10, с. 76) вычисляем максимальный коэффициент площади среза: $k_s = 1{,}848$. Затем по формуле (349) находим максимальную силу резания $P_z = 8809{,}6$ Н, которая отличается от опытной величины $P_{z\text{э}} = 8800$ Н на $\delta = 0{,}1$ %. Поскольку в работе минимально участвует один зуб, то по формуле (348) вычисляем силу резания $P_{z\min} = P_{z1} = 4767{,}1$ Н, которая отличается от опытной величины $P_{z\min\text{э}} = 4500$ Н на $\delta = 5{,}6$ %. Далее по зависимости (351) вычисляем средний коэффициент площади среза $k_{S\text{ср}} = 1{,}28$, после чего по формуле (350) находим среднюю силу резания $P_{z\text{ср}} = 6101{,}9$ Н, которая отличается от опытной величины $P_{z\text{ср}\text{э}} = 6270$ Н на $\delta = 2{,}8$ %.

Пример 4. Определить максимальную и среднюю силы резания при фрезеровании многозубой торцевой фрезой заготовки из стали 45 при $t_r = 8$ мм, $s_z = 0{,}155$ мм/зуб, $B/D = 1$, $\gamma = -10°$, $\varphi' = 60°$, $z = 8$, $l_3 = 0{,}3$ мм, $T = 590$ °С и сравнить теоретические величины с экспериментальными значениями $P_{z\text{э}} = 13\,250$ Н и $P_{z\text{ср}\text{э}} = 12\,500$ Н [48, с. 43].

Решение. Поскольку $\gamma < 0$, то в соответствии с равенствами (219а) $u = 1 - \sin\gamma = 1{,}174$. По формуле (219) или табл. 7 находим коэффициент утолщения стружки $k_\text{c} = 3{,}35$. Затем по формуле (303) вычисляем среднее значение накопленной деформации $e_i = 1{,}562$. По кривой упрочнения на рис. 63, *б* находим напряжение текучести стали 45 при нормальной температуре: $\sigma_s = 1100$ МПа. Далее по формуле (298) с учетом температуры резания определяем среднее напряжение текучести $\sigma_{st} = 898{,}3$ МПа. По формуле (318) вычисляем угол окружного шага зубьев фрезы $\psi_0 = 360°/8 = 45°$. Затем из равенства (352) находим угол контакта фрезы со срезаемым металлом $\psi = 180°$. Далее по формуле (320) вычисляем $i_{z0} = 180°/45° = 4$. Следовательно, максимальное число зубьев, которые могут одновременно участвовать в процессе резания, $i_z = 4$. Для максимального числа одновременно работающих зубьев по зависимости (354) находим $\psi_1 = 22{,}5°$, а по выражениям системы (355) — $\psi_2 = 67{,}5°$, $\psi_3 = 112{,}5°$, $\psi_4 = 157{,}5°$. С учетом этого по выражению (324) вычисляем максимальный коэффициент площади среза $k_S = 2{,}614$. Затем по формуле (349) находим максимальную силу резания $P_z = 12\,461{,}2$ Н, которая отличается от опытной величины $P_{z\text{э}} = 13\,250$ Н на $\delta = 6{,}3$ %. Далее по зависимости (351) вычисляем средний коэффициент площади среза $k_{s\text{ср}} = 2{,}56$, после чего по формуле (350) находим среднюю силу резания $P_{z\text{ср}} = 12\,203{,}8$ Н, которая отличается от опытной величины $P_{z\text{ср}\text{э}} = 12\,500$ Н на $\delta = 2{,}4$ %.

Пример 5. Определить максимальную и среднюю силы резания при фрезеровании многозубой торцевой фрезой заготовки из стали 45 при $t_r = 4$ мм, $s_z = 0{,}098$ мм/зуб, $B/D = 1$, $\gamma = -10°$, $\varphi' = 60°$, $z = 8$, $l_3 = 0{,}3$ мм, $T = 590$ °С и сравнить теоретические величины с экспериментальными значениями $P_{z\text{э}} = 4620$ Н и $P_{z\text{ср}\text{э}} = 4500$ Н (с. 48 книги [48]).

Решение. Поскольку $\gamma < 0$, то в соответствии с равенствами (219а) $u = 1 - \sin\gamma = 1{,}174$. По формуле (219) или табл. 7 находим коэффициент утолщения стружки $k_\text{c} = 3{,}35$. Затем по формуле (303) вычисляем среднее значение накопленной деформации $e_i = 1{,}562$. По кривой упрочнения на рис. 63, *б* находим напряжение текучести стали 45 при нормальной температуре $\sigma_s = 1100$ МПа. Далее по формуле (298) с учетом температуры резания определяем среднее напряжение текучести $\sigma_{st} = 898{,}3$ МПа. По формуле (318) вычисляем

угол окружного шага зубьев фрезы $\psi_0 = 360°/8 = 45°$. Затем из равенства (352) находим угол контакта фрезы со срезаемым металлом $\psi = 180°$. Далее по формуле (320) вычисляем $i_{z0} = 180°/45° = 4$. Следовательно, максимальное число зубьев, которые могут одновременно участвовать в процессе резания, $i_z = 4$. Для максимального числа одновременно работающих зубьев по зависимости (354) находим $\psi_i = 22{,}5°$, а по выражениям системы (355) — $\psi_2 = 67{,}5°$, $\psi_3 = 112{,}5°$, $\psi_4 = 157{,}5°$. С учетом этого по выражению (324) вычисляем максимальный коэффициент площади среза $k_S = 2{,}614$. Затем по формуле (349) находим максимальную силу резания $P_z = 4531{,}4$ Н, которая отличается от опытной величины $P_{z\text{э}} = 4620$ Н на $\delta = 2{,}0$ %. Далее по зависимости (351) вычисляем средний коэффициент площади среза $k_{S\text{ср}} = 2{,}56$, после чего по формуле (350) находим среднюю силу резания $P_{z\text{ср}} = 4414{,}3$ Н, которая отличается от опытной величины $P_{z\text{ср э}} = 4500$ Н на $\delta = 1{,}9$ %.

Из примеров 4 и 5 видно, что при значительном числе зубьев и $B/D = 1$ максимальная и средняя силы резания весьма близки друг к другу. Но при том же числе зубьев и $B/D = 0{,}5$ эти силы отличаются в 1,4 раза.

Приведенные в табл. 38 разные экспериментальные значения силы при одинаковых параметрах фрезерования (набраны полужирным шрифтом) также, вероятно, характеризуют разброс опытных данных и позволяют показать стабильную точность расчетов.

Расчеты максимальных сил резания, приведенных в табл. 40 ÷ 42, выполнены аналогично расчетам в примерах 3 ÷ 5. Для сведения в табл. 39 приведены промежуточные результаты для определения максимального коэффициента площади среза k_S.

В табл. 43 сопоставлены расчетные и экспериментальные значения силы резания жаропрочного сплава ЖС6К однозубой твердосплавной торцевой фрезой при фрезеровании заготовки с подогревом до определенной температуры. Экспериментальные данные взяты с рис. 171 [38, с. 251]. Так как в соответствии с табл. 2 [47, с. 12] прочностные свойства сплава ЖС6К близки к свойствам сплава ХН77ТЮР, то мы также приняли для него значение $\sigma_s = 1550$ МПа (В. М. 9, с. 71, табл. 10, табл. 13; В. М. 10, с. 72, табл. 26). Приведем пример расчета данных табл. 43.

Пример 6. Определить максимальную силу резания при фрезеровании однозубой цилиндрической фрезой заготовки из жаропрочного сплава ЖС6К при $t_r = 1$ мм, $s_z = 0{,}1$ мм/зуб, $\gamma = -8°$, $\varphi' = 45°$, $l_3 = 0{,}15$ мм с подогревом фрезеруемого слоя до 300 °С и сравнить теоретическую величину с экспериментальным значением $P_{z1\text{э}} = 500$ Н [47].

Решение. Поскольку $\gamma < 0$, то в соответствии с равенствами (219а) $u = 1 - \sin\gamma = 1{,}139$. По формуле (219) или табл. 7 находим коэффициент утолщения стружки $k_c = 3{,}23$. Затем по формуле (303) вычисляем среднее значение накопленной деформации $e_i = 1{,}569$. По кривой 7 упрочнения аналогичного сплава [19, с. 108, рис. 5.29] находим напряжение текучести при нормальной температуре $\sigma_s = 1550$ МПа. Далее следует учесть, что в соответствии с выражением (297) (см. В. М. 9, с. 69) температура резания усреднялась по очагу пластической деформации делением пополам, в результате чего и была получена формула (298). Однако при подогреве температура будет распределена в очаге пластической деформации практически равномерно, в связи с чем, уменьшать ее вдвое не надо. Поэтому при использовании формулы (298) в случае резания с подогревом в нее следует подставлять удвоенное значение температуры подогрева, т. е. $T_{\text{под}} = 600$ °С. В результате найдем, что среднее напряжение текучести с учетом температуры подогрева $\sigma_{st} = 1240$ МПа. После этого по формуле (348) вычисляем силу резания $P_{z1} = 500{,}9$ Н, которая отличается от опытной величины $P_{z1\text{э}} = 500$ Н на $\delta = 0{,}2$ %.

Формулы (348)—(351) и изложенные методики расчета применимы и для определения сил резания при фрезеровании концевыми фрезами. Для фрез, предназначенных для обработки станочных Т-образных пазов (рис. 85), следует учитывать наличие стесненного резания на верхнем и нижнем торцах, в связи с чем, последние члены в формулах (348)—(351) следует удвоить.

Если используются концевые фасонные фрезы, вместо выражения (351) следует применять равенство (338) (см. В. М. 11, с. 76) и формулу

$$k_{s\text{ср}} = 0{,}32 k_{\text{ф}} Bz/D. \qquad (357)$$

Для фасонной сферической фрезы (рис. 86) можно считать, что $B = t_r = D$. Тогда в соответствии с выражением (337) (см. В. М. 11, с. 76)

$$k_{\text{ф}} = \frac{\pi D^2/4}{D^2} = 0{,}785. \qquad (358)$$

Для фасонной конической фрезы при фрезеровании паза, соответствующего ее профилю (рис. 87, *а*), или уступа (рис. 87, *б*) коэффициент формы

$$k_{\text{ф}} = \frac{0{,}5(B + B_1)t_r}{Bt_r} = 0{,}5\left(1 + \frac{B_1}{B}\right). \qquad (359)$$

Этот же коэффициент следует применять и в случае фрезерования паза под "ласточкин хвост" конической фрезой с перевернутым относительно показанного на рис. 87, *а* профилем, т. е. когда больший размер B находится внизу, а меньший B_1 — наверху.

Для фасонной сфероконической фрезы (рис. 88) коэффициент формы определяется выражением

$$k_{\text{ф}} = \left\{ \frac{B_1 t_{r1}}{15}\left[6 + 4\sqrt{1 + 4\left(\frac{t_{r1}}{B_1}\right)^2}\right] + 0{,}5(B + B_1)(t_r - t_{r1}) \right\} \Big/ Bt_r. \qquad (360)$$

На рис. 87, 88 ширина фрезерования B условно показана равной диаметру верхнего торца фрезы, но на самом деле такие фрезы могут использоваться и не на всю высоту. Тогда величина B будет равна какому-либо промежуточному диаметру фрезы, соответствующему глубине резания t_r, которая меньше показанной.

Для фасонной сфероцилиндрической фрезы, являющейся частным случаем сфероконической фрезы с

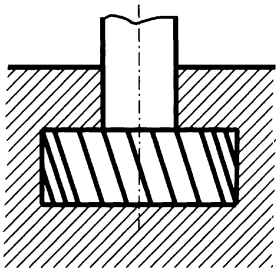


Рис. 85. Схема фрезерования станочного Т-образного паза

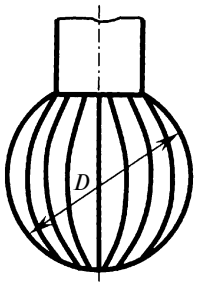


Рис. 86. Фасонная сферическая фреза

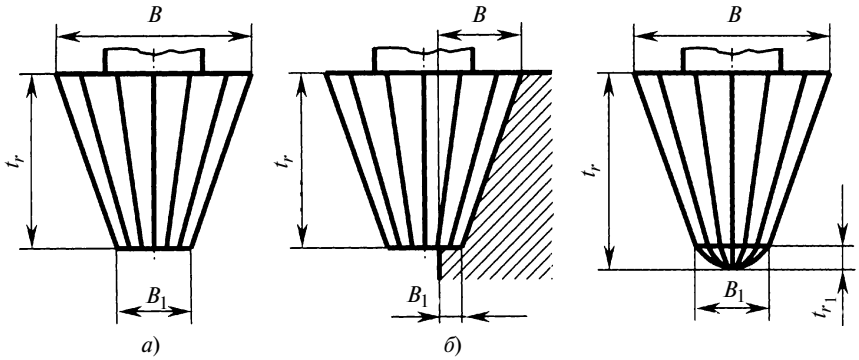


Рис. 87. Фасонная коническая фреза (*а*) и схема фрезерования ею наклонной плоскости (*б*)

Рис. 88. Фасонная сфероконическая фреза

$B_1 = B$, и формообразующего паза, аналогичного показанному на рис. 78 (см. В. М. 11, с. 75), коэффициент формы определяется по формуле (341) (см. В. М. 11, с. 76), а при пазе, показанном на рис. 79 (см. В. М. 11, с. 77), — по формуле (343) (см. В. М. 11, с. 76).

В заключение проанализируем справочные материалы по расчетам динамики процессов фрезерования.

В существующих нормативных и справочных материалах среднюю силу резания при различных видах фрезерования рекомендуется рассчитывать по эмпирическим формулам типа формулы (336) (см. В. М. 10, с. 78). Методики применения этих формул содержат ряд неопределенностей и противоречий, а также явное несоответствие основным положениям теории пластичности.

Как уже было сказано выше, в примечаниях к формуле (336), приведенных в книге А. М. Вульфа [7], подчеркнуто, что рассчитываемая окружная сила учитывает затупление фрез. Та же самая формула (336) с указанием, что фреза выполнена из быстрорежущей стали, приведена и в справочнике [49, с. 282, 291], но в примечаниях к этой формуле уже указано, что окружная сила соответствует работе фрезой без затупления, а при затуплении фрезы при обработке мягкой стали ($\sigma_в < 600$ МПа) сила возрастает в $1{,}75 \div 1{,}9$ раза, а во всех остальных случаях — в $1{,}2 \div 1{,}4$ раза.

С одной стороны, авторам эмпирической формулы (336) А. М. Вульфу и В. Г. Подпоркину должно быть виднее, учитывает она затупление или нет. Но с другой стороны, в такое издание, как справочник, по статусу должна помещаться лишь достоверная информация. Поэтому кому верить — авторам формулы или справочнику — судить трудно. Укажем, что в вариант примечания в справочнике дополнительно заложена и большая неопределенность: зависимость роста силы от увеличения критерия износа l_3 четко не указана, а допускается произвольное увеличение расчетного значения силы почти в 2 раза.

Если цилиндрическая фреза выполнена из твердого сплава, то формула из справочника уже отличается от формулы (336) и имеет вид

$$P_{z\text{срэ}} = 1010 s_z^{0,75} B z t_r^{0,88} / D^{0,87}. \qquad (361)$$

Сопоставим расчеты по формулам (336) и (361) при одинаковых исходных данных, например: $D = 200$ мм, $B = 10$ мм, $t_r = 10$ мм, $s_z = 0{,}3$ мм/зуб, $z = 16$. В результате получим, что при работе быстрорежущей фрезой $P_{z\text{срэ}} = 3488$ Н, а при работе твердосплавной $P_{z\text{срэ}} = 4948$ Н. Почему сила резания при работе твердосплавной фрезой будет примерно в 1,5 больше, чем при работе быстрорежущей, — понять очень трудно. Тем более что на практике быстрорежущие фрезы обычно используют при низких скоростях резания (порядка 50 м/мин), а твердосплавные — при высоких (порядка 200 м/мин и более). При таких скоростях разогрев металла будет значительно большим и, следовательно, сила резания существенно снизится, что и было зафиксировано в многочисленных экспериментальных данных разных исследователей, например авторов работ [38, 39, 48].

Для дисковых, прорезных и отрезных фрез в справочнике [49] для быстрорежущей фрезы повторена формула (336), а для твердосплавной приведена формула

$$P_{z\text{срэ}} = 2610 s_z^{0,8} B^{1,1} z t_r^{0,9} / (D^{1,1} n^{0,1}), \qquad (362)$$

где n — частота вращения фрезы.

Сопоставим расчеты по формулам (336) и (362) при одинаковых исходных данных, например, $D = 200$ мм, $B = 10$ мм, $t_r = 10$ мм, $s_z = 0{,}3$ мм/зуб, $z = 16$, $n = 500$ мин$^{-1}$ (обычная частота при работе твердосплавными фрезами [46, с. 129—130]). В результате получим, что при работе быстрорежущей фрезой опять $P_{z\text{срэ}} = 3488$ Н, а при работе твердосплавной $P_{z\text{срэ}} = 2520$ Н. Таким образом, в данном случае получим прямо противоположный результат: уже твердосплавная фреза дает силу резания, примерно в 1,5 раза меньшую, чем быстрорежущая.

Для концевых фрез в справочнике [49] для быстрорежущей фрезы снова повторена формула (336), а для твердосплавной приведена формула

$$P_{z\text{срэ}} = 125 s_z^{0,75} B z t_r^{0,85} n^{0,13} D^{0,73}. \qquad (363)$$

Сопоставим расчеты по формулам (336) и (363) при одинаковых исходных данных, например, $D = 20$ мм, $B = 10$ мм, $t_r = 10$ мм, $s_z = 0{,}3$ мм/зуб, $z = 16$, $n = 500$ мин$^{-1}$. В результате получим, что при работе быстрорежущей фрезой $P_{z\text{срэ}} = 25\,267$ Н, а при работе твердосплавной $P_{z\text{срэ}} = 14\,454$ Н. Таким образом, в данном случае твердосплавная фреза необъяснимым образом дает

силу резания, почти в 2 раза меньшую, чем быстрорежущая. При этом согласно формуле (363) имеет место и тот парадокс, что с увеличением частоты вращения и, соответственно, скорости резания сила будет увеличиваться, а не снижаться, как показывают все многочисленные опыты, приводимые в работах [7, 20, 38, 39, 48].

