ВЕСТНИК машиностроения

ЕЖЕМЕСЯЧНЫЙ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ И ПРОИЗВОДСТВЕННЫЙ ЖУРНАЛ

6

2017

ИЗДАЕТСЯ С НОЯБРЯ 1921 ГОДА

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

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

ООО «Издательство «Инновационное машиностроение»

Адрес издательства:

107076, Москва, Колодезный пер., д. 2А, стр. 2
Телефон: 8-(499)-269-52-98
Факс: 8-(499)-269-48-97

Адрес редакции:

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

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

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

Цена свободная

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

Главный редактор А.И. САВКИН

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ:

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

СОДЕРЖАНИЕ

КОНСТРУИРОВАНИЕ, РАСЧЕТ, ИСПЫТАНИЯ И НАДЕЖНОСТЬ МАШИН

Копотилов В. И. — Сила тяги гусеничной машины . . . 3

Гадалов В. Н., Емельянов С. Г., Сафонов С. В., Ворначева И. В., Филонович А. В. — Оптимизация электроакустического нанесения покрытий для повышения эксплуатационных свойств композитов из жаропрочных сплавов на основе никеля . . . 7

Секацкий В. С., Строк Л. В., Мерзликина Н. В., Моргун В. Н. — Показатели качества гидростатических подшипников . . . 10

Семеноженков В. С., Семеноженков М. В. — Железнодорожная колесная пара с управляемым дифференциалом . . . 15

Бурьян Ю. А., Зубарев А. В., Силков М. В., Шалай В. В. — Активная низкочастотная система виброизоляции с компенсацией динамических сил . . . 18

Кобзев А. А., Егоров И. Н., Потанин Ю. С. — Мехатронная система коммутации и автоюстировки оптического излучения на базе механизма с параллельной кинематикой . . . 22

Савинкин В. В., Кузнецова В. Н. — Принципы перераспределения нагрузки при отклонении пятна контакта от проектной оси симметрии в парах зацепления поворотной платформы одноковшового экскаватора . . . 29

Болнокин В. Е., Ивашов Е. Н., Сторожев В. И., Мутин Д. И., Нгуен Динь Чунг — Алгоритмы оптимизации пространственного размещения транспортно-складских комплексов . . . 34

Хохлов А. В. — Критерий разрушения и кривые длительной прочности, порождаемые определяющим соотношением нелинейной теории наследственности Ю. Н. Работнова 39

Злобин С. В., Ермошин А. Н., Макаров А. А., Шерстобитов А. П. — Технология рекуперации тепла с принудительным отбором выхлопных газов газотурбинных газоперекачивающих агрегатов . . . 47

Проблемы трибологии — трения, изнашивания и смазки

Шастин В. И., Каргапольцев С. К. — Лазерная модификация поверхностей трибологических сопряжений . . . 50

Кохановский В. А., Глазунов Д. В. — Управление эксплуатационными показателями смазочного материала . . . 54

ТЕХНОЛОГИЯ МАШИНОСТРОЕНИЯ

Кабалдин Ю. Г., Шатагин Д. А., Сидоренков Д. А., Головин А. А., Аносов М. С. — Оценка и диагностика структурной устойчивости материалов при низких температурах с использованием подходов нелинейной динамики и искусственного интеллекта . . . 59

Глазунов Д. В. — Исследование значимости факторов, влияющих на ресурс смазочного материала в паре трения колесо—рельс . . . 63

Безъязычный В. Ф., Сутягин А. Н., Непомилуев В. В., Семенов А. Н. — Повышение износостойкости деталей машин технологическими методами . . . 66

Алиев Р., Гусейнов Р. — Самобалансирующий фрезерный инструмент для высокоскоростной обработки . . . 70

Митрофанов А. П., Паршева К. А. — Применение специальной внешней среды для повышения эффективности шлифования труднообрабатываемых сталей . . . 75

Боровский Г. В., Каменецкий Л. И., Негинский Н. А., Надольский М. А., Маслов А. Р. — Исследование величины износа породоразрушающего поликристаллического инструмента . . . 79