Для торцевых фрез в справочнике приведены следующие формулы:

для быстрорежущей фрезы

$$P_{z\text{срэ}} = 825 s_z^{0,8} B^{1,1} z t_r^{0,95} / D^{1,1}; \qquad (364)$$

для твердосплавной фрезы

$$P_{z\text{срэ}} = 8250 s_z^{0,75} B^{1,1} z t_r / (D^{1,3} n^{0,2}). \qquad (365)$$

Сопоставим расчеты по формулам (364) и (365) при одинаковых исходных данных, например, $D = 200$ мм, $B = 200$ мм, $t_r = 10$ мм, $s_z = 0,3$ мм/зуб, $z = 16$, $n = 500$ мин$^{-1}$. В результате получим, что при работе быстрорежущей фрезой $P_{z\text{срэ}} = 44\,903$ Н, а при работе твердосплавной $P_{z\text{срэ}} = 53\,508$ Н. Таким образом, в данном случае твердосплавная фреза уже дает силу резания в 1,19 раза больше, чем быстрорежущая.

Вероятно, что вся эта неразбериха с закономерностями изменения сил резания при фрезеровании обусловлена тем, что разные формулы получали разные исследователи, причем в несопоставимых условиях испытаний и при весьма ограниченном числе опытов, т. е. без широкого варьирования параметров. А результаты, получаемые по данным формулам при одинаковых исходных данных, перед помещением их в справочник никем не сопоставлялись.

В отличие от первоисточника [7] в справочнике [49] также угловые фрезы объединены с фасонными радиусными, с указанием определять силу резания по единой формуле (344) (см. В. М. 11, с. 76). В результате расчетная сила резания для угловых фрез будет необоснованно завышена на 21 % (это следует из отношения основных коэффициентов эмпирических формул (344) и (347) (см. В. М. 11, с. 76 и 77): 470/389 = 1,21).

Для существующих нормативных формул видно стремление характеризовать сопротивление пластической деформации исключительно пределом прочности $\sigma_в$. Но, как уже указывалось выше, эта величина вообще не используется в строгой теории пластичности, поскольку представляет собой грубо определяемую условную характеристику, причем только процесса простого растяжения. Однако процессы резания характеризуются не растяжением, а сжатием, для которого определять предел прочности вообще некорректно. Металл в процессе резания упрочняется, но, зная предел прочности, невозможно судить об интенсивности упрочнения. Согласно существующим нормативным представлениям в том случае, если две стали обладают одинаковыми пределами прочности, их силы резания будут одинаковы. Но на самом деле это вовсе не так. Например, базовый предел прочности $\sigma_в = 750$ МПа имеет не только сталь 40Х, но и сталь 65Г ([34], с. 13). При этом сталь 65Г упрочняется более интенсивно и при накопленной деформации $e_i = 1,562$ будет иметь напряжение текучести $\sigma_s = 1500$ МПа (см. кривую упрочнения *1* на рис. 45, *и* [34, с. 67]), а не $\sigma_s = 1170$ МПа, как сталь 40Х. Следовательно, сила резания стали 65Г будет вопреки справочным формулам примерно на 30 % больше, чем стали 40Х. Это (правда, без объяснения причины) отмечал и А. М. Вульф [7, с. 136], указывая на основе экспериментов, что мартенситная сталь ОХМ имеет более высокий предел прочности, чем аустенитная сталь, но режется существенно легче [по экспериментальным данным, полностью согласующимся с результатами наших теоретических расчетов, сила резания мартенситной стали ОХМ на 30 % меньше, чем аустенитной стали 12Х19Н9Т, (см. В. М. 9, с. 74, табл. 24)].

Справочные формулы не выявляют влияние на силу резания ни передних углов зуба фрезы, ни упрочнения, ни температуры, ни коэффициента трения, ни коэффициента утолщения стружки, ни длины износа по задней поверхности режущего зуба. Все эти факторы в явном виде и с большой точностью учитывают выведенные нами новые теоретические формулы, надежность которых широко продемонстрирована в данном цикле статей сотнями прямых сопоставлений с известными экспериментальными данными независимых исследователей.

ВНИМАНИЮ ПОДПИСЧИКОВ ЖУРНАЛА "ВЕСТНИК МАШИНОСТРОЕНИЯ"

Подписка на журнал принимается по каталогам:

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

УДК 629.7:658.58.004

В. В. КАШКОВСКИЙ, И. И. ТИХИЙ, кандидаты технических наук
(Иркутское высшее военное авиационное инженерное училище)

Исследование потока отказов восстанавливаемых объектов

Предлагается новая методика оценки параметра потока отказов восстанавливаемых объектов. Приводятся результаты экспериментальных исследований по ее применению.

A new estimation technique of a failure flow parameter of recoverable objects is proposed. Results of experimental investigations with use of that technique are presented.

Для эффективного управления состоянием технических объектов необходимо знать характеристики потока их отказов в процессе эксплуатации. В настоящее время отсутствуют аналитические методы, позволяющие с необходимой для инженерных расчетов точностью исследовать потоки отказов восстанавливаемых объектов. Для практического решения этой задачи предлагается метод статистического моделирования потока отказов, основанный на разработанной модели изменения надежности восстанавливаемого объекта в процессе эксплуатации. Данная модель адекватно описывает одну из распространенных стратегий эксплуатации и сформирована с учетом следующих исходных данных:

1. Предполагается массовая эксплуатация технических объектов, образующих парк однотипных восстанавливаемых объектов.

2. Конструктивно каждый восстанавливаемый объект является системой, состоящей из множества невосстанавливаемых элементов. Элементы конструкции восстанавливаемого объекта делятся на базовые и комплектующие изделия. Отказ базового элемента означает переход в предельное состояние. Отказ комплектующих элементов устраняется их заменой в условиях эксплуатирующей организации.

3. Плотность распределения наработки комплектующих элементов до первого отказа подчинена классическому (типовому) закону распределения наработки до отказа [1] и ее можно построить по результатам испытаний.

4. Срок эксплуатации восстанавливаемого объекта ограничен предельным состоянием, которое наступает при выработке им назначенного ресурса $T_р$. Объект, выработавший назначенный ресурс, снимается с эксплуатации и заменяется новым однотипным объектом с нулевой наработкой t. Предполагается, что до наступления предельного состояния вероятность отказа базовых элементов конструкции мала и поэтому ею можно пренебречь.

5. Отказы комплектующих элементов одного восстанавливаемого объекта на протяжении всего назначенного ресурса являются редкими событиями, не образующими стационарного потока событий.

6. Если техническая документация на объект допускает проведение планово-предупредительных мероприятий по восстановлению надежности (например, выполнение регламентных работ), то они осуществляются с периодичностью межрегламентного ресурса $T_{р.р}$. Число регламентных работ на одном объекте конечно и равно отношению назначенного ресурса к межрегламентному.

Главным отличительным свойством восстанавливаемых объектов является то, что каждый ремонт изменяет плотность распределения наработки до следующего отказа. Чем больше наработка объекта, при которой произошел отказ комплектующего элемента, тем меньше она будет до следующего отказа. Поэтому для практической реализации метода статистического моделирования потока отказов была предложена следующая модель изменения надежности восстанавливаемого объекта в процессе эксплуатации. Предположим, что в момент времени t_1 произошел отказ одного из комплектующих элементов восстанавливаемого объекта. Исходя из предположения, что отказ одного восстанавливаемого объекта является редким событием, вероятностью повторного отказа вновь установленного комплектующего элемента можно пренебречь. В этом случае плотность распределения наработки до отказа после первого ремонта восстанавливаемого объекта в соответствии с теоремой 1 (см. приложение 1 в конце статьи) можно описать усеченным слева по границе t_1 распределением

$$f_{t_1}(t) = \frac{1}{p(t_1)} f(t),\ t_1 \leqslant t \leqslant \infty,$$

где $p(t_1) = 1 - \int_0^{t_1} f(t)\mathrm{d}t$ — вероятность безотказной работы восстанавливаемого объекта в интервале от 0 до t_1; $f(t)$ — плотность распределения наработки до первого отказа, полученная при испытаниях восстанавливаемого изделия.

Классическую плотность распределения наработки до отказа принято делить на три этапа [1]. На рис. 1 это будут соответственно этап приработки от 0 до ≈ 75 ч, этап нормальной эксплуатации от ≈ 75 до ≈ 175 ч и этап старения от ≈ 175 ч до ∞.

Используя данную модель изменения надежности, исследовали потоки отказов восстанавливаемых объектов для трех моделей процесса эксплуатации:

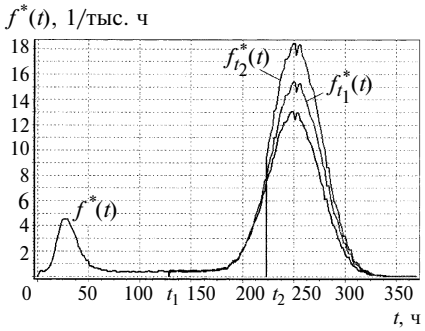


Рис. 1. Статистические плотности распределения наработки до первого отказа $f^*(t)$, до отказов после первого $f^*_{t_1}(t)$ и второго $f^*_{t_2}(t)$ ремонтов:
$p(t_1) = 0{,}8$ и $p(t_2) = 0{,}6$

модель 1 — эксплуатация до предельного состояния без выполнения регламентных работ при условии мгновенной замены объектов, выработавших свой ресурс, и ремонт отказавших объектов;

модель 2 — эксплуатация с выполнением регламентных работ, предполагающая их мгновенное выполнение, замену объектов, выработавших свой ресурс, и ремонт отказавших объектов;

модель 3 — эксплуатация до предельного состояния без выполнения регламентных работ при условии конечного времени замены объектов, выработавших свой ресурс, и ремонт отказавших объектов.

Так как ГОСТ 27.022—89 [2] дает только вероятностное определение параметра потока отказов для случая эксплуатации одного восстанавливаемого объекта, было принято следующее выражение для статистической оценки параметра потока отказов при эксплуатации парка однотипных восстанавливаемых объектов: $\omega^*(\Delta t_{эi}) = r(\Delta t_{эi})/t_\Sigma(\Delta t_{эi})$, где $r(\Delta t_{эi})$ — суммарное число отказов парка, состоящего из N однотипных объектов, в интервале календарного времени эксплуатации $\Delta t_{эi}$; $t_\Sigma(\Delta t_{эi})$ — суммарная наработка всех N объектов в интервале времени $\Delta t_{эi}$.

Усредненный параметр потока отказов [2] определяется выражением $\bar{\omega}^* = r/N(t_к - t_н)$, где r — общее число отказов в интервале времени эксплуатации от $t_н = 0$ до $t_к = 5000$ ч; N — число восстанавливаемых объектов, участвующих в эксперименте.

По модели 1, реализованной с помощью программного комплекса [3], было выполнено статистическое моделирование процесса эксплуатации до предельного состояния $N = 5000$ восстанавливаемых объектов с классической плотностью распределения наработки до первого отказа (см. рис. 1) и средней наработкой до первого отказа $\tilde{T}_1 = 214{,}2$ ч при условии, что все восстанавливаемые объекты поставлены на эксплуатацию одновременно, с нулевой наработкой и работают непрерывно.

Моделировали потоки отказов при значениях назначенного ресурса $T_р = 500$, 200, 150 и 100 ч. Во всех случаях время эксперимента составило 5000 ч. С учетом величины $\tilde{T}_1$ и формы кривой классической плотности распределения наработки до первого отказа эксперимент с назначением ресурса $T_р = 500$ ч соответствует случаю продления назначенного ресурса восстанавливаемого объекта. Результаты моделирования потока отказов для разных назначенных ресурсов приведены ниже:

Назначенный ресурс $T_р$, ч	500	200	150	100
Усредненный параметр потока отказов $\bar{\omega}^*$, 1/тыс. ч	25,6	1,10	1,17	1,51

На рис. 2 показана кривая параметра потока отказов восстанавливаемых объектов, эксплуатировавшихся до предельного состояния при назначенном ресурсе $T_р = 500$ ч. Первый повторяющийся экстремум параметра потока отказов $\bar{\omega}^* \approx 3$ 1/тыс. ч соответствует этапу приработки; второй экстремум $\bar{\omega}^* \approx 70$ 1/тыс. ч — массовым отказам комплектующих изделий на этапе старения; равномерный участок с $\bar{\omega}^* \approx 45$ 1/тыс. ч соответствует эксплуатации восстанавливаемых объектов в условиях продленного ресурса. При достижении наработки 500 ч осуществляется замена восстанавливаемых объектов, выработавших свой ресурс, и цикл изменения параметра потока отказов повторяется.

На рис. 3 показана кривая параметра потока отказов восстанавливаемых объектов, эксплуатировавшихся до предельного состояния при назначенном ресурсе $T_р = 200$ ч. Повторяющийся экстремум параметра потока отказов $\bar{\omega}^* \approx 3$ 1/тыс. ч соответствует этапу приработки восстанавливаемых объектов. Цикл изменения параметра повторяется при достижении наработки 200 ч и замене восстанавливаемых объектов, выработавших свой ресурс.

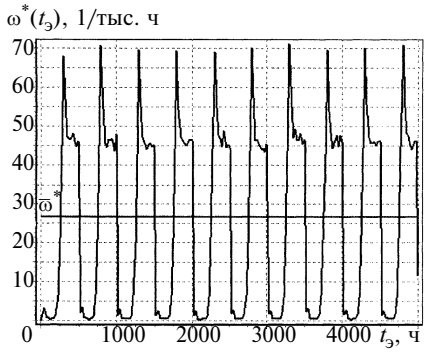


Рис. 2. Параметр потока отказов $\omega^*(t_э)$ для случая классической плотности распределения наработки до первого отказа $T_р = 500$ ч:
$\bar{\omega}^* = 26{,}61$ 1/тыс. ч

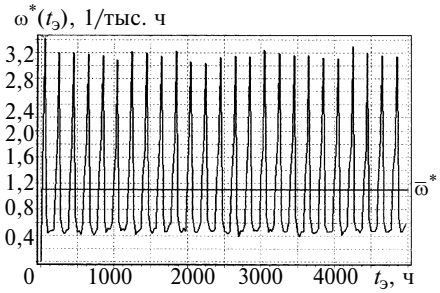


Рис. 3. Параметр потока отказов $\omega^*(t_э)$ для случая классической плотности распределения наработки до первого отказа при $T_р = 200$ ч:
$\bar{\omega}^* = 1{,}1$ 1/тыс. ч

Выполнение регламентных работ на восстанавливаемых объектах необходимо для уменьшения параметра потока отказов. Особенностью регламентных работ как планово-предупредительных мероприятий по восстановлению надежности является то, что после их выполнения надежность восстанавливаемого объекта хотя и повышается, но в целом может оказаться ниже надежности нового объекта. Такое снижение надежности отразит, прежде всего, показатели плотности распределения наработки до первого отказа после восстановления. Поэтому для оценки показателей плотностей распределения наработки до первого отказа на испытаниях необходимо собрать отдельно статистику по отказам после первых, вторых и дальнейших регламентных работ. Подобную статистику можно получить только по результатам длительной эксплуатации парка однотипных объектов, вследствие чего ее не все-

Параметр распределения	Величина параметра для нового изделия и после проведения регламентных работ									
	Новое изделие	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$\tilde{T}_1$	215,9	205,9	200,9	190,9	180,9	170,9	160,9	150,9	140,9	130,9
$\tilde{\sigma}_1$	78,4	75,1	71,5	67,9	64,3	60,7	57,1	53,5	49,9	46,3

гда можно собрать в полном объеме. Проведенные исследования показали, что в условиях недостаточной статистики по отказам наиболее адекватно плотность распределения наработки до отказа описывается гамма-распределением

$$f(t) = \frac{k^{\mu+1}}{\Gamma(\mu+1)} t^{\mu} e^{-kt},$$

где $\mu = \frac{\tilde{T}_1^2}{\tilde{\sigma}_1^2} - 1$ и $k = \frac{\tilde{T}_1}{\tilde{\sigma}_1^2}$ — параметры гамма-распределения; $\tilde{T}_1 = \frac{1}{N_0}\sum_{j=1}^{N_0} t_{1j}$ — статистическая средняя наработка до отказа, определяемая по результатам испытаний восстанавливаемого объекта на надежность; t_{1j} — наработка до отказа j-го объекта из числа N_0 объектов, поставленных на испытания; $\tilde{\sigma}_1 = \sqrt{\frac{1}{N_0 - 1}\sum_{j=1}^{N_0}(t_{1j} - \tilde{T}_1)^2}$ — статистическое среднеквадратическое отклонение распределения наработки до отказа, определяемое по результатам испытаний на надежность; $\Gamma(\mu + 1) = \int_0^{\infty} e^{-t} t^{\mu} \mathrm{d}t$ — гамма-функция.

По модели 2, реализованной с помощью программного комплекса [3], было выполнено моделирование $N = 5000$ восстанавливаемых объектов, эксплуатировавшихся до предельного состояния с выполнением регламентных работ при назначенном ресурсе объекта $T_р = 2000$ ч и межрегламентном ресурсе $T_{р.р} = 200$ ч. Показатели плотности распределения наработки до первого отказа после регламентных работ приведены в таблице. Продолжительность эксперимента составила 5000 ч при условии, что все восстанавливаемые объекты работают непрерывно.

Результаты моделирования потока отказов показаны на рис. 4. Как видно из рисунка, снижение показателей надежности после выполнения регламентных работ приводит к росту пиковых значений параметра потока отказов.

В практике эксплуатации одинаковая наработка всех объектов из парка однотипных восстанавливаемых объектов не обеспечивается даже при условии одновременного начала их эксплуатации. Поэтому целесообразно рассмотреть влияние эксплуатационных факторов на характер изменения кривой потока отказов. Для этого с помощью программного комплекса [4] было выполнено моделирование процесса эксплуатации восстанавливаемых объектов, эксплуатировавшихся до предельного состояния в условиях авиационной части (модель 3).

В качестве модели предлагается авиационная часть, состоящая из 40 самолетов, распределенных по трем авиационным эскадрильям. Самолеты эксплуатировались в течение 5 лет по три летных дня за шестидневную рабочую неделю. Средний налет самолета в течение летного дня составлял 1,5 ч (примерно 230 ч в год). Регламент технической эксплуатации самолетов предусматривает выполнение регламентных работ с периодичностью налета 100 и 200 ч. Простой самолета в течение 100 ч. регламентных работ составляет три рабочих дня, в течение 200 ч — восемь рабочих дней. Регламентные работы на самолете выполняет технико-эксплуатационная часть (ТЭЧ). Самолет, выработавший межрегламентный ресурс, считается неисправным, снимается с полетов и направляется на регламентные работы, которые возможны только при наличии свободных мест на стоянке ТЭЧ.

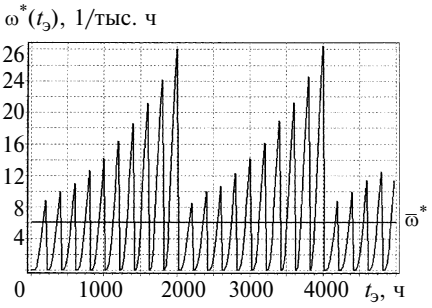


Рис. 4. Параметр потока отказов $\omega^*(t_э)$ при назначенном ресурсе $T_р = 2000$ ч и межрегламентном ресурсе $T_{р.р} = 200$ ч: $\bar{\omega}^* = 6{,}1$ 1/тыс. ч

Межремонтный ресурс самолета составляет 1000 ч. Самолеты, выработавшие межремонтный ресурс, направляются для среднего ремонта на авиаремонтный завод (АвРЗ). Продолжительность среднего ремонта самолета на АвРЗ составляет 0,5 г. При испытаниях на каждый самолет устанавливали по два изделия исследуемого типа с назначенным ресурсом $T_р = 200$ ч. Замену объектов, выработавших назначенный ресурс, осуществляет ТЭЧ при выполнении 200 ч регламентных работ. Объект имеет классическую плотность распределения наработки до первого отказа. Ремонт отказавших объектов выполняется группами обслуживания непосредственно в авиационных эскадрильях. Среднее время ремонта отказавших объектов $\tilde{T}_в = 2$ ч, $\tilde{\sigma}_в = 0{,}5$ ч, плотность распределения времени ремонта подчинена закону гамма-распределения. Неисправные самолеты, находящиеся на ремонте или в очереди на ремонт, снимаются с полетов.

На рис. 5, *а* показан параметр потока отказов для случая, когда в составе инженерно-авиационной службы (ИАС) имелись 10 групп обслуживания, а производственная мощность ТЭЧ позволяла выполнять регламентные работы на 10 самолетах одновременно. Организация ступенчатой выработки ресурса не осуществлялась. Под ступенчатой выработкой ресурса понимается такая система эксплуатации, при которой в любой произвольный момент времени самолеты не имеют одинакового остаточного ресурса. На рис. 5, *б* показан параметр потока отказов для типовой структуры ИАС: три группы обслуживают до трех самолетов в ТЭЧ одновременно, организована ступенчатая выработка ресурса.

При большой производственной мощности ИАС усредненный параметр потока отказов составил $\bar{\omega}^* = 1{,}1$ 1/тыс. ч, что с учетом статистических погрешностей моделирования совпадает с результатами

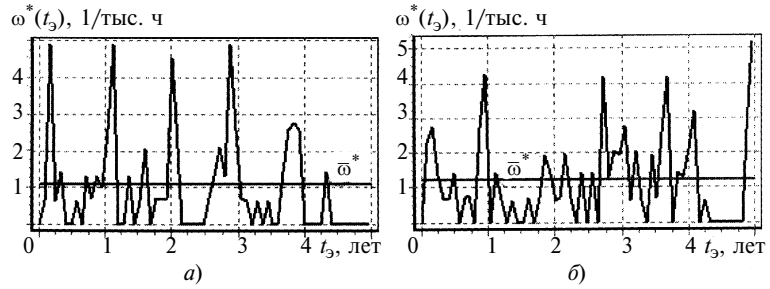


Рис. 5. Параметр потока отказов $\omega^*(t_э)$ при различной производственной мощности ИАС: а) $\bar{\omega}^* = 1{,}1$ 1/тыс. ч; б) $\bar{\omega}^* = 1{,}2$ 1/тыс. ч

аналогичного эксперимента (см. данные на стр. 75). Отсутствие отказов на пятом году эксплуатации и $\omega^*(t_э) = 0$ вызваны одновременным убытием всех самолетов на АвРЗ ввиду выработки ими межремонтного ресурса (см. рис. 5, *а*). При типовой структуре ИАС усредненный параметр потока отказов составил $\bar{\omega}^* = 1{,}2$ 1/тыс. ч, что с учетом статистических погрешностей моделирования также совпадает с результатами предыдущих экспериментов.

Анализ полученных результатов моделирования эксплуатации восстанавливаемых объектов до предельного состояния позволяет сделать следующие выводы:

усредненный параметр потока отказов $\bar{\omega}^*$ непосредственно зависит от назначенного ресурса, при этом меньшему значению ресурса соответствует меньшее значение этого параметра;

уменьшение назначенного ресурса ниже некоторой величины приводит к повышению усредненного параметра потока отказов $\bar{\omega}^*$ ввиду повышения доли отказов на этапе приработки, поскольку отсутствуют этапы нормальной эксплуатации и старения;

продление назначенного ресурса восстанавливаемых объектов приводит к существенному увеличению усредненного параметра потока отказов;

принципиальной особенностью потока отказов восстанавливаемых объектов является то, что для моделей 1 и 2 они не образуют установившихся потоков отказов (см. рис. 2, 3 и 4);

как следует из результатов экспериментов с моделью 3, производственная мощность эксплуатирующих организаций не влияет на величину $\bar{\omega}^*$, в то же время влияние эксплуатационных факторов существенно искажает форму кривой параметра потока отказов.

В целом результаты применения метода статистического моделирования для исследования потока отказов хорошо согласуются со статистическими результатами реальной эксплуатации, поэтому данный метод можно рекомендовать для решения практических задач ИАС по назначению межремонтного и межрегламентного ресурсов.

Приложение 1

Теорема 1. Если плотность распределения $f_у(t)$ случайной величины t получена путем усечения слева по границе $t_{гр}$ исходной плотности $f(t)$, то она соотносится с исходной плотностью распределения как

$$\begin{cases} f_у(t_{гр}, t) = \dfrac{1}{p(t_{гр})} f(t) \text{ при } t \geqslant t_{гр}; \\ f_у(t_{гр}, t) = 0 \text{ при } t < t_{гр}, \end{cases} \quad (1)$$

где $p(t_{гр}) = 1 - \int\limits_{-\infty}^{t_{гр}} f(t)\mathrm{d}t$ — вероятность того, что при исходной плотности распределения $f(t)$ случайная величина t попадет в интервал от $-\infty$ до $t_{гр}$.

Доказательство теоремы 1. При доказательстве уравнений (1) будем исходить из свойств плотности распределения, в соответствии с которыми при уменьшении интервала плотности распределения от $-\infty \leqslant t \leqslant +\infty$ до $t_{гр} \leqslant t \leqslant +\infty$ должно выполняться свойство:

$$\int\limits_{-\infty}^{+\infty} f_у(t_{гр}, t)\mathrm{d}t = \int\limits_{-\infty}^{t_{гр}} f_у(t_{гр}, t)\mathrm{d}t + \int\limits_{t_{гр}}^{+\infty} f_у(t_{гр}, t)\mathrm{d}t = \int\limits_{t_{гр}}^{+\infty} f_у(t_{гр}, t)\mathrm{d}t = 1. \quad (2)$$

В то же время

$$\int\limits_{-\infty}^{+\infty} f(t)\mathrm{d}t = 1 > \int\limits_{t_{гр}}^{+\infty} f(t)\mathrm{d}t.$$

Поэтому площадь, охватываемая кривой усеченного распределения $f_у(t_{гр}, t)$, $t_{гр} \leqslant t \leqslant \infty$, должна быть пропорционально увеличена по сравнению с исходной плотностью $f(t)$.

Площадь исходной плотности распределения $f(t)$ на интервале от $t_{гр}$ до ∞

$$S(t_{гр}, \infty) = \int\limits_{t_{гр}}^{\infty} f(t)\mathrm{d}t.$$

Следовательно, свойство (2) будет выполняться при условии

$$\int\limits_{t_{гр}}^{+\infty} f_у(t_{гр}, t)\mathrm{d}t = \frac{1}{S(t_{гр}, \infty)} \int\limits_{t_{гр}}^{+\infty} f(t)\mathrm{d}t.$$

Исходя из этого искомая плотность распределения

$$f_у(t_{гр}, t) = \frac{1}{S(t_{гр}, \infty)} f(t), \quad t_{гр} \leqslant t \leqslant \infty. \quad (3)$$

В свою очередь, можно выразить:

$$S(t_{гр}, \infty) = \int\limits_{t_{гр}}^{\infty} f(t)\mathrm{d}t = 1 - \int\limits_{-\infty}^{t_{гр}} f(t)\mathrm{d}t = p(t_{гр}). \quad (4)$$

Подстановка равенства (4) в уравнение (3) дает выражение (1). Теорема 1 доказана.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Инженерно-авиационная** служба и эксплуатация авиационного оборудования / А. Е. Акиндеев, В. Д. Константинов, С. В. Крауз и др. Под. ред. Е. А. Румянцева. М.: ВВИА им. Н. Е. Жуковского, 1970. 513 с.

2. **ГОСТ 27.002—89.** Надежность в технике. Основные понятия. Термины и определения. М.: ГОСУДАРСТВЕННЫЙ КОМИТЕТ СССР ПО УПРАВЛЕНИЮ КАЧЕСТВОМ ПРОДУКЦИИ И СТАНДАРТАМ, 1990. 42 с.

3. **Кашковский В. В.** Учебно-исследовательский программный комплекс для проведения практического занятия по дисциплине "Испытания и эксплуатация авиационной и ракетно-космической техники" на тему "Исследования систем технической эксплуатации". [Электронный ресурс]. Иркутск: ИВВАИУ (ВИ), 2007.

4. **Кашковский В. В.** Учебно-исследовательский программный комплекс для проведения практического занятия по дисциплине "Испытания и эксплуатация авиационной и ракетно-космической техники" на тему "Анализ и оценка изделий АТ как объектов эксплуатации". [Электронный ресурс]. Иркутск: ИВВАИУ (ВИ), 2007.

УДК 678.025.4

И. В. ХОЛМОГОРОВ (ИрГУПС, г. Иркутск)

Фильтрационный эффект в технических системах

Рассмотрен процесс прилипания частиц ламинарного потока неподвижному пристенному слою жидкости с позиции теории перколяции — фильтрационный эффект.

An adherence process of laminar flow's particles to a motionless wall liquid layer has been considered from the position of the percolation theory — filtration effect.

Введение. Возможность точного регулирования расхода жидкости является одним из важнейших условий надежной работы разнообразных пористых элементов технических средств. Однако экспериментальные исследования течения жидкости через пористые материалы показали, что наблюдается нежелательное явление постепенного уменьшения расхода жидкости. Это явление известно в гидравлике под названием фильтрационного эффекта [1].

В работе [2] показано, что при определенных условиях в песчаных фильтрах возможно возникновение фильтрационного эффекта. Из-за неплотного прилегания песка в фильтрах образуется множество сообщающихся капиллярных каналов лабиринтного типа. Течение жидкости по лабиринтному каналу пористого материала представляет собой процесс нового типа. В 1957 г. Бродбент и Хаммерсли назвали движение жидкости по лабиринтному каналу фильтра перколяцией [3].

Рассмотрение движения жидкости в песчаных фильтрах с позиции теории перколяции технически актуально для разработки эффективных способов фильтрования. Цель работы — показать, что возникновение фильтрационного эффекта обусловлено не только процессом прилипания частиц потока к пристенному слою, но и геометрией связанных элементов вблизи порога протекания.

Теория перколяции в процессе фильтрования жидкости. Фильтрационный эффект в пористых материалах авторы работ [1, 4] называют облитерацией по аналогии с уменьшением расхода жидкости с течением времени в случае облитерации капилляра. Однако такой подход может быть использован только для качественной оценки явления вследствие того, что реальная структура, например, зернистого фильтра [5], существенно отличается от используемой капиллярной модели.

В самом деле, в зернистом фильтре есть множество пор, соединяющихся друг с другом в виде лабиринта. Оказалось, что если поры достаточно широки и связаны друг с другом в виде лабиринтного канала, то жидкость протекает сквозь толщу фильтра. В противоположном случае некоторые поры фильтра не образуют сквозного протекающего канала. Однако при повышении давления жидкости до критической величины непроходные капилляры образуют систему, пронизывающую все тело фильтра. Иными словами, при достижении критического давления жидкость просачивается через непротекающие каналы.

Явления, описываемые теорией перколяции, относятся к так называемым критическим явлениям. Они характеризуются критической точкой, в которой некоторые свойства системы изменяются. Так, в соответствии с работой [2], вблизи критического числа Рейнольдса, равного 2π, на поверхности неподвижного пристенного слоя появляются зародыши (кластеры), возникающие в результате прилипания молекул ламинарного потока жидкости к молекулам неподвижного пристенного слоя. Ламинарное течение жидкости вблизи поверхности твердого тела как бы распадается на части с разной сдвиговой прочностью, причем количество "ростовых" единиц (прилипших молекул) неограниченно растет при приближении к критическому числу Рейнольдса [6]. Из-за теплового движения их конфигурация со временем хаотически изменяется.

При этом адгезионные свойства неподвижного пристенного слоя должны быть связаны с геометрией его "жидкой поверхности". Используя модель, приведенную в работе [7], прилипание микрочастиц ламинарного потока к неподвижному пристенному слою можно представить следующим образом. Молекулярно-шероховатая поверхность неподвижного пристенного слоя все время флуктуирует, и присоединение молекул потока там возможно в каждой точке в любой момент. После "сглаживающего" воздействия касательной составляющей силы динамического давления потока жидкости на "жидкую поверхность" неподвижного пристенного слоя молекулы упорядоченно ориентируются по направлению течения и закрепляются в этом положении силами адгезии твердого тела; и для молекулярно-гладкой "поверхности" неподвижного пристенного слоя возможно только слоистое увеличение его толщины.

Разные задачи теории перколяции объединяются тем, что геометрия связанных элементов вблизи порога протекания у них одинакова [3]. Так, например, в работе [2] показано, что параметр, равный $1/2\pi$, связан с действием контактных сил. Такого рода связь между

физикой и геометрией можно проследить в рамках теории перколяции. Исходя из универсальности физических свойств, проявляющихся в окрестности критических точек [3], можно предположить, что при подходе к критическому значению числа Рейнольдса Re = 2π кластеры (зародыши) на "поверхности" неподвижного пристенного слоя увеличивают свои размеры и сливаются в бесконечный кластер, образуя при этом слой толщиной порядка размера молекулы. Этот процесс повторяется до тех пор, пока сдвигающее усилие потока не превысит когезионное взаимодействие молекул потока жидкости и неподвижного пристенного слоя.

Следовательно, геометрические свойства больших кластеров в окрестности критического числа Рейнольдса Re = 2π способствуют возникновению явления утолщения неподвижного пристенного слоя на твердой поверхности лабиринтного канала фильтра. При этом отметим, что прилипание частиц потока к неподвижному пристенному слою жидкости при облитерации капиллярных трубок, а также при фильтрационном эффекте определяется близостью твердых границ и обусловлено не только адгезией поверхности твердого тела, но и геометрическими свойствами больших кластеров на "жидкой поверхности" неподвижного пристенного слоя — согласно теории перколяции. Поэтому противоречивость объяснений механизма возникновения фильтрационного эффекта была предопределена микроскопическим процессом прилипания жидких частиц потока к неподвижному пристенному слою и отсутствием методики определения такого процесса.

Вывод

Фильтрационный эффект обусловлен не только свойством пристенного слоя жидкости увеличивать свою толщину в зоне действия силы адгезии твердого тела, но и геометрическими свойствами больших кластеров на "жидкой поверхности" неподвижного пристенного слоя — согласно теории перколяции.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Поляев М. В.** Гидродинамика и теплообмен в пористых элементах конструкций летательных аппаратов. М.: Машиностроение, 1988. С. 25.
2. **Ванчиков В. Ц.** Управление слоем трения в технологических процессах. Иркутск: ИрГУПС, 2006. 174 с.
3. **Эфрос А. Л.** Физика и геометрия беспорядка. М.: Наука, 1982. 176 с.
4. **Белов С. В.** Пористые металлы в машиностроении. М.: Машиностроение, 1976. 184 с.
5. **Береза А. Н., Коробов Ю. М.** Водоснабжение на железнодорожном транспорте. М.: Транспорт, 1991. С. 221.
6. **Моделирование** роста и легирования полупроводниковых пленок методом Монте-Карло / Л. Н. Александров, Р. В. Бочкова, А. Н. Коган и др. Новосибирск: Наука, 1991. 168 с.
7. **Чернов А. А.** Статистическая кинетика кристаллизации // Вестник АН СССР. 1968. № 11. С. 60—67.

УДК 629.113-59

Ю. А. ГОЛУБЕВ, канд. техн. наук
(Камская государственная инженерно-экономическая академия,
г. Набережные Челны)

Самоблокирующаяся реверсивная храповая муфта и ее расчет

Рассматривается конструкция оригинальной самоблокирующейся реверсивной храповой муфты, обеспечивающей возможность передавать вращательное движение только в одном направлении и при этом автоматически самоблокироваться, а также принцип ее действия. Приводится формула для расчета крутящего момента самоблокировки.

An original design and operation principle of self-locking reversible ratchet clutch are considered. The clutch allows transfer a rotary motion in one direction only and at that provides automatic self-locking. An expression for calculating of self-locking torsion torque is presented.