Обработка материалов без снятия стружки

Белевский Л. С., Корчунов А. Г., Белевская И. В., Ефимова Ю. Ю., Коптелова О. С. — Восстановление и упрочнение изделий бандажированием и деформированием поверхностей с нанесением покрытий . . . 82

ЭКОНОМИКА И ОРГАНИЗАЦИЯ ПРОИЗВОДСТВА

Биктяков К. С. — Управление предприятием в условиях кризиса . . . 87

CONTENTS

DESIGN, CALCULATION, TESTS AND RELIABILITY OF MACHINES

Kopotilov V. I. — Tractive force of track-laying machine

Gadalov V. N., Emel'yanov S. G., Safonov S. V., Vornacheva I. V., Filonovich A. V. — Optimization of electroacoustic coating application for increase of performance properties of composites from heat-resistant alloys on nickel base

Sekatskiy V. S., Strok L. V., Merzlikina. N. V., Morgun V. N. — Quality parameters of hydrostatic bearings

Semenozhenkov V. S., Semenozhenkov M. V. — Railroad wheel pair with controlled differential

Bur'yan Yu. A., Zubarev A. V., Silkov M. V., Shalay V. V. — Active low-frequency vibration isolation system with compensation of dynamic forces

Kobzev A. A., Egorov I. N., Potanin Yu. S. — Mechatronic system of commutation and self-alignment of optical emission on the base of mechanism with parallel kinematics

Savinkin V. V., Kuznetsova V. N. — Principles of load redistribution at displacement of contact spot from design axis of symmetry in gear pairs of rotating platform of single-bucket excavator

Bolnokin V. E., Ivashov E. N., Storozhev V. I., Mutin D. I., Nguen Din Chung — Optimization algorithms of spatial location of storage-retrieval complexes

Khokhlov A. V. — Failure criterion and long-term strength curves, generated by constitutive relation of Yu. N. Rabotnov non-linear inheritance theory

Zlobin S. V., Ermoshin A. N., Makarov A. A., Sherstobitov A. P. — Technology of heat recovery with forced extraction of exhaust gases of gas-turbine power plants in gas-compressor units

Problems of tribology — friction, wearing away and lubrication

Shastin V. I., Kargapol'tsev S. K. — Laser modification of surfaces of tribological conjugations

Kokhanovskiy V. A., Glazunov D. V. — Control of performance factors of lubricating material

MANUFACTURING ENGINEERING

Kabaldin Yu. G., Shatagin D. A., Sidorenkov D. A., Golovin A. A., Anosov M. S. — Assessment and diagnostics of structural stability of materials at low-temperatures using approaches of non-linear dynamics and artificial intelligence

Glazunov D. V. — Research of factors significance, influencing on lubricating material resource in wheel—rail pair

Bez'yazychniy V. F., Sutyagin A. N., Nepomiluev V. V., Semenov A. N. — Increase of wear resistance of machine parts by technological methods

Aliev R., Guseynov R. — Self-balancing milling tool for high-speed machining

Mitrofanov A. P., Parsheva K. A. — Application of special external environment for efficiency increase of grinding of hard-to-machine steels

Borovskiy G. V., Kamenetskiy L. I., Neginskiy N. A., Nadol'skiy M. A., Maslov A. R. — Research of wear value of rock-cutting polycrystalline tool

Chipless processing of materials

Belevskiy L. S., Korchunov A. G., Belevskaya I. V., Efimova Yu. Yu., Koptelova O. S. — Restoration and strengthening of products by banding and deformating of surfaces with coatings application

ORGANIZATION AND ECONOMICS OF PRODUCTION

Biktyakov K. S. — Enterprise management in conditions of crisis

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

Сдано в набор 25.04.2017. Подписано в печать 19.05.2017.
Формат 60 × 88 1/8. Бумага офсетная. Усл. печ. л. 10,78.