Известны разные конструкции храповых и других муфт. Общим недостатком их является отсутствие возможности передавать вращательное движение только в одном направлении и при этом автоматически самоблокироваться. Поэтому при необходимости такого управления вращательным движением в механизмах устанавливают две муфты, одна из которых обеспечивает передачу момента только в одном направлении, а другая — автоматическую блокировку. Примерами таких механизмов могут служить используемые в автомобилестроении регуляторы зазора тормозных механизмов с пневмоприводом [1, 2]. Использование в таких механизмах двух муфт вместо одной усложняет конструкцию.

В статье рассматривается простая по конструкции муфта, обеспечивающая возможность передавать вращательное движение только в одном направлении и при этом автоматически самоблокироваться.

На рис. 1 изображена самоблокирующаяся реверсивная храповая муфта. Она содержит ведущую полумуфту *3*, установленную на валу *1* с возможностью вращения и относительного осевого перемещения, которая под воздействием пружины *4* входит в зацепление с жестко установленной на валу ведомой полу-

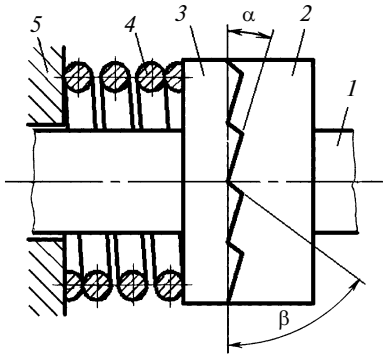


Рис. 1

муфтой *2*. Пружина упирается в неподвижный относительно вала элемент *5*, например корпус или крышку механизма. Угол наклона правых сторон зубьев ведущей полумуфты *3* соответствует углу α, а угол наклона левых сторон зубьев соответствует углу β.

Принцип действия муфты заключается в следующем. При передаче вращательного движения от ведущей полумуфты *3* к ведомой полумуфте *2* в направлении по часовой стрелке в зацепление входят правые стороны зубьев, выполненные с углом α. При зацеплении зубьев с углом α усилие пружины оказывается недостаточным для передачи вращательного движения, пружина сжимается, зубья ведущей полумуфты *3* проскальзывают относительно зубьев ведомой полумуфты *2* и, как следствие, полумуфта *2* не вращается. При передаче вращательного движения от ведущей полумуфты *3* к ведомой полумуфте *2* в направлении против часовой стрелки в зацепление входят левые стороны зубьев, выполненные с углом наклона β. В этом случае усилия пружины хватает для передачи вращательного движения, происходит вращение ведомой полумуфты *2*. При достижении определенного значения крутящего момента на ведомой полумуфте *2*, при котором муфта должна блокироваться, усилие пружины становится недостаточным для передачи крутящего момента и она сжимается, зубья ведущей полумуфты *3* проскальзывают относительно зубьев ведомой полумуфты *2* и таким образом происходит самоблокировка.

Передача вращательного движения может осуществляться также и в обратном направлении, при этом работоспособность муфты обеспечивается соответствующим выбором ее параметров: силовой характеристики пружины, углов наклона сторон зубьев, радиуса расположения зубьев и коэффициента трения зубьев.

Расчет муфты сводится к определению крутящего момента, при котором происходит ее самоблокировка. Зацепление полумуфт происходит по обеим сторонам всех зубьев. Ввиду того, что все зубья имеют одинаковую геометрию при решении задачи, целесообразно распределенные по сторонам всех зубьев силы привести к одной паре зубьев (рис. 2): *1* и *2* — зубья соответственно ведомой и ведущей полумуфт.

Со стороны ведомой полумуфты на ведущую действует сила $F_{пр}$, реакции пружины, которая может быть разложена на составляющие $F_{пр}\sin\beta$ и $F_{пр}\cos\beta$, действующие вдоль и поперек сторон зубьев, а также сила трения $F_{тр}$. Крутящий момент от ведущей полумуфты к ведомой передается посредством действия силы F, которая также может быть разложена на составляющие $F\cos\beta$ и $F\sin\beta$, действующие вдоль и перпендикулярно сторонам зубьев.

При блокировке зубьев муфты происходит проскальзывание зубьев полумуфт относительно друг друга, а также периодическое сжатие пружины.

Из закона сохранения механической энергии работа силы F равна работе сил $F_{пр}$ и $F_{тр}$, тогда

$$F\mathrm{d}x = F_{пр}\mathrm{d}y + \frac{F_{тр}\mathrm{d}x}{\cos\beta}, \qquad (1)$$

где $\mathrm{d}y = \mathrm{d}x\,\mathrm{tg}\beta$; $F_{тр} = (F_{пр}\cos\beta + F\sin\beta)f_{зуб}$, $f_{зуб}$ — коэффициент трения между сторонами зубьев. Из формулы (1) получим $F = \dfrac{F_{пр}(\mathrm{tg}\beta + f_{зуб})}{1 - \mathrm{tg}\beta f_{зуб}}$.

Крутящий момент, при котором произойдет самоблокировка муфты, можно определить по формуле

$$M = \frac{r_{зуб}F_{пр}(\mathrm{tg}\beta + f_{зуб})}{1 - \mathrm{tg}\beta f_{зуб}},$$

где $r_{зуб}$ — радиус расположения зубьев.

Для конструктивного исполнения муфты, в которой между пружиной и ведущей полумуфтой происходит трение, крутящий момент на ведущей полумуфте, при самоблокировке

$$M_{вед} = \frac{r_{зуб}F_{пр}(\mathrm{tg}\beta + f_{зуб})}{1 - \mathrm{tg}\beta f_{зуб}} + F_{пр}r_{пр}f_{пр},$$

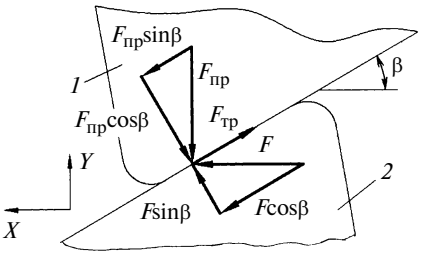


Рис. 2

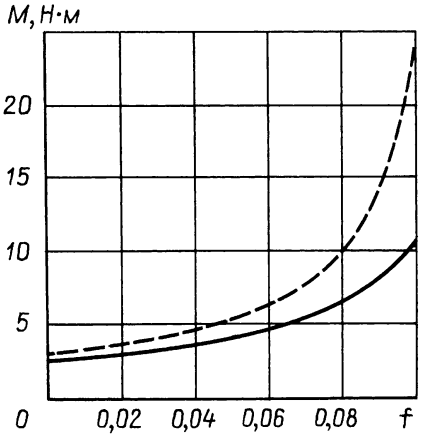


Рис. 3

где $r_{пр}$ — радиус расположения витков пружины; $f_{пр}$ — коэффициент трения между пружиной и ведущей полумуфтой.

На рис. 3 представлены результаты расчета крутящего момента, при котором произойдет самоблокировка муфты для значений параметров: $F_{пр} = 25$ Н, $r_{зуб} = 0{,}0135$ м, $\beta = 82{,}5°$ (сплошная линия) и $F_{пр} = 25$ Н, $r_{зуб} = 0{,}0135$ м, $\beta = 83{,}5°$ (штриховая линия) в зависимости от коэффициента $f_{зуб}$ трения между зубьями полумуфт. Принятая в расчет разность в 1° между углами β, сопоставимая с возможной неточностью изготовления (допуском), позволяет оценить нестабильность крутящего момента самоблокировки, которая может быть уменьшена посредством увеличения силы прижатия пружины и уменьшения угла β.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Дисковые** тормозные механизмы с пневмоприводом SB6.../SB7...: руководство по ремонту. KNORR-BREMSE. 34 с.

2. **Haldex** Disc Brake DB19 DB22: Service Haldex. 88 с.

Г. В. МОСКВИТИН, А. И. САВКИН, Н. Н. КРАСНОЩЕКОВ, Е. Н. ДОБРОВОЛЬСКАЯ

Космическое машиностроение

Историческое начало полетов в Космос радикально расширило диапазон практически всех естественных и гуманитарных наук, востребованных новыми и принципиально новыми проблемами, требующими научного исследования и практического применения в машиностроении и других отраслях, связанных с космонавтикой. Так появились названные космическими новые разделы и направления классических фундаментальных наук — физики, химии, механики, биологии, медицины и др. и обогащенная ими наука о машинах, предназначенных для Космоса — космическое машиноведение, решающая научные проблемы космического машиностроения.

Космическое машиностроение весьма разнообразно. Оно включает в себя работы машиностроительного профиля, выполняемые на Земле (создание стартовых пусковых установок, ракет, космических кораблей и т. д.), в Космосе (во время полетов на кораблях, научных станциях и т. п.), а также на поверхности Луны, Венеры и других планет.

На Земле выполняется не только основной объем космического машиностроения, но и прием и обработка ценнейшей информации, получаемой из Космоса. Особенностью космического машиностроения на Земле является сложность имитации условий Космоса при проведении экспериментальных работ, связанных с созданием машин, механизмов и конструкций, предназначенных для их использования в Космосе.

Начало технологическим, монтажным и демонтажным работам в открытом Космосе положили: первый в истории выход космонавта А. А. Леонова в открытый Космос (1965 г.) и испытание космонавтом С. Е. Савицкой также впервые в открытом Космосе (1984 г.) нового универсального ручного инструмента, предназначенного для выполнения в условиях открытого Космоса сложных технологических операций. В известной мере их героизм обеспечил успех строителям Международной космической станции (МКС) (фотографии к статье см. на 2-й и 3-й полосах обложки).

Проведение работ по созданию принципиально новых технологий и производству уникальных материалов для медицины, электроники, приборостроения и т. д. непосредственно внутри космических научных станций стало привычным делом. Примеры возможности монтажа в автоматическом режиме и вручную, а также ввода в эксплуатацию машин, механизмов и конструкций на поверхности планет показали наши машиностроители — создатели первого автоматического самоходного аппарата "Луноход-1", автоматического технического комплекса, взявшего пробы грунта на поверхности Луны и отправившего пробы на Землю и др., а также американские астронавты, выполнившие ряд монтажных, технологических и демонтажных работ непосредственно на Луне.

Создавая машины, механизмы и конструкции, детали и узлы которых рассчитаны на работу при высокой температуре и сверхвысоком давлении (баллистические ракеты, паровые и газовые турбины), в условиях весьма низких температур (районы вечной мерзлоты и т. п.), вакуума, повышенной радиации (АЭС) и др., машиностроение приобрело значительный практический опыт. Однако этот бесспорно полезный опыт явно не достаточен, поскольку при освоении Космоса могут возникать не просто специфические аномальные и экстремальные явления, но и экстремальные их сочетания (чрезмерная солнечная радиация, магнитные бури, космические ускорения и скорости, невесомость и т. п.), а также экстремальные изменения различных ситуаций и их сочетаний.

Необходимы новые и принципиально новые материалы и технологии, более совершенные методы расчета и проектирования, изготовления, экспериментальные исследования, диагностика качества и остаточного ресурса. Над этими актуальными проблемами современного машиностроения на протяжении последних лет плодотворно работают Институт машиноведения им. А. А. Благонравова РАН, другие институты Академии наук и организации отраслевого профиля.

Согласно определению академика К. В. Фролова, космическое машиностроение по существу относится к пятому поколению машиностроения, опирающемуся на достижения электроники и современной вычислительной техники. Образно это — безбумажная технология, компьютерное управление и соответствующий контроль производства [1].

Среди множества проблем, требующих постоянного совершенствования методов расчета, основной является безопасность. Ее роль соразмерно техническому прогрессу стремительно возрастает с ростом динамических нагрузок в связи с созданием все более высокоскоростных и высокопроизводительных машин, все более мощных ракет и космических кораблей.

Известные теоретические методы расчета обеспечивают необходимую точность только для определенной геометрической формы (балки, стержни, пластины, цилиндрические оболочки и т. п.) и изотропных материалов однородной структуры. При этом точность расчетов падает с ростом тепловых и упругих деформаций детали. Однако реальные конструкции представляют собой совокупность сложных нелинейных элементов и систем, подверженных сложным динамическим, тепловым, радиационным и другим внешним воздействиям.

К этому следует добавить, что многие детали могут иметь микротрещины технологического происхождения, растущие по мере накопления усталости материала. Поэтому необходима экспериментальная проверка с целью подтверждения результатов расчетов.

Показатели работоспособности элементов и конструкций определяются условием сохранения реальной работоспособности при заданных нагрузках в данной среде. При этом исходят из предположения, что нет изделия без микротрещин в элементах конструкции. Время развития этой микротрещины в макротрещину определяет рабочий ресурс конструкции, ее жизненный цикл.

Важно заметить, что около 80 % всех разрушений имеют усталостный характер. Формирование микротрещин обусловлено действием технологических условий обработки и переменных напряжений в материале элементов конструкции под нагрузкой. В различных условиях эксплуатации их развитие имеет свои особенности, но во всех случаях, как правило, оно происходит по некоторым нелинейным закономерностям. Сначала наблюдается медленный рост трещин, затем умеренный, ускоренный и, наконец, быстрый, часто приводящий к поломкам, а в ряде случаев — к авариям и катастрофам. Мониторинг остаточного ресурса деталей, узлов и конструкций становится важнейшим условием обеспечения безопасности [1].

Определение ресурса и обеспечение гарантированной надежности (безопасной эксплуатации) является чрезвычайно сложной научно-технической проблемой. Для ее решения необходимо учесть все многообразие деталей и элементов конструкции, их геометрию, концентрацию напряжений всех видов, динамических и термодинамических нагрузок, учесть разнообразные физические и механические свойства применяемых материалов и т. п. Для совершенствования расчетов приходится решать сложный комплекс научных проблем с использованием современного математического аппарата, вычислительной техники и нелинейной механики.

Проблемы надежности и безопасности машины и конструкции охватывают все стадии жизненного цикла объектов: проектирование, изготовление, испытания и эксплуатацию. Учитывая особую сложность этой проблемы, представим кратко принципы ее решения.

На стадии проектирования производится анализ прочности на основании нормативных и дополнительных расчетов и обосновывается исходный ресурс. Основными критериями и характеристиками таких расчетов являются: эксплуатационные нагрузки, температуры, число циклов, частоты, характеристики сопротивления материалов, деформации, дефекты. По комплексу расчетных и эксплуатационных исследований составляется заключение о прочности, долговечности, ресурсе, живучести и безопасности соответствующей технической системы.

На стадии изготовления решаются вопросы выбора, обоснования и развития технологий изготовления и контроля. Для изготовленных элементов, систем и объектов в целом устанавливаются исходные состояния: фактические механические свойства и их отклонения от технических требований, уровень реальной дефектности несущих узлов, геометрические формы и их отклонения. Все эти данные являются исходной информацией о характеристиках прочности, деформативности (относительное удлинение), а также о текущих деформациях, температуре, скорости роста трещин. На их основе проводится уточнение проектных параметров прочности, долговечности, ресурса, живучести и безопасности.

С использованием тех же критериев, что и для стадий проектирования и изготовления, проводится дополнительное уточнение допустимых предельных нагрузок и долговечности. На этой основе составляется заключение о ресурсе, методах последующего контроля и назначаются уточненные режимы эксплуатации.

На стадии ввода в эксплуатацию осуществляются предпусковые и пусковые испытания (холодная и горячая обкатка), физический пуск (с корректировкой всех систем поддержания эксплуатации) и ввод в эксплуатацию. При этом назначается и уточняется система штатной диагностики основных параметров: нагрузок, температур, циклов, частот, дефектов (с использованием преимущественно штатных систем ультразвуковой диагностики УЗД). Для объектов высокой потенциальной опасности разрабатываются, создаются и применяются методы и системы оперативной диагностики аварийных ситуаций — с использованием тепло- и термометрии, акустической эмиссии, термовидения, импульсной голографии. Полученные при этом данные могут давать исходную информацию для включения систем автоматической защиты и систем автоматической оперативной защиты.

В начальной стадии эксплуатации должна получаться важнейшая информация по подтверждению или корректировке проектных решений о прочности, долговечности, ресурсе, живучести и безопасности технической системы. По мере исчерпания уточненного проектного ресурса проводится оценка остаточного ресурса безопасной эксплуатации. Для согласования всей информации по всем стадиям жизненного цикла объекта должны использоваться унифицированные критерии и компьютерные программы. При этом данные о ресурсе могут выводиться на блочные щиты управления и бортовые счетчики ресурса. Применительно к стадии эксплуатации важным научно-техническим вопросом становится вопрос о безопасном выводе объектов из эксплуатации, особенно в случаях накопленных радиоактивных остаточных излучений, химических воздействий, рабочих и аварийных воздействий на объекты, персонал, окружающую среду.

Одна из основных задач снижения риска возникновения аварийных и катастрофических ситуаций при эксплуатации технических систем сводится к введению в практику многопараметрической диагностики состояния объектов. Из широко применяемых методов неразрушающего и разрушающего контроля наиболее перспективными оказываются те, которые позволяют измерить основные расчетные параметры (напряжения, температуры, дефекты), определяющие прочность и ресурс технических объектов.

В общем случае для обеспечения прочности, ресурса, надежности, живучести и безопасности технических систем можно воспользоваться определенными соотно-

шениями механики деформированного тела и механики разрушения, провести соответствующие расчеты и получить оценки технического состояния объекта. При этом базовыми расчетными параметрами являются именно параметры напряжений, температуры и дефектов, которые должны быть определены с использованием современных систем диагностики и мониторинга. Разумеется, и сейчас развиваются и совершенствуются аналитические и численные методы расчета, но главное — требуется постоянная экспериментальная проверка не только на образцах, но и в натурных условиях [1].

Таким образом, создание космической техники стимулирует развитие науки о машинах — машиноведения и новых направлений машиностроения, связанных с необходимостью разработки и реализации оригинальных подходов к расчету и проектированию новой техники, к созданию и обработке новых (сверхпрочных, износостойких, термостойких и т. п.) и принципиально новых (стойких в условиях радиации и других экстремальных условиях) материалов, а также материалов с памятью формы, композиционных, нано- и аморфных материалов.

Академик К. В. Фролов являлся лидером весьма перспективной области науки — вибрационной биомеханики систем, послужившей становлению и развитию исследований сложнейшей комплексной системы "человек — машина — среда" — нового направления машиноведения [2].

Первостепенное значение имеют результаты научных работ К. В. Фролова в области биомеханики и жизненно важных физиологических процессов в человеческом организме при воздействии на него вибрационных, акустических, световых и электромагнитных полей. Им созданы оригинальные методы диагностики и мониторинга опасных состояний каждого из компонентов и всей системы в целом. Разработана лазерная система управления авиакосмическими объектами на основе вестибулярных принципов.

Одним из важнейших научных направлений развития биомеханики систем является решение проблемы управления переформированием вибрационного поля с целью вибростимуляции биоэнергетики человека, повышения его работоспособности и "вибролечения". При непосредственном участии К. В. Фролова получены положительные результаты использования вибростимуляции в системе адаптации космонавтов к условиям полета в Космосе и после возвращения на Землю.

В заключение необходимо отметить, что многие достижения космического машиноведения, в том числе в области решения проблем прочности, безопасности, диагностики оставшегося ресурса, имеют большое значение и могут быть использованы в таких отраслях машиностроения, как энергетика, авиация, транспорт, автомобилестроение и др. Это тем более актуально, так как не может не вызывать тревогу высокая степень износа и накопленной усталости материалов многих основных изделий этих отраслей, находящихся в длительной эксплуатации, и особенно приобретаемых за рубежом изделий, бывших в употреблении.

Не может не настораживать поток подкрашенных и значительно изношенных автомобилей, хлынувших на нашу землю с неизвестным остаточным ресурсом и потому потенциально опасных в наших условиях эксплуатации. Очевидно в систему технической подготовки самолетов и автотранспорта в процессе текущей эксплуатации пора ввести комплексную диагностику состояния их остаточного ресурса, принимая во внимание, что коррозия снижает предел выносливости до 60 %.

Прорыв в Космос бесспорно стимулировал ускорение научно-технического прогресса и не только в нашей стране. Но породив иллюзию всемогущества человека, он поставил множество новых проблем. Главной из них является проблема обеспечения жизни на Земле в нормальных естественных условиях. Для решения этой глобальной проблемы необходимо объединить все усилия науки, техники, экономики, социологии, искусства, политики и доброй воли во имя устойчивого развития цивилизации.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Фролов К. В.** Инновационные технологии в машиностроении. С. Пб.: ВСЕГЕИ. 2004. 84 с.

2. **Москвитин Г. В., Савкин А. И., Краснощеков Н. Н., Добровольская Е. Н.** К 70-летию Института машиноведения им. А. А. Благонравова РАН // Вестник машиностроения. 2008. № 9. С. 93—95.

Выставка "Металлургия-Литмаш—2008"

ЭКСПОЦЕНТР

Под таким названием с 27 по 30 мая на территории ЦВК "Экспоцентр" проходила Международная выставка, организованная ЗАО "Металлэкспо" (Россия), "Мессе Дюссельдорф ГмбХ" (Германия) при поддержке Министерства промышленности и энергетики РФ, Торгово-промышленной палаты РФ и др. В выставке приняли участие около 700 фирм из 25 стран, в том числе 350 предприятий из России. Приведем краткое описание некоторых экспонатов, а также предложений предприятий-разработчиков, имеющих отношение к машиностроению.

ЗАО НПП "Электротехнология" (г. Екатеринбург) показало на выставке *индукционный плавильный комплекс (индукционную тигельную печь)* мод. ИСТ 0,16/0,16 для расплавления и перегрева медьсодержащих сплавов и сталей в цехах металлургических и машиностроительных заводов с целью получения отливок высокого качества. Мощность, потребляемая комплексом, 168 кВт. Частота тока питающей сети 50 Гц, контурной цепи — 2,4 кГц. Температура нагрева металла 1800 °С. Питающее напряжение 380 В, контурной цепи (на индукторе) — 800 В. Удельный расход электроэнергии на расплавление 600 кВт · ч/т. Расход воды на охлаждение: индуктора — 1,5 $м^3$/ч, преобразователя — 0,7 $м^3$/ч, батареи кон-

денсаторов — 0,4 м^3/ч. Скорость плавки 0,16 т/ч. Масса комплекса 1,83 т.

"Техноцентр-прибор" (г. Москва) демонстрировал на выставке приборы контроля для литейного производства.

Термоизмеритель мод. ТЦП-1800В — переносной прибор для измерения температуры расплавов металлов (жидкого чугуна, стали, сплавов цветных металлов) в ковшах, накопителях, индукционных печах и т. п. путем кратковременного погружения его в расплавленный металл. Рабочий диапазон измерений прибора 100÷1800 °С с погрешностью 1 %. Прибор надежно работает при температуре окружающей среды 0÷50 °С, время измерения 20 с. Индикация температуры осуществляется на цифровом табло. При достижении термодинамического равновесия между термопреобразователем и жидким металлом возникает звуковой сигнал.

Прибор экспресс-контроля мод. ПЭККМ-3м для оперативного определения процентного содержания кремния, марганца и углерода в чугуне. Применяется в лабораторных и цеховых условиях. Содержание элементов определяется по градуировочным таблицам. Диапазон измерения: кремния 0,5÷3,2 %, марганца 0,3÷1,2 %, углерода 2÷3,8 %, погрешность 0,1 %, время контроля 2 с. Мощность, потребляемая прибором, 60 Вт. Его габаритные размеры: электронного блока 260 × 180 × 80 мм, измерительной стойки 200 × 200 × × 500 мм. Масса прибора: электронного блока — 2,1 кг, измерительной стойки — 4,5 кг.

Инфракрасный термометр "Термит" для бесконтактного измерения температуры поверхности. Применяется для контроля теплового режима производственного оборудования, а также для измерения температуры в технологических процессах металлургии и машиностроения. Диапазон измеряемых температур 500÷1900 °С с абсолютной допустимой погрешностью ± 1 °С, время измерения 0,15 с. Питание термометра осуществляется от батарейки "Корунд" напряжением 9 В, потребляемая мощность до 0,2 Вт. Термометр оснащен интерфейсом RS 232. Его габаритные размеры 220 × 62 × 180 мм, масса 0,8 кг.

ОАО "Литмашприбор" (Липецкая обл., г. Усмань) предложило свои новые разработки.

Очистной дробеструйный аппарат мод. 44124 для очистки дробью отливок, поковок проката, швов сварных соединений и деталей после термической обработки. Аппарат крепится на фундаменте тремя опорами. Таким образом, нижняя камера с опорами является основанием аппарата, к которому монтируются: снизу — смесительная камера, сверху — последовательно перепускной клапан и загрузочное устройство. Клапанный блок фланцевыми соединениями монтируется к верхней камере. Электрошкаф подвешивается на стене или специальной стойке. В верхней части аппарата имеется фланец для соединения с бункером—накопителем дроби. Аппарат выполняет следующие функции: отбор дроби из бункера загрузочным устройством; транспортировку дроби в нижнюю камеру; образование смеси дроби и сжатого воздуха; подачу смеси в сопловую насадку для выбрасывания ее на обрабатываемую поверхность. Производительность аппарата на одно сопло (аппарат имеет два сопла) при давлении сжатого воздуха 0,55 МПа составляет 125 кг дроби в минуту. Радиус действия аппарата (длина рукава дробеструйной насадки) 5 м. Мощность аппарата 0,042 кВт. Его габаритные размеры 1020 × 660 × 1870 мм, масса 535 кг.

Пескострельный стержневой полуавтомат мод. 2Б 83 для изготовления песчаных стержней: наполнение стержневого ящика смесью и ее уплотнение сжатым воздухом. Полуавтомат представляет собой однопозиционную машину, пуск которой осуществляется нажатием кнопки. В автоматическом режиме выполняются операции: прижим стержневого ящика (для ящиков с вертикальным разъемом); вдув стержневой смеси; выхлоп отработавшего воздуха и загрузка смеси в рабочий резервуар. Надувная насадка снабжена сменными деталями для получения стержней разной формы и защитным устройством от выброса смеси. Пневмопривод полуавтомата позволяет раздельно регулировать продолжительность вдува и выхлопа. Он оборудован влагоотделителем и маслораспылителем. Конструкция резервуара (вместимость 8,5 л) обеспечивает хороший вдув смеси в стержневой ящик и высокую степень уплотнения. Объем стержня 4 дм^3, продолжительность технологического цикла 15 с. Размеры стержневого ящика 400 × 300 × 400 мм. Габаритные размеры полуавтомата 940 × 725 × 2045 мм, масса 1 т.

Испытательную машину мод. 04116Б для определения предела прочности формовочных и стержневых смесей. Машина используется в цеховых и центральных заводских лабораториях. Ее основные узлы: силовозбудитель, силоизмеритель, блок преобразования сигналов силоизмерителя в цифровую форму и устройство для закрепления испытуемых образцов. После закрепления образца и установки переключателя вида испытаний в положение "измерение" включается силовозбудитель, создающий давление на образец. После разрушения образца силовозбудитель автоматически отключается. Показания предельного напряжения в образце на цифровом табло сохраняются до тех пор, пока переключатель не будет переведен в положение "сброс". Диапазон измерений давлений 6÷30 кПа, усилие, развиваемое машиной в этом диапазоне, 3,9÷58,9 Н. Предел допустимой систематической относительной погрешности в диапазоне измерений составляет ± 2 %. Питающее напряжение машины 220 В, потребляемая мощность 80 Вт. Ее габаритные размеры 400 × 340 × 360 мм, масса 25 кг.

Свердловский инструментальный завод "Пумори" (г. Екатеринбург) предложил различное оборудование для предприятий машиностроения.

Станки серий "Арена" и "Проксима" для прямолинейного и криволинейного раскроя листового металлопроката толщиной 0,5÷120 мм, при плазменной резке — 4÷250 мм. Портал станков базируется на отдельных от рабочего стола направляющих. Конструкция порталов станков позволяет размещать до пяти суппортов одно-

временно без потери рабочей ширины. Они могут быть оснащены устройством для разделки кромок в виде трех газовых горелок мод. Messer, две из которых устанавливаются под нужным для резки углом. Точность позиционирования горелок станка серии "Арена" ± 0,15 мм. Точность позиционирования горелок станка серии "Проксима" 0,05 мм. Тележка портала базируется на "линейных подшипниках", представляющих собой специальный ползун с внутренним каналом, по которому в гибком сепараторе перекатываются сферические тела качения, что обеспечивает легкое скольжение ползуна по линейной направляющей и, как следствие, увеличение скорости перемещения портала.

Машины для литья под давлением металлов в комплекте с пресс-формой:

серии PWC — машина с холодной камерой прессования для литья сплавов на основе алюминия и меди. Масса заливаемого сплава 1,3 ÷ 30 кг;

серии PWH — машина с горячей камерой прессования для литья сплавов на основе цинка и свинца. Масса заливаемого сплава 1 ÷ 7,2 кг;

серии PWCV — вертикальная машина с холодной камерой прессования для литья сплавов на основе алюминия и меди. Масса заливаемого сплава 1 ÷ 32 кг. Область применения — заливка роторов электродвигателей.

Инженерное предприятие "В + К Индустри Техник" (Германия) предложило *станы для производства спиральных труб* по технологии двухэтапной сварки. Основные этапы производственного процесса: формовка трубы и непрерывная сварка прихваточными швами; окончательная дуговая сварка под флюсом несколькими электродами. По словам представителей фирмы, такая технология имеет ряд преимуществ: разделение процессов формовки трубы и сварки под флюсом; высокая скорость (до 12 м/мин) формовки трубы вследствие непрерывной сварки прихваточными швами; постоянное качество сварки благодаря простоте настройки и расположению сварочных головок; небольшие капиталовложения.

ООО "Политер-Мет" (г. Москва) демонстрировало новое оборудование для металлургии, разработанное в Италии.

Линейный дозатор мод. CLE 30 для обеспечения точной работы без сбоев на машинах литья с усилием 1000 ÷ 1800 т. Горизонтальное и вертикальное движения регулируются датчиками положения, обеспечивающими плавное торможение. Вертикальный ход дозатора 2100 мм, горизонтальный — 3000 мм. Масса перемещаемой отливки 6 ÷ 32 кг.

Смазчик пресс-формы мод. LS 30 перемещается по двум осям с помощью электропривода, что обеспечивает точное и аккуратное смазывание всех частей пресс-формы и облегчает извлечение отливки. Помимо стандартной смазочной головки массой 20 кг (вертикальный ход смазочной головки 1300 мм, горизонтальный — 900 мм) модульного типа смазчик можно оснащать головкой, форсунками и смазочной системой ACHESON. Циклы смазывания можно программировать с помощью функции самообучения и вводить в память. Универсальность и простота управления периферийным оборудованием достигаются использованием системы управления Siemens S7 и панели оператора с сенсорным дисплеем.

Компания "ВОТУМ" (г. Москва) показала потребителям новую зарубежную разработку "Робоскоп ВТ-3000" для диагностики тестируемых объектов в поточно-серийном производстве. О сфере применения роботизированного комплекса можно судить по числу заложенных в него методов контроля при одновременном их использовании в процессе диагностики объектов:

вихревой метод контроля для диагностики деталей и узлов из ферромагнитных и неферромагнитных сплавов — поиск поверхностных и внутренних дефектов (трещин, коррозионных и тепловых разрушений), а также анализ износа. Возможен динамический режим контроля (при вращающихся датчиках) для диагностики проходных и соединительных отверстий;

импедансный метод контроля для диагностики различных конструкций и корпусных деталей из композитных материалов (сотовых структур) — поиск непроклеев и расслоений;

ультразвуковой метод контроля металлоконструкций — поиск неоднородностей и несплошностей;

электромагнитоакустический метод, позволяющий проводить контроль объектов без применения контактной жидкости, а также работать с материалами, имеющими лакокрасочное покрытие или загрязненную поверхность.

Лазерную установку "ФОТОН 1200" для автоматического сплошного контроля в поточно-серийном производстве труб и осей на соответствие заданным геометрическим параметрам, особенно при выпуске горячих труб и круглого проката (благодаря наличию системы разнесенной обработки данных, получаемых от лазерного модуля).

Установка осуществляет измерение геометрических параметров в одном и том же сечении при вращательно-поступательном движении контролируемого изделия. Она легко встраивается в технологический конвейер и в зависимости от производственных требований программно настраивается на необходимый шаг сканирования с учетом контролируемого типоразмера.

Фирма Estol (Эстония) демонстрировала *источник питания мод. AP-16000* для регулирования в автоматическом режиме технологического процесса в дуговой печи открытого типа. Источник представляет собой мощный управляемый преобразователь, состоящий из тиристорных выпрямителей, печных трансформаторов, сглаживающих реакторов и теплообменников. Микропроцессорная система управления обеспечивает: бестоковое переключение режимов плавки; режим принудительных колебаний в плавильной печи для поддержания однородности расплава; оптимизацию

вводимой в печь энергии; учет активной и реактивной энергии и мощности; диагностику и тестирование; связь с АСУТП через интерфейс RS-485. Вместимость печи 30 т, мощность источника питания 16000 кВт. Номинальный выходной ток и номинальное выходное напряжение: первый режим — ток 9 кА, напряжение 1,8 кВ; второй режим — ток 27 кА, напряжение 900 В; третий режим — ток 54 кА, напряжение 300 В. Точность стабилизации тока $2 \div 3$ %. Управление источником питания — ручное или дистанционное с пульта плавильщика от АСУ печи.

На выставке специалисты ознакомились с современными процессами в черной и цветной металлургии, с новым оборудованием российских и международных металлургических и машиностроительных компаний.

А. Н. ИВАНОВ, чл.-корр. АПК

Обозрение зарубежных изданий

Werkstatt + Betrieb. 2008. Nr. 5

Damm H. Токарные станки, с. 12, 14, 16, ил. 4.

Описывается применение группы расположенных в линию 10 токарных станков TNK 36 фирмы Traub Drehmaschinen для комплексной обработки разных деталей, включающей помимо точения и нарезания резьбы также сверление, фрезерование и обработку объемных контуров. Эффективность подобного производственного участка повышается за счет высокого уровня автоматизации с помощью ЧПУ, свободного доступа к станкам со всех сторон и сокращения перемещений оператора. В качестве примера рассматривается обработка золотника вентиля из сплава AlMgSi1.

Schossig H. Изготовление оборудования для газовой промышленности, с. 18—22, ил. 4.

Описывается применение многоцелевых станков DMC80 H фирмы Deckel Maho Pfronten для обработки деталей вентиляторов, компрессоров и газовых счетчиков. Станок имеет, горизонтальный шпиндель SK50 с приводом мощностью 40 кВт, вращающим моментом 1050 Н · м и частотой вращения 8000 мин$^{-1}$. Рабочая зона станка — 800 × 800 мм. Станок оснащен поддонами с гидравлическим зажимным устройством для закрепления обрабатываемой детали и ЧПУ типа 840D Powerline фирмы Siemens.

Becker I. Многошпиндельные автоматы, с. 24—26, ил. 4.

Многошпиндельные автоматические многоцелевые станки Samag фирмы Saalfelder Werkzeugmaschinen предназначены для серийной обработки крупных деталей, в частности, корпусов турбонагнетателя. Так, на двухшпиндельном станке MFZ 2-2 с одной установки обрабатываются четыре детали. Этот станок может оснащаться дополнительной вертикальной осью *B* для обработки детали по пяти сторонам. На несущей траверсе могут устанавливаться два или три стола с единым приводом. Горизонтальная ось *A* поворачивается на угол до 180°.

Damm H. Станки фирмы Haas Automation Europe, с. 28—31, ил. 5.

Станки моделей VF 2 и SL-20 используются для обработки разных деталей электротехнической промышленности: медных шин, алюминиевых вентиляционных решеток коммутационных шкафов, чугунных корпусов взрывобезопасных двигателей. Эти станки с ЧПУ позволяют найти компромисс между социальными и экономическими требованиями производства, в частности, внедрение нового оборудования не влечет сокращения численности занятого персонала.

Станок с 12-ю программируемыми осями, с. 32, ил. 2.