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

© ООО «Издательство "Инновационное машиностроение"», "Вестник машиностроения", 2017

КОНСТРУИРОВАНИЕ, РАСЧЕТ, ИСПЫТАНИЯ И НАДЕЖНОСТЬ МАШИН

УДК 529.1.03.032:531.222

В. И. КОПОТИЛОВ, канд. техн. наук (Тюменское высшее военно-инженерное командное училище),
e-mail: vikopotilov@mail.ru

Сила тяги гусеничной машины

Рассмотрен механизм образования движущей силы гусеничной машины. С позиций теоретической механики доказано, что движение машины обеспечивает совокупность внутренних толкающих усилий, создаваемых давлением рабочей части гусеничного обвода на ведущие колеса и опорные катки гусеничного движителя. Уточнены роль продольной реакции грунта, возникающей при взаимодействии движителя с опорной поверхностью, и ее значение для образования силы тяги, развиваемой двигателем.

Ключевые слова: гусеничная машина, ведущее колесо, гусеница, продольная реакция, грунтовая поверхность, сила тяги.

The mechanism of formation of driving force of a track-laying machine is considered. From the position of theoretical mechanics, it is validated, that machine movement is provided by complex of internal pushing forces, generated by pressure of working part of a track-laying bypass on driving wheels and lower track wheels of a track-drive. The role of longitudinal ground reaction, appearing at interaction of a drive with a bearing surface, and its meaning for generation of tractive force, developed by a drive, is being elaborated.

Keywords: track-laying machine, driving wheel, track, longitudinal reaction, ground surface, tractive force.

Движение любой транспортно-тяговой машины осуществляется посредством ее движителя. У гусеничных машин основу движителя составляют ведущие колеса, катки и гусеницы, на внутреннюю поверхность которых опираются опорные катки, посредством которых остов машины при работе ведущих колес совершает свое перемещение.

Принято считать, что движение самоходной гусеничной машины — это результат действия так называемой касательной силы тяги, которая прикладывается опорной поверхностью к гусеницам [1—6]. Для гусеничной машины такая сила является внешней и направлена в сторону движения. Однако, как будет показано далее, продольная реакция грунта не может быть движущей силой гусеничной машины.

Чтобы обосновать настоящее тяговое усилие, рассмотрим схему сил, действующих на элементы гусеничного движителя в процессе равномерного движения машины, имеющей заднее расположение ведущих колес (рис. 1).

При подаче усилия на ведущее колесо образуется силовая пара, создающая крутящий момент $M_к$, которую можно представить в виде двух равных, параллельных и противоположно направленных сил F_B и F_O, численно равных

$$F_O = F_B = M_к/r. \quad (1)$$

Одна из этих сил (F_O) приложена к оси O вращения ведущего колеса, а другая (F_B) — к его периферийной части (точка B). Последняя, создавая на плече OB крутящий момент, поворачивает ведущее колесо и передается гусенице в виде приведенной силы F, приложенной к концу той ее части, которая непосредственно контактирует с колесом (дуга AB) и получает от него распределенное окружное усилие. При равномерном движении усилие F численно равно F_B.

Воздействие колеса на гусеницу продольной силой F вызывает силу противодействия F' (см. рис. 1). Эта сила численно равна F, а при равномерном вращении колеса и силе F_B, т.е. $F' = F = F_B$.

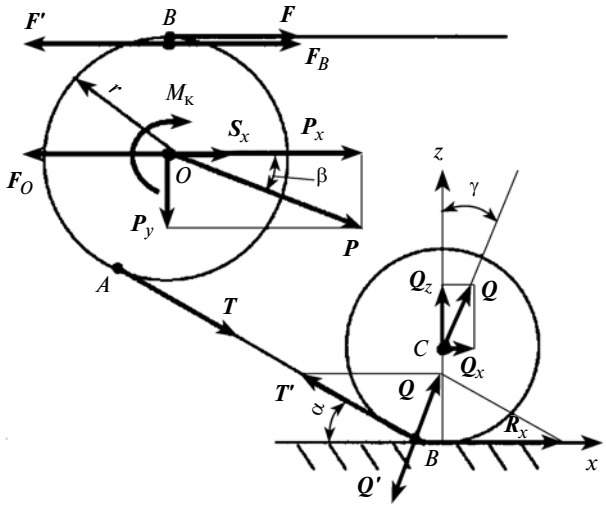


Рис. 1. Схема сил, прикладываемых к гусеничному движителю

Так как две силы F' и F_B, приложенные к одному телу (колесу), равны по модулю, лежат на одной прямой и противоположны по направлению, то они уравновешивают друг друга ($F' + F_B = 0$).