Многоцелевой станок Nakamura Tome Super NTY3 фирмы Hommel Unversagt с ЧПУ 31i-T фирмы Fanuc обеспечивает комплексную обработку деталей, включая сверление, нарезание резьбы, фрезерование по контуру и нарезание зубьев. Станок имеет моноблочную наклонную станину и две револьверные головки, вращающиеся относительно оси *Y*. Масса станка 8,5 т, занимаемая площадь 5,5 м^2. С помощью современного режущего инструмента на станке можно обрабатывать материалы прочностью до 1000 Н/мм^2.

Obermair F. Измерение износа режущего инструмента, с. 34—36, ил. 7.

Фирма Profaktor создала устройство Abrascan с высокой разрешающей способностью для быстрого и точного измерения ленточки износа режущего инструмента, при необходимости выполняемого непосредственно на станке. В комплект устройства входит цифровая фотокамера, магнитный штатив и лампа освещения, что позволяет измерять и оценивать износ инструмента с помощью переносного компьютера. Приведен пример измерения износа многогранных режущих пластин фрезы с помощью фотокамеры, установленной на фрезерном станке.

Lerch M. Зубофрезерный станок, с. 50, 52, 53, ил. 5.

Зубофрезерный станок K 160 фирмы Koepfer Verzahnmaschinen предназначен для высокоскоростной обработки без охлаждения зубчатых колес с модулем до 2,5. Станок оснащен устройством для отсоса стружки и пыли. Максимальные диаметр и длина обрабатываемой детали соответственно 140 и 300 мм; максимальная длина нарезаемых зубьев — 200 мм. Частота

вращения фрезерного шпинделя 5000 мин$^{-1}$ (опция 12 000 мин$^{-1}$).

Универсальный шлифовальный станок, с. 54, ил. 1.

Описан круглошлифовальный станок S31 фирмы Fritz Studer AG для шлифования зубьев зубчатых колес шестеренного насоса, валов электродвигателей, инструментальных конусов и т. п. Массивная станина из полимербетона обеспечивает точность обработки и безопасность работы станка. При необходимости оператор может вручную или автоматически поворачивать шлифовальную бабку на угол соответственно 2,5° и 1° для нарезания мелкого зуба.

Моделирование зубонарезания, с. 56, 57, ил. 2.

Предложено ПО для моделирования нарезания плоских конических зубчатых колес на станке мод. Integres E410 фирмы Mazak. Моделирование позволило выявить наиболее эффективный способ нарезания зубьев при простой кинематике станка (задействованы четыре оси). С учетом технических характеристик станка (максимальные диаметр и масса инструмента соответственно 150 мм и 12 кг) разработали уменьшенную и облегченную зубофрезерную головку.

Neuenschwander A. Червячные фрезы, с. 62, 64, 65, ил. 5.

Фирма Diametal AG выпускает насадные и цельные червячные фрезы из твердого сплава для нарезания зубчатых колес с эвольвентными и циклоидальными зубьями, в том числе зубчатых колес для часовой промышленности. Диаметр насадных фрез для нарезания эвольвентных зубьев от 8 до 60 мм, их длина от 4 до 80 мм, а цельных — соответственно от 24 до 50 мм и от 80 до 233 мм.

Микроинструменты, с. 74, 75, ил. 2.

Фирма Zecha выпускает миниатюрные сверла и фрезы с экстремально острыми режущими кромками, допуском на диаметр 5 мкм и радиальным биением 3 мкм. Инструменты изготовляются из ультратонкозернистого твердого сплава с размером зерен 0,4 ÷ 0,8 мкм и имеют износостойкое жаропрочное покрытие.

Шпиндельная головка, с. 77, ил. 1.

Фирма Schunk предлагает пневматическую шпиндельную головку Big-Air-Turbine для микрообработки на обычных токарных и фрезерных станках или на многоцелевых станках. Шпиндель, в головке которого можно закреплять инструменты диаметром от 0,45 до 4,05 мм, имеет частоту вращения 60 000 и 80 000 мин$^{-1}$. Высокая частота вращения инструмента позволяет получать обработанную поверхность, сравнимую со шлифованной поверхностью.

Bätzel Ch. Способ измерения винтовых рисок, с. 82, 83.

Измерение винтовых рисок, остающихся на поверхности детали даже после шлифования и ухудшающих работу уплотнений, представляет серьезную проблему. Рассматриваются два способа измерения, и анализируется эффективность этих способов с точки зрения достоверности результатов измерения параметров этих рисок. Описывается устройство MarForm MMQ 400 фирмы Mahr для измерения винтовых рисок.

Technische Rundschau. 2007. V. 99. N. 23

Микросита из высококачественных сталей, с. 39, ил. 1.

В Лазерном центре Высшей школы г. Мюнстера разработаны импульсный волоконный лазер мощностью 300 Вт и технология on-the-fly, позволяющая получать до 3 млн отверстий в минуту диаметром менее 15 мкм в листах стали толщиной не более 100 мкм. Отверстия имеют строгую геометрическую форму. Отрабатывается технология уменьшения минимального диаметра отверстий за счет последующей холодной прокатки перфорированного лазером листа.

Schäppi A. Качественная гидроабразивная резка листовых материалов, с. 64, 66, ил. 2.

Приведен краткий обзор существующих водоструйных установок. Помимо неоднократно описанной установки Hyper Pressure фирмы Flow Europe (Германия), подобные агрегаты выпускают и другие фирмы. Например, установка ByJet Pro фирмы Bystronic Laser (Германия) имеет до четырех независимых рабочих головок и сменный стол, благодаря которым производительность возрастает до 5 раз. Установка имеет ПО Bysoft и систему контроля ByVision. Установка Omax 2626XP фирмы Innomax имеет рабочие головки с точностью резки до ±0,015 мм и может вырезать внутренние радиусы до 0,25 мм.

Modern Machine Shop. 2007. V. 79. Nr. 11

Устройство цифровой индикации, с. 158, 159, ил. 1.

Фирма Acu-Rite Inc. (США) выпустила программируемое устройство цифровой индикации 300S для координат *X, Y, Z* и *W* для фрезерно-токарных станков. Используется экран размером 148 мм с разрешением 320 × 240. В устройстве хранятся 10 различных программ, каждая из которых может содержать 250 кадров. Предусмотрены кадры с данными по инструментам, для возврата на нуль отсчета и предварительного набора. Оператор настраивает устройство на индикацию двух, трех или четырех координат и налаживает ПО на фрезерование и точение. Рекомендации оператору представляются в виде графиков или текстов.

Программное обеспечение для автоматизированного проектирования и программирования, с. 159.

Описано ПО марки PEPS SolidCut CAD/CAM фирмы Camtek North America, предназначенное для программирования двухкоординатных токарных станков и фрезерно-токарных центров с выполнением операций черновой, получистовой и чистовой обработки. Отмечается возможность программирования точения, подрезки торцев, обратного обтачивания и растачивания, а также фрезерования, сверления, нарезания резьбы с индексированием осей *C, B* и *Y* в групповых циклах.

Токарный станок для обработки мелких деталей, с. 189.

Описан токарный станок с ЧПУ мод. BR20 Tsugami фирмы Rem Sales, Inc. Станок предназначен для обработки сложных деталей, имеет главный шпиндель в подвижной передней бабке с частотой вращения до 10 000 мин$^{-1}$ и инструментальный шпиндель с частотой вращения 5000 мин$^{-1}$, которые специально спроектированы для большого съема металла. Противоположное расположение многорезцовых салазок обеспечивает кратчайшее время "от стружки до стружки".

Пневматический патрон для вертикального обрабатывающего центра, с. 190, ил. 1.

Описан трехкулачковый пневматический патрон мод. 350 фирмы Northfield Precision Instrument (США), предназначенный для установки на вертикальном обрабатывающем центре мод. BT-30 для использования его в качестве вертикального токарного станка со спутником для загрузки/разгрузки деталей. Верхний предел частоты вращения 4500 мин$^{-1}$, диаметр патрона 76,2 мм, биение 0,0025 мм.

Modern Machine Shop. 2007. V. 80. Nr. 4

Albert M. Развитие токарно-фрезерных центров, с. 52, 54, ил. 5.

Токарно-фрезерные центры в последнее десятилетие развивались наиболее интенсивно. Если раньше основным направлением развития была гибкость для обеспечения полной обработки изделий с одного установа, то сейчас фирмы стремятся дополнительно обеспечить высокую производительность. Описан опыт германской фирмы Traub, разработавшей центр TNX 65/42, в котором шпиндели и револьверные головки используются таким образом, чтобы минимизировать длительность рабочих циклов при обеспечении гибкости. По данным фирмы производительность центра сопоставима с производительностью многошпиндельных токарных автоматов. Описаны конструктивные и технологические возможности этого центра.

Korn D. Использование токарного станка с ЧПУ, с. 66—69, ил. 6.

На заводе американской фирмы Carney Custom Machining изготовляют детали гоночных автомобилей, для чего используется токарный станок Amera Seiki T-312. Он оснащен патроном диаметром 305 мм и 12-позиционной револьверной головкой. Перемещение по оси Z составляет 760 мм, что позволяет эффективно обрабатывать длинные детали. Станок может использоваться в безлюдном режиме благодаря применению вытягивателя прутка (из шпинделя), который установлен в револьверной головке; пруток используется до конца в автоматическом режиме.

Bramlet C. Почему токарные станки с ЧПУ лидируют? с. 74—80, ил. 7.

На заводе американской фирмы Cljppard Instrument Laboratory Inc., имеющей 235 работников, изготовляют разные детали пневмоаппаратов: управляющие устройства, цилиндры, клапаны, электронные изделия, фитинги и др. Повышенные требования к их точности и расширение номенклатуры изделий сделали станки с ручным управлением неэффективными. Проблему решили приобретением трех модернизированных токарных станков Omniturn GT-75 с ЧПУ типа CNC, на которых обрабатываются детали диаметром от 3,2 до 25,4 мм. Станки, созданные на базе станков с ручным управлением, оснащены современными системами ЧПУ, удовлетворяют требованиям по точности и производительности, но дешевле новых.

Albert M. Двойная продуктивность, с. 84—87, ил. 3.

Основным фактором, определяющим гибкость токарно-фрезерного центра G250 компании Index Corp., является перемещение фрезерного шпинделя по оси Y на 100 мм в обоих направлениях от оси основного шпинделя. Таким образом, он заменяет два станка (токарный и фрезерный) и является гибким модулем, который обеспечивает значительный экономический эффект. Помимо основного шпинделя и противошпинделя на станке имеется фрезерный шпиндель, с помощью которого обработка плоских поверхностей выполняется на тяжелых режимах. Сочетание токарных и фрезерных работ позволяет во многих случаях полностью обработать изделие на одном станке.

Modern Machine Shop. 2007. V. 80. Nr. 5

Albert M. Крепление заготовок на пятикоординатных станках, с. 52, 54, 56, 58, ил. 2.

Пятикоординатный станок с ЧПУ может быть очень эффективным, но неправильное закрепление заготовки может существенно снизить его возможности. Необходимо, чтобы шпиндель и инструмент находились как можно ближе к изделию. Описано крепежное устройство Kurt VB 5AX 100 немецкой фирмы Schenker, которое позволяет жестко закрепить заготовку, приподнятую относительно стола, при этом повороты стола не требуют отвода шпинделя и инструмента. Приведены схемы усилий при правильном и неправильном креплении заготовки.

Korn D. Гибкое оборудование для небольших пространств, с. 66—71, ил. 6.

Если фирма Busche (США), имеющая 450 работающих и функционирующая в круглосуточном режиме семь дней в неделю, получает новый заказ, она переносит станки с ЧПУ с места на место, формируя новые роботизированные ячейки и эффективно выполняя работы благодаря такой гибкости производства. Оборот компании, который в 1999 г. составлял 6,5 млн долл., увеличился в 2007 г. до 54 млн долл. Успеху способствовало сосредоточение различных операций внутри предприятия и организация обучения персонала.

Приборы для размерной настройки инструмента, с. 158, ил. 1.

Американская компания Lyndex-Nikken выпускает приборы серии E123, имеющие гранитные основание и стойку. Гранитные опорные поверхности стабилизируют перемещения по осям X и Z. Предусмотрена ручная поднастройка контуров инструментов с выводом на эк-

ран. Зафиксированный по положению вращающийся шпиндель смонтирован на шести миниподшипниках, имеющих возможность компенсации радиального биения. Приборы этой серии оснащены также видеоизмерительной системой с полноцветным сенсорным экраном на основе жидких кристаллов. Измерительный диапазон по оси X составляет 130 мм при диаметрах инструментов до 260 мм. По оси Z контроль осуществляется на длине 360 мм. Разрешающая способность прибора от 1 до 5 мкм.

Станок для лазерной резки, с. 162, 164, ил. 1.

Фирма Cincinnati Incorporated (США) выпускает станок CL-850 для лазерной резки, оснащенный резонатором мощностью 5000 Вт. Обеспечиваются высокие производительность и точность обработки тонких и толстых материалов. Скорость резки стального листа толщиной 1,26 мм составляет 25,4 м/мин. Возможна резка мягкой стали толщиной до 28,6 мм. При быстрых ходах точность позиционирования равна ± 0,25 мм. С помощью линейных двигателей третьего поколения обеспечиваются скорость перемещений до 254 м/мин и ускорение 2*g*. Датчик высоты, не чувствительный к плазме, позволяет резать тонкий металл при быстрых подачах с помощью сопутствующего воздуха.

Станок для плазменной резки, с. 169, 170.

Американская компания Plasma Automation Inc. выпускает станок Vicon Monarch для точной плазменной резки. В стандартном исполнении зона обработки составляет 127 × 254 мм, по заказам поставляются столы с зоной резки 254 × 1118 мм. Сетчатая рама из двутавра позволяет загружать и обрабатывать листовую и конструкционную сталь, двутавровые балки, уголки и швеллеры, а также элементы зажимных устройств.

Установка для извлечения отработанного абразива, с. 171, ил. 1.

Американская компания Ebbco Inc. выпускает установку Garnet, с помощью которой из резервуара абразивно-струйного станка извлекаются частицы граната после резки. По данным компании установка совместима с любым водоструйным станком. Она изготовляется в восьми исполнениях для обслуживания резервуаров вместимостью от 0,37 до 42 м^3 при интенсивности рабочих потоков от 265 до 6056 л/мин.

Modern Machine Shop. 2007. V. 80. Nr. 6

Программное обеспечение для исследования компонентов при сборке, с. 144, ил. 1.

Сообщается о созданном фирмой iSEEK алгоритме, позволяющем повысить точность исследования формы объекта. Разработано ПО применительно к анализу компонентов, образующих сборку. Теперь пользователь может легко выявить единичный компонент в сборке и проанализировать размещение замененных компонентов. Рассмотрен ряд других возможностей нового ПО.

Роботизированная станочная ячейка, с. 194, 196.

Американская компания Interface Innovations поставляет гибкие роботизированные ячейки, имеющие от одного до трех станков и различные дополнительные устройства. Ячейка оснащается роботами Motoman или Fanuc грузоподъемностью от 6 до 700 кг. Используются пять видов транспортеров для входящих и выходящих деталей, что позволяет реализовать длительную обработку в безлюдном режиме. Станки смонтированы на настиле из конструкционной стали.

Maschine und Werkzeug. 2007. V. 108. Nr. 9

Повышение точности обработки на станках, с. 12—15, ил. 3.

В механизмах подачи современных станков используют шариковые винтовые передачи. Скорость подачи постоянно повышается, к тому же во время работы станка она может часто меняться. Все это приводит к термической нестабильности, изменению длины и колебаниям точности обработки. Даны рекомендации для устранения колебаний размеров, в частности, рекомендуется оснащать станки замкнутыми контурами регулирования с использованием приборов для точного измерения длины.

Использование гибкой производственной системы, с. 16—18, ил. 6.

Основанная в 1818 г. фирма Leser GmbH & Co. KG занимается производством предохранительных клапанов с условным проходом 10 ÷ 400. Клапаны имеют корпуса сложной геометрии, которые до недавнего времени обрабатывались с нескольких (до семи) установов. Для рационализации производства была запущена в эксплуатацию гибкая производственная система MLS-MD, состоящая из двух обрабатывающих центров DBF 630 фирмы Dorries Scharmann Technologie GmbH и централизованного высотного склада фирмы Fastems GmbH с обслуживающим краном-штабелером. Центры оборудованы системой обнаружения поломок инструмента.

Промежуточный центр между стандартным и специализированным оборудованием, с. 20—22, ил. 4.

Таким звеном стал первый токарный центр VSC 400 Modular фирмы Emag Holding GmbH (Германия). Центр сочетает в себе достоинства стандартного и специализированного станков, пригоден для изготовления деталей разной геометрии и отвечает требованиям почти всех потребителей. Центр имеет станину из полимерного бетона Mineralit с высокими демпфирующими свойствами, двухконтурный агрегат для охлаждения важнейших узлов, может выполнять операции фрезерования, сверления и шлифования. Несколько центров могут объединяться в поточную линию.

Г. С. ПОТАПОВА

По вопросам получения и перевода материалов из зарубежных журналов обращаться к Г. С. Потаповой по тел./факсу: (495) 611 21 37, e-mail: stankoinform@mail.ru, веб-сайт: www.stankoinform.ru

Указатель статей, опубликованых в журнале "Вестник машиностроения" за 2008 г.

КОНСТРУИРОВАНИЕ, РАСЧЕТ, ИСПЫТАНИЯ И НАДЕЖНОСТЬ МАШИН

Абрамова Н. Б. — Анализ технологий изготовления гильз кристаллизаторов. № 1.

Абдуллаев А. И., Наджафов А. М. — Качественная оценка уровня технического пакетного редуктора. № 12.

Аверьянов Г. С., Хамитов Р. Н., Зубарев А. В. — Динамика колебательной системы с управляемыми виброзащитными устройствами. № 6.

Аверьянов Г. С., Хамитов Р. Н., Зубарев А. В., Кожушко А. А. — Динамика управляемых пневматических виброзащитных систем амортизации крупногабаритных объектов. № 7.

Александров И. К., Белков О. Л., Раков В. А. — Оценка энергетической эффективности ДВС в условиях неустановившегося режима работы № 6.

Афонин С. М. — Коррекция характеристик пьезодвигателя наноперемещений. № 2; Абсолютная устойчивость систем управления электромагнитоупругими приводами наноперемещений. № 3; Корректирующие устройства систем управления пьезодвигателями наноперемещений. № 5.

Баранов В. Л., Канунников А. В. — Силовой отклик деформируемых материалов в динамических задачах контактной приработки. № 11.

Безюков О. К., Жуков В. А., Жукова О. В. — Обеспечение эффективности и надежности жидкостных систем охлаждения энергетических установок и технологического оборудования. № 11.

Бирюков В. И., Ромахин С. С. — К расчету гидравлических характеристик форсунок с пористыми элементами. № 1.

Бондалетов В. П. — Храповые механизмы для быстроходных передач. № 9.

Бузин Ю. М. — Методика расчета энергетического показателя передаточного механизма землеройно-транспортной машины. № 4.

Ванчиков В. Ц. — Контактные силы в узлах трения машин. № 3; Наноразмерный эффект сил Ван-дер-Ваальса в ограниченном слое жидкости. № 6; Способы управления пристенным слоем капельной жидкости. № 8; Особый вид ламинарного течения жидкости в устройствах гидроавтоматики. № 9.

Вихренко Д. В. — Расчетно-экспериментальный метод оценки долговечности деталей сложной конфигурации с концентраторами напряжений. № 3; Расчетно-экспериментальное определение и прогнозирование долговечности рамы грузового автомобиля. № 11.

Волков Г. Ю., Курасов Д. А. — Модификация закона движения ползуна кривошипно-ползунного механизма путем применения зубчатого эксцентрикового подшипника. № 5.

Волобуев А. Н., Скворцов А. В. — О возможности сверхотражения электромагнитного излучения от поверхности металла. № 5.

Гадолина И. В., Солодухин Н. Н. — Уточнение параметров кривой усталости по результатам сравнительных испытаний при нерегулярном нагружении. № 4.

Герасимов С. А. — Полупериодное экранирование вращающегося плоского крыла. № 8.

Гордеев А. Б., Гордеев Б. А., Ерофеев В. И., Охулков С. Н. — Концепция управления магнитореологическими трансформаторами в гидроопорах при минимизации потребляемой энергии. № 8.

Горин С. В., Макарова О. В. — К определению коэффициентов акустических четырехполюсников многослойных гофрированных оболочек. № 1.

Гортышов Ю. Ф., Гуреев В. М., Дружинин А. М., Законов М. А. — Влияние газодинамических процессов на КПД и ресурс двигателя. № 6.

Гринчар Н. Г. — Повышение точности результатов диагностирования гидросистем при использовании турбинных расходомеров. № 1; Анализ изменения состояния гидропривода мобильных машин в процессе эксплуатации. № 3.

Демкин Н. Б., Измайлов В. В. — Развитие учения о контактном взаимодействии деталей машин. № 10.

Дидковский О. В., Клебанов Я. М., Давыдов А. Н. — Влияние процесса рулонирования на несущую способность вертикальных резервуаров. № 8.

Дильман В. Л., Остсемин А. А., Ерошкина Т. В. — Прочность механически неоднородных сварных соединений стержней арматуры. № 9.

Дорохов А. Ф., Дорохов П. А., Масуев М. А. — Экономическая эффективность производства и эксплуатации тепловых двигателей. № 4.

Евдокимова А. П. — Напряженно-деформированное состояние резинокордных оболочек упругих муфт. № 4.

Ефремова И. А. — Проектирование круглых пластин с заданными нагрузками. № 11.

Журавлев Э. Ю., Огородников О. М. — Конечно-элементный анализ наклонного валка колесопрокатного стана. № 9.

Зайчиков А. Ф. — Надежность систем. № 3.

Захаров С. И. — Повышение эффективности вибродиагностики механизмов с помощью экспертных систем. № 6.

Иванов А. С., Новоженова О. Г., Азарин А. И. — Саморазпрессовка соединения с натягом под действием изгибающего момента. № 10.

Иванов А. С., Ряховский О. А., Фомин М. В. — Некоторые этапы жизни Д. Н. Решетова и его идеи по совершенствованию расчетов деталей машин. № 10.

Каракулов М. Н. — Особенности конструкции и области эффективного использования плунжерных передач. № 10; Исследование зацепления плунжерной передачи. № 11.

Каргин П. А. — Проектирование и испытание самотормозящейся зубчатой передачи. № 12.

Кириллов Н. Г. — Энергетические установки на основе двигателей Стирлинга. Новые технологии использования альтернативных топлив. № 2.

Клебанов Я. М., Фокин В. Г. — Параллельное решение связанной задачи ползучести и теплопроводности с использованием нелинейных обобщенных моделей. № 6.

Клименков Ю. С. — Экспериментальные исследования электропневматического дросселя для систем управления. № 4; Анализ существующих методов повышения рабочих характеристик аэростатических опор. № 5.

Кондратенко Л. А. — Колебания частоты вращения и напряжений вала с двумя сосредоточенными маховыми массами. № 8.

Кондратенко Л. А., Хализов Д. О. — Продольные колебания при передаче механической энергии посредством деталей из неметаллических материалов. № 1.

Кондратьев А. В., Лукашина Н. В., Гарбовицкий А. И., Зюбан А. П., Пономаренко А. А. — К вопросу аппроксимации статистических зависимостей крутящего момента ДВС от частоты вращения коленчатого вала многочленом второй степени. № 10.

Корнеева Е. Н., Кобуев Б. Р., Корнеев Ю. С. — Влияние силовых факторов на работу механической пусковой муфты. № 6.

Короткин В. И., Онишков Н. П., Гольцев А. В. — К оценке глубинной контактной выносливости эвольвентных зубчатых передач с поверхностно упрочненными зубьями. № 5.

Куновский Э. Б. — Метод исследования звукопоглощающих свойств материалов. № 4; Оценка уровня шума ведущих мостов автомобиля в условиях производственного цикла. № 5.

Легаев В. П., Клименков Ю. С. — Газовая опора с повышенными несущей способностью и жесткостью. № 4; Исследование статических характеристик газовой опоры поворотной втулкой. № 6.

Мамити Г. И., Льянов М. С., Плиев С. Х., Гагкуев А. Е. — Ноу-хау расчета критических скоростей колесной машины с эластичными шинами. № 1.

Маринушкин Д. А., Рабецкая О. И., Щелканов А. С. — Исследование влияния добавки модифицированной технической сажи на рабочие характеристики гипоидных передач при смешанном режиме смазывания. № 10.

Метильков С. А., Бережной С. Б., Юнин В. В. — Изнашивание деталей шарниров приводной роликовой цепи. № 9.

Метильков С. А., Юнин В. В. — Влияние изнашивания приводной роликовой цепи на работоспособность передачи. № 8.

Микипорис Ю. А., Антонов А. В. — Обоснование параметров гидродинамических диспергаторов-излучателей. № 4.

Михлин В. М., Дорогой В. Н. — Метод определения допускаемых износов деталей, обеспечивающий повышение их безотказности. № 7.

Назаров А. Д. — Теоретические основы оценки нагруженности коренных подшипников коленчатого вала V-образных восьмицилиндровых двигателей. № 10.

Нарбут А. Н., Иванов М. Ю. — Оптимизация выходных характеристик гидротрансформаторов обратного хода. № 4.

Никифоров С. О., Мархадаев Б. Е., Мандаров Э. Б. — Быстродействующие циклоидальные манипуляторы с пространственным движением рабочего органа. № 3.

Остсемин А. А., Уткин П. Б. — Расчет коэффициентов концентрации напряжений внутренних технологических сварочных дефектов. № 12.

Пашовкин С. А. — Маслоемкость контакта поверхностей направляющих сверла для глубокого сверления и обрабатываемого отверстия. № 11.

Петров А. П. — Определение аэродинамического сопротивления радиатора автомобиля при неравномерном потоке охлаждающего воздуха. № 4.

Пини В. Е. — Трение в цилиндрических роликовых подшипниках. № 1.

Порядков В. И. — Виртуальная динамика коробки передач грузового автомобиля. № 9.

Пылаев Б. В., Шанин А. А. — Зубчатая обгонная муфта для нефрикционного высокомоментного вариатора. № 6.

Романенко Е. А., Цыбулько А. Е. — Определение пластического или хрупкого состояния напряженно-деформированного материала по натуральному критерию для выбора коэффициентов запаса прочности. № 6.

Рубцов В. Н. — Корректировка пятна контакта в гипоидных зубчатых передачах. № 4.

Русецкая Г. В. — Структура уравнения движения жидкой среды подсистемы "жидкая среда—ротор" в обобщенных координатах, полученного в составе математической модели центробежного насоса. № 2; Программный комплекс по реализации математической модели радиального лопастного насоса. № 11.

Ряховский А. М. — К расчету износостойкости металлических материалов трущихся пар. Сообщение 3. Расчет интенсивности и скорости изнашивания стали в роликовой паре трения качения с проскальзыванием. № 8.

Савкин А. Н. — Оценка долговечности материала при нерегулярном нагружении. № 1.

Санаев Н. К. — Исследование конструкторско-технологических закономерностей возникновения биения коренных шеек на этапах изготовления коленчатых валов. № 7.

Сапьянов В. Ю. — Выбор оптимальных схем металлоконструкций тяжелых козловых кранов. № 4.

Синев А. В., Израилович М. Я., Пашков А. И., Зудин Б. В., Кангун Р. В. — Экспериментальное исследование модели двигателя Стирлинга γ-типа. № 5.

Скворцов А. В., Скворцова Д. А., Чмырь Л. А. — Статистическое моделирование векторных и скалярно-векторных размерных цепей. № 2.

Соколов Ю. Н. — Гидродинамические подшипники скольжения для высокоточных и малошумных машин. № 10.

Соколов П. А., Блинов Д. С., Ряховский О. А., Очкасов Е. Е., Дробижева А. Ю. — Перспективные преобразователи вращательного движения в поступательное. № 10.

Соколов С. В., Гольцев А. В. — Неразрушающий контроль трибосопряжений в условиях помех с применением линейной фильтрации сигнала акустической эмиссии. № 3.

Сорокин Г. М. — Новые критерии повышения долговечности машин. № 5.

Сорокин Г. М., Ковальский Б. И., Безбородов Ю. Н., Малышева Н. Н. — Термоокислительная стабильность минерального трансмиссионного масла $ТС_{ГИП}$. № 6.

Сорокин Р. М., Малышев В. Н. — Влияние механических характеристик сталей на износ и коэффициент трения при абразивном изнашивании. № 10.

Сурин В. М., Дзержинский С. М. — Сравнение режимов стендовых испытаний изделий на вибропрочность. № 10.

Сыркин В. В., Драницин В. В. — Применение гидропривода в ветросиловых установках. № 11.

Терещук В. С. — Снижение гидравлического сопротивления водогенерирующими материалами. № 2.

Тескер Е. И., Яковлев Н. М., Салолыкин М. Ф., Сиротин В. В. — Методология определения критериев предельных состояний высоконагруженных зубчатых передач трансмиссий и приводов. № 2.

Тихоненков С. М. — Форсирование двигателей внутреннего сгорания. № 12.

Трибельский И. А., Зубарев А. В. — Метод расчетного исследования прочности и рабочих параметров герметизаторов с резинокордными оболочками различных конструкций. № 7; Расчетный анализ напряженно-деформированного и теплового состояний резинокордных оболочек высокоэластичных муфт. № 12.

Тромпет Г. М., Красильников А. Я. — Динамическая устойчивость работы измерительно-управляющих систем виброконтактного принципа измерения. № 8.

Тютрин С. Г., Герасимов В. Я. — Оценка нагруженности деталей машин с помощью вихретокового контроля металлопокрытий. № 4.

Уткин В. С. — Расчет индивидуальной клиноременной передачи по условиям тяговой способности и долговечности. № 3.

Холмогоров И. В., Ванчиков В. Ц. — Адгезия жидкости при обтекании поверхности твердого тела. № 6.

Холмогоров И. В., Хомяков Г. К., Ванчиков В. Ц. — Термодинамическое условие возникновения облитерации капилляра. № 12.

Хорев А. И. — Основы создания слоистых композиционных материалов из титановых сплавов. № 5.

Целищев А. С., Жаров И. С. — Расчет упругих элементов в роликовинтовых механизмах. № 11.

Цыбулько А. Е., Романенко Е. А. — Новые критерии прочности материалов с локализованной и развитой пластической деформацией в условиях сложного напряженного состояния. № 9.

Цыбулько А. Е., Романенко Е. А., Козлов П. Н. — Характеристика вида напряженного состояния конструкционных материалов. № 1.

Цыбулько А. Е., Романенко Е. А., Кравченко Е. В. — Критерии прочности изотропных материалов с учетом их упругих свойств или деформационной способности. № 11.

Черменский О. Н., Ряховский О. А. — Расчеты на контактную прочность № 7.

Шатохин В. Ф. — Численный анализ колебаний турбоагрегата в случае импульсного кинематического воздействия. № 8.

Шнеерсон В. Я. — Определение оптимального тока как параметра нормального формирования шва при плазменной сварке торцевых и отбортованных соединений. № 11.

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

Албагачиев А. Ю., Гурский Б. Э., Лужнов Ю. М., Романова А. Т., Чичинадзе А. В. — Актуальные эколого-экономические проблемы трибологии. № 10.

Бирюков В. П. — Влияние распределения плотности мощности лазерного луча на повышение износостойкости поверхностей трения. № 3.

Гаврилова Т. М. — Контактное трение в зоне деформации при ультразвуковом поверхностном пластическом деформировании. № 8.

Дроздов Ю. Н., Надеин В. А., Савинова Т. М. — Прогнозирование интенсивности изнашивания технической керамики при трении. № 6.

Козырев Ю. П., Седакова Е. Б. — Влияние состава углеродных композиционных материалов на их несущую способность. № 2.

Лернер Ю. Н. — О процессах в адгезионных монослоях при сухом трении. № 4.

Меделяев И. А. — Научное обоснование технических решений по управлению изнашиванием в условиях граничного трения. № 11.

Павлов В. Г. — Расчет на износ радиального шарикоподшипника. № 7.

Семенов А. П. — Измерение твердости при малых и сверхмалых нагрузках. № 12.

Титов В. В. — Испытания конструкционных и смазочных материалов для узлов трения самолетов. № 1; Экспериментальное определение эквивалентных напряжений на поверхности трения подшипника скольжения в тяжело нагруженном контакте. № 5; Экспериментальное определение потерь на трение на цилиндрической и торцевой поверхностях металлофторопластового подшипника скольжения. № 9.

В помощь конструктору и расчетчику

Иванов А. С. — Касательное смещение в соединении с натягом под действием изгибающего момента. № 4; Экспериментальное исследование влияния контактной податливости стыка на работу резьбового соединения, нагруженного отрывающей силой и опрокидывающим моментом. № 11.

Геча В. Я., Иванов А. С., Ермолаев М. М., Половинкина Т. В. — Колебания резьбовых соединений с собственной частотой, обусловленной контактной жесткостью стыка. № 12.

Цыбулько А. Е., Козлов П. Н., Кравченко Е. В. — О достоверности обобщенных критериев прочности. № 5.

Металлургическое оборудование и прокатное производство

Абрамова Н. Б. — Исследование твердости кованых заготовок из бескилородной меди. № 2.

Делюсто Л. Г. — Оценка влияния слабого постоянного магнитного поля на механические свойства проката. № 3.

Зюзин А. А., Казьмин Б. Н. — Проблема конструкционного и технологического обеспечения надежности подшипников жидкостного трения прокатных валков. № 8; Организация производства прокатных валков на металлургических предприятиях. № 9.

Никоноров Л. В. — Ножницы с редукторно-мультипликаторным приводом силового блока для резки листового проката наклонным ножом. № 4.

ТЕХНОЛОГИЯ МАШИНОСТРОЕНИЯ

Агапов С. И. — Стойкостные исследования процесса зубофрезерования мелкомодульных зубчатых колес с введением в зону резания ультразвуковых колебаний. № 4.

Атапин В. Г. — Расчет жесткости базовых деталей тяжелых столов с учетом жесткости обрабатываемой детали. № 5.

Багиров С. А. — Особенности формирования геометрических параметров поверхностей при внутреннем шлифовании. № 3; Условия обеспечения стационарности шлифованной поверхности. № 7.

Базров Б. М. — Построение размерных цепей изделия с помощью графа модулей поверхностей. № 7.

Баранов А. В. — Обеспечение высокоэффективной обработки отверстий. № 7.

Барботько А. И., Дмитриев В. И., Ессола Д. — Радиально-сверлильный станок с возможностью поворота шпинделя на 360° + 360°. № 12.

Бахарев В. П., Куликов М. Ю., Нечаев Д. А., Яковчик Е. В. — Оптимизация алмазной обработки керамики на основе системного анализа с использованием нейросетей. № 12.

Бахтиаров Ш. А. — Повышение эффективности контактно-эрозионной правки алмазных кругов на металлических связках. № 1.

Бровер А. В. — Структурное состояние поверхностных слоев стали Х12М после лазерно-акустической обработки. № 11.

Быков В. П., Овсянников М. В. — Ранние стадии проектирования в условиях применения CALS-технологий. № 10.

Васин В. А., Ивашов Е. Н., Степанчиков С. В. — Тенденции проектирования внутрикамерных вакуумных систем в электронном машиностроении. № 9.

Вассихун Й. А., Позняк Г. Г. — Статически неопределимая модель привершинной области режущих пластин из двухкомпонентного твердого сплава. № 10.

Горчев В. С. — Математические основы исследования автоматических линий с накопителями деталей. № 2.

Гурин В. Д. — Графическое моделирование составляющих силы резания на ПЭВМ при фрезеровании. № 11.

Дерябин И. П. — Проектирование, отладка и диагностика технологических процессов в АСТПП. № 1; Технологическое оснащение планов обработки отверстий в АСТПП. № 7.

Емельянов С. Г., Чевычелов С. А. — Моделирование погрешности профиля, формируемого гиперболическими фрезами. № 1.

Еренков О. Ю., Захарычев С. П., Гаврилова А. В., Отмахов Д. В. — Влияние условий механической обработки полимерных материалов на твердость обработанной поверхности детали. № 3.

Игнатов М. Г., Перминов А. Е., Прокофьев Е. Ю. — Влияние вектора вертикальной составляющей силы резания на точность и шероховатость обрабатываемой поверхности при встречном фрезеровании. № 9.

Исупов М. Г., Лунин Л. Л. — Технологические характеристики газо-абразивной струи. № 6.

Кабалдин Ю. Г. — Наноструктурирование металлических материалов при усталостном нагружении. № 6; Синергетическая модель наноструктурных состояний. № 4.

Карпусь В. Е., Иванов В. А. — Универсально-сборные переналаживаемые приспособления. № 11.

Карпусь В. Е., Миненко Д. А. — Оптимизация обработки систем вспомогательных отверстий на многоцелевых станках. № 1.

Клауч Д. Н., Кущева М. Е., Ташлицкий Н. И., Овумян Г. Г. — Исследования обрабатываемости стали Cr—Mo—Co—W. № 4.

Колесов М. В., Юрин С. Ю. — Способ фрезерования сложных поверхностей на станке с ЧПУ. № 8.

Котельников В. И., Краснов А. О. — Изменение усилия резания при обработке наплавленного слоя. № 3.

Котельников В. И., Краснов А. О., Переведенцев И. Ю. — Влияние поверхностно-пластического деформирования нагретой поверхности металла на качество детали. № 7.

Лесюк Е. А., Алехин В. П., Ким Чанг Сик. — Влияние режима ультразвуковой упрочняющей обработки на качество обрабатываемой поверхности. № 9.

Махаринский Е. И., Беляков Н. В., Махаринский Ю. Е. — Теория базирования в проблеме проектирования технологических процессов механической обработки и станочных приспособлений. № 9.

Михайлин С. М., Капустин А. И., Жданов С. В. — Сверхвысокочастотные технологии в производстве абразивных инструментов на бакелитовой связке. № 10.

Нгуен Туан Хиеу, Литвиненко А. В. — Критерий затупления метчиков с внутренним размещением стружки. № 9.

Носенко В. А., Жуков В. К., Васильев А. А., Носенко С. В. — Попутное и встречное глубинное шлифование поверхности неполного цикла с периодической правкой круга. № 5.

Поляков А. Н., Парфенов И. В., Терентьев А. А. — Решение задачи структурной оптимизации термодеформационной системы станка в локальной постановке. № 12.

Попов А. В. — Исследование влияния СОЖ на удельный расход алмазов при шлифовании. № 10; Влияние металлических наполнителей на изнашивание алмазных кругов на органических связках. № 11.

Пухальский В. А. — Варианты процесса предварительного ориентирования режущей части инструмента. № 11.

Репко А. В., Смирнов В. А. — Повышение эффективности плоского шлифования периферией круга с упругодемпфирующими элементами. № 9.

Розенберг Ю. А. — Основные закономерности процесса образования элементной стружки. № 8.

Рубан И. В., Годжаев З. А., Рубан В. М., Зайцев С. Д. — Выбор оптимального процесса обработки зубчатых колес. № 7.

Салин А. Н., Долинный А. И. — Хрупкие тензочувствительные покрытия для определения НДС деталей и конструкций. № 8.

Сарилов М. Ю., Бурдасов Е. Н. — Исследование критериев корреляции между параметрами нелинейной динамики и шероховатостью поверхности при электроэрозионной обработке. № 12.

Седельников А. И. — Исследование процесса резания коррозионно-стойкой стали инструментом с укороченной передней поверхностью. № 8.

Солоницын Б. М. — Проектирование прогрессивного шевинговального инструмента. № 11.

Солоницын Б. М., Клепиков В. В. — Особенности облегающего шевингования зубчатых колес. № 12; Повышение качества и производительности процесса шевингования зубчатых колес. № 10.

Стародубов В. С. — Температурные деформации станков с ЧПУ, способы их снижения и коррекции. № 2.

Тахман С. И. — Разработка единых моделей процесса изнашивания инструментальных твердых сплавов. № 9.

Фоминский В. Ю., Гнедовец А. Г., Хороманская А. В. — Ионно-имплантационная обработка при использовании импульсной лазерной плазмы. № 11.

Фрадкин Е. И., Ефимова О. М. — Шлифование зубчатых колес на станках с коническим кругом при вынужденно неточной настройке гитары деления. № 4.

Фрадкин Е. И., Лебедев А. Ю. — Шлифование зубчатых колес с большим числом зубьев на зубошлифовальном станке мод. 5843. № 6.

Холмогорцев Ю. П. — Особенности конструкции и наладки алмазных разверток для обработки точных отверстий. № 2.

Худобин Л. В., Унянин А. Н. — Повышение режущей способности шлифовальных кругов при обработке заготовок из пластичных сталей и сплавов. № 12.

Черкашин В. П. — Концевая фреза с равной стойкостью боковых и торцевых режущих лезвий. № 11.

Черный А. Г. — Рассеяние и плотность распределения такта несинхронной сборочной линии. № 11; Организация технического обслуживания синхронной сборочной линии несколькими наладчиками. № 12.

Шашок А. В. — Прогнозирование надежности операций токарной обработки по показателям качества изготовляемой продукции. № 3.

Щедрин А. В., Ульянов В. В., Бекаев А. А. — Оценка метода комбинированного прошивания отверстий с противодавлением технологической смазки. № 1.

Юнусов Ф. С., Хисамутдинов Р. М., Юнусов Р. Ф. — Закономерности шлифования внутренней поверхности вала ТНД полусвободным методом. № 8; Исследование и расчет параметров производящей поверхности инструмента при формообразовании внутренней поверхности вала ТНД. № 10; Экспериментальное исследование качественных и геометрических параметров внутренней поверхности валов ТНД после ленточного шлифования. № 12.

Юркевич В. В. — Точность фрезерной обработки. № 7.

Юркевич В. В., Климанов М. М., Быков В. В. — Показатели точности при токарной обработке. № 11.

Юсубов Н. Д. — Алгоритмизация аналитической модели полей рассеяния размеров, выполняемых в многоинструментальных многосуппортных наладках. № 2.

В порядке обсуждения

Сысоев Ю. С., Томилин С. А. — Предложения по совершенствованию ГОСТ 21495—76 "Базирование и базы в машиностроении. Термины и определения". № 1.

Тюрин А. Н. — Концепция энергетического взаимодействия инструмента и заготовки в процессе брусковой обработки. № 5.

Обработка материалов без снятия стружки

Астанин В. К., Астанин И. К. — Схема штамповки изделий из листа. № 6.

Воронцов А. Л. — Теория высадки цилиндрических заготовок. № 2.

Корчак Е. С. — Динамические особенности возвратного хода и процесса разгрузки рабочих цилиндров от давления ковочных гидравлических прессов. № 10.

Кузнецов В. П., Горгоц В. Г. — Математическое моделирование нелинейной динамики процесса упругого выглаживания поверхностей деталей. № 12.

Кулешова Н. В. — Моделирование процесса объемного деформирования осесимметричных деталей с тензорными свойствами деформационной повреждаемости. № 1.

Осипенкова Г. А., Пегашкин В. Ф., Филимонов И. Е. — Моделирование свойств поверхностного слоя при ультразвуковом выглаживании. № 11.

Пачурин Г. В., Филиппов А. А. — Экономичная технология подготовки стали 40Х к холодной высадке крепежных изделий. № 7.

Пилипенко О. В. — Технологические параметры ротационной вытяжки с утонением стенки трубных заготовок из анизотропного материала. № 4.

Пискарев М. Ю., Пискарева М. М. — Модель кинематического состояния заготовки и силового режима процесса при прямом выдавливании через коническоцилиндрическую матрицу на сферический рассекатель. № 9.

Поликарпов Е. Ю. — Выдавливание оребрений на плитах. № 8.

Поликарпов Е. Ю., Чудин В. Н. — Изотермическое формообразование деталей с утолщениями. № 6.

Рыбаков Г. М. — Насыщение энергией металлических деталей при поверхностном пластическом деформировании дробеструйной обработкой. № 11.

Чумаченко Е. Н. — Компьютерное моделирование и оптимизация процессов штамповки изделий из алюминиевых и титановых сплавов с использованием эффекта сверхпластичности. № 5.

Щедрин А. В., Ульянов В. В., Скоромнов В. М., Бекаев А. А. — Исследование комбинированного волоче-

ния инструментом с регулярным микрорельефом. № 4; Эффект Баушингера при комбинированных методах обработки металла. № 8.

Серия статей
"Проблемы теории и практики резания материалов"

Воронцов А. Л., Султан-заде Н. М., Албагачиев А. Ю. — Разработка новой теории резания. 1. Введение. № 1; 2. Состояние вопроса. № 2; 3. Современная теория разрушения при пластической деформации. № 3; 4. Обоснование и общие положения нового метода теоретического исследования процессов резания. № 4; 5. Определение кинематического, напряженного и деформированного состояний обрабатываемой заготовки. № 5; 6. Определение основных параметров процесса резания. № 6; 7. Математическое описание образования стружки разных видов, пульсации силы резания и параметров контакта обработанной поверхности заготовки с задней поверхностью резца. № 7; 8. Методика расчета стружколомов. № 8; 9. Практические расчеты параметров резания при точении. № 9; 10. Строгание и протягивание; 11. Расчет параметров цилиндрического фрезерования. № 10; 12. Расчет параметров фасонного фрезерования. № 11; 13. Расчет параметров торцевого фрезерования. № 12.

Новоселов Ю. А. — Современная методология оптимального экспериментирования при изучении процессов резания. № 5; Универсальная кинематическая модель всех процессов лезвийного резания. № 6; Научные основы идентификации разновидностей процессов резания и режущих инструментов. № 7.

ОРГАНИЗАЦИЯ И ЭКОНОМИКА ПРОИЗВОДСТВА

Андрейчиков А. В., Андрейчикова О. Н. — Оценка предполагаемого спроса на потребительские товары методом анализа иерархий. № 3.

Анисимов С. Н., Ляхович Д. Г. — Алгоритм моделирования рынка продукции наукоемких производств для случая совершенной конкуренции. № 1.

Балабин В. Н. — Перспективы развития локомотивных энергетических установок нового поколения. № 8.

Биктяков К. С. — Повышение адаптивности системы управления персоналом хозяйствующих субъектов. № 3.

Власов Р. Н. — Методические положения по формированию и распределению производственной программы организации транспортного машиностроения, обеспечивающей ритмичность производства изделий. № 9.

Дзоценидзе Т. Д. — Концепция национальной программы "Создание новой экспортно-ориентированной автомобильной промышленности России". № 10.

Зубарев Ю. М., Косаревский С. В. — Интеграция контроля с помощью измерительно-вычислительных комплексов в современное машиностроение. № 11.

Карминский А. М. — Методические вопросы построения конструктора динамических рейтингов. № 3.

Кашковский В. В., Тихий И. И. — Исследование потока отказов восстанавливаемых объектов. № 12.

Клячко Л. М. — Объект, элементы, факторы, критерии и показатели экономической безопасности системы. № 3.

Омельченко И. Н., Лазаренко А. Г. — Формирование общего подхода к оцениванию интегрального риска проектов. № 7; Рисковая устойчивость проектов: методология измерения и управления. № 8; Алгоритмизация процесса обеспечения рисковой устойчивости проектов, выполняемых в ходе производственно-хозяйственной деятельности предприятия. № 9.

Пантелеев К. Л. — Формирование производственных систем изготовления оболочковых конструкций на ранних стадиях жизненных циклов изделий ракетно-космической техники. № 2; Структурная декомпозиция, синтез и многокритериальный выбор альтернатив при формировании производственных систем. № 4; Интегративно-декомпозиционный подход к формированию производственных систем на ранних стадиях жизненного цикла изделий ракетно-космической техники. № 5; Типовая методика формирования производственных систем. № 6; Фасетно-иерархический подход и обобщенная модель предметной области формирования производственных систем. № 7.

Ревуцкий Л. Д. — Методы определения уровней экономического развития и роста предприятия, потенциала, темпов, динамики, планов и прогнозирования изменения этих показателей. № 1; Управленческий аудит предприятия: основные задачи и перспективы развития. № 2; Методы доходного и нормативно-доходного подходов к определению рыночной стоимости предприятий. № 6.

Селиверстов Д. А., Кирсанов М. А. — Проблема использования производственных мощностей на предприятиях оборонно-промышленного комплекса. № 11.

Сердюк А. И., Рахматуллин Р. Р. — Проектирование гибких производственных ячеек методом автоматизированного построения циклограмм. № 4.

Смирнов С. В., Дежкина И. П., Поташева Г. А. — Оценка организационного потенциала предприятия по принципу золотого сечения. № 6.

Смирнов С. В., Дежкина И. П., Лещенко М. И., Поташева Г. А. — Оценка эффективности организационной структуры системы управления. № 5; Виды производственного потенциала. № 9.

Старостина Ж. А., Диев А. Е. — Повышение эффективности организации ремонта мостовых кранов, эксплуатируемых в условиях агрессивной среды. № 5.

Тевелев М. Ю. — Основы организационно-экономического управления качеством на машиностроительном предприятии. № 3.

Фасхиев Х. А., Закиев Ю. Г. — Выбор параметров специальных автотранспортных средств при разработке. № 10.

Фасхиев Х. А., Крахмалева А. В. — Оценка качества и конкурентоспособности автомобиля. № 7.

Шатохин М. А. — Основы построения организационно-функциональной модели управления виртуальными предприятиями. № 1.

Проблемы промышленной экологии

Тазмеева Р. Н., Зиганшин Р. Р., Тазмеев Х. К. — Жидкоэлектродные генераторы плазмы средней мощности для технологий переработки отходов. № 10.

ТЕХНИЧЕСКАЯ ИНФОРМАЦИЯ

Аскаров Е. С. — Центробежно-гирационные мельницы: особенности конструкции и расчет. № 2.

Астанин В. К., Гончаров Д. В., Худояров В. В., Моисеев А. П. — Установка для автоматической обработки измерений параметров при проведении научных исследований. № 5.

Белокобыльский С. В., Кашуба В. Б., Ситов И. С. — Повышение прочностных характеристик бетонного изделия обработкой его поверхности высокочастотным рабочим органом бетоноотделочной машины. № 1.

Бузановский В. А. — Общие принципы синтеза информационно-измерительных систем состава и свойств веществ. № 8.

Васильченко В. А., Шекунов А. К. — Современные достижения в гидроприводе и их применение в машиностроении. № 7.

Голубев Ю. А. — Самоблокирующаяся реверсивная храповая муфта и ее расчет. № 12.

Даниленко Б. Д. — Анализ обрабатываемых медных сплавов резанием. № 3.

Дядченко Н. П. — Кресло-коляска для инвалидов на колесно-гусеничном ходу. № 4.

Жасимов М. М. — Решение научно-методических проблем разработки технических регламентов. № 11.

Захаров С. И. — Повышение достоверности значений остаточного ресурса деталей механизмов при акустической диагностике. № 9; Соседства для акустических испытаний машин. № 10; Повышение достоверности значений износа деталей машин при акустической диагностике. № 11.

Каргапольцев В. П., Косолапов А. В., Сиденко А. А. — Поверочные установки с изменяемой вязкостью рабочей среды. № 6.

Кузнецов С. А., Иванов В. А. — Новые конструкции устройств для сортировки твердых материалов по размерам. № 10.

Макаров К. К. — Грохоты горячего агломерата с колосниковыми плитами из листового металла. № 2.

Москвитин Г. В., Савкин А. И., Краснощеков Н. Н., Добровольская Е. Н. — Космическое машиностроение. № 12.

Тихоненков С. М. — Плунжерный насос без кривошипа. № 8.

Федоров В. К., Бендерский Г. П., Луценко А. В. — Технология экспериментального исследования математической модели движения мобильных РЛС по деформируемым грунтам. № 1.

Холмогоров И. В. — Фильтрационный эффект в технических системах. № 12.

Иванов А. Н. — Выставки "Электро-2007". № 1; "Склад. Транспорт. Логистика-2007". № 2; "КИП Экспо-2007", № 3; "Intertool-2007". № 4; "Индустрия пластмасс-2007", № 5; Международный промышленный форум-2007". № 5; Выставки "Упаковка—Упакиталия-2008". № 6; "Стройтекс". № 7; "Вакуум ТехЭкспо-2008". № 8; "Трубопроводный транспорт-2008" и "Мера-2008". № 9; "Высокие технологии XXI века-2008". № 10; "Металлообработка-2008". № 11; "Металлургия-ЛИТМАШ-2008". № 12.

Потапова Г. С. — Обозрение зарубежных изданий. № 1—12.

Сандлер А.И., Лагутин С.А., Верховский А.В. **Производство червячных передач.** Под общ. ред. С.А. Лагутина, 2008. – 272 с., тв. пер., 60×88 1/16

ISBN 978-5-217-03411-6

Цена с НДС 385 руб.

Рассмотрены особенности технологии производства червячных передач. Изложены вопросы, обеспечения эксплуатационной стойкости и технологичности изготовления червячных фрез для червячных колес на стадии проектирования, формирования взаимосвязанных допусков на элементы профиля винтовой поверхности червяка и производящей поверхности фрезы.

Подробно описаны операции формообразования винтовой поверхности рабочего червяка передачи и производящей поверхности фрезы: шлифование винтовых передних поверхностей и радиально-осевое затылование боковых поверхностей зубьев. Изложены методы решения технологических вопросов изготовления фрез для нарезания колес глобоидных передач, а также инструментального обеспечения производства червячных передач с жидкостным трением.

Для инженерно-технических работников машиностроительных и инструментальных предприятий, а также для студентов и аспирантов ВУЗов

Приобрести книгу можно непосредственно в издательстве "Машиностроение", прислав заявку в отдел реализации по факсу: (495) 269-48-97; по e-mail: realiz@mashin.ru; по почте: 107076, Москва, Стромынский пер., 4. ООО "Издательство Машиностроение". Справки по тел. (495) 269-66-00. http://www.mashin.ru