Появление силы F на одном конце (точка B) участка гусеницы, непосредственно примыкающей к ведущему колесу, естественно, вызывает образование силы T на другом ее конце (точка A). При равномерном вращении колеса силы F и T, приложенные к концам дугообразного участка AB, численно равны, т. е. $T = F$.

Таким образом, можно утверждать, что при равномерном движении гусеничной машины

$$F_O = F_B = F = F' = T. \qquad (2)$$

Наличие двух тангенциальных сил F и T, прижимающих контактирующий участок гусеницы к ведущему колесу, создает усилие

$$P = F + T, \qquad (3)$$

которое передается на ось O ведущего колеса.

Вектор P приложен к оси вращения O и направлен под углом $\beta = \alpha/2$ к поверхности грунта.

Чтобы определить модуль силы P, найдем проекцию векторного уравнения (3) на координатную ось z, из которого с учетом равенства (2) получим:

$$P = 2F\cos(\alpha/2). \qquad (4)$$

Продольная составляющая P_x вектора P толкает ось ведущего колеса в сторону движения машины. Величина продольного усилия

$$P_x = P\cos\beta = P\cos(\alpha/2).$$

С учетом выражения (4) величину продольного толкающего усилия можно выразить формулой

$$P_x = 2F\cos^2(\alpha/2).$$

Так как к оси колеса приложена не только сила P_x, но и сила F_O, численно равная F, то ось ведущего колеса испытывает в целом продольное усилие

$$S_x = 2F\cos^2(\alpha/2) - F_O = F\cos\alpha. \qquad (5)$$

Сила F на конце рабочей части обвода (точка B) передается в виде силы T' к участку гусеницы, непосредственно контактирующему с опорным катком (см. рис. 1). Эта сила, численно равная T, стремится вытянуть опорную часть гусеницы из-под опорных катков машины, вследствие чего возникает продольная реакция R_x грунта, которая препятствует этому. Действие сил T' и R_x, натягивающих этот участок гусеницы, эквивалентно силе

$$Q = T' + R_x, \qquad (6)$$

приложенной в точке B и оказывающей давление на задний опорный каток под углом $\gamma = \alpha/2$ к оси z (см. рис. 1).

Численное значение силы давления на каток выразим исходя из равенства проекций силы Q и суммы сил T' и R_x на вертикальную ось z:

$$Q\cos(\alpha/2) = T'\sin\alpha. \qquad (7)$$

Из уравнения (7) следует, что

$$Q = 2T'\sin(\alpha/2). \qquad (8)$$

Продольная составляющая Q_x вектора силы Q, численно равная $Q\sin(\alpha/2)$, толкает опорный каток в сторону движения гусеничной машины. Учитывая выражение (8), ее значение можно представить как:

$$Q_x = 2T'\sin^2(\alpha/2) = T'(1 - \cos\alpha).$$

Появление силы Q_x обусловлено приложением к опорной части гусеницы силы T', которая, как отмечалось выше, является результатом воздействия ведущего колеса силой F на рабочую часть гусеницы (см. рис. 1). Учитывая, что $T' = T = F$, значение силы Q_x можно выразить формулой

$$Q_x = F(1 - \cos\alpha). \qquad (9)$$

Таким образом, подача на ведущее колесо гусеничной машины силовой пары с моментом $M_к$ приводит в итоге к образованию двух продольных толкающих сил (5) и (9), сумма которых составляет

$$P_m = S_x + Q_x = F. \qquad (10)$$

Из формулы (10) следует, что значение суммарного толкающего усилия P_m не зависит от угла α наклона рабочей ветви гусеницы, а определяется, согласно формулам (1) и (2), отношением крутящего момента $M_к$ к радиусу r колеса. Однако указанный угол наклона рабочей ветви гусеницы косвенно влияет на высоту расположения линии действия силы P_m, т. е. равнодействующей сил S_x и Q_x.

Так как P_m — это продольное усилие, эквивалентное двум параллельным силам, прикладываемым к осям соответственно ведущего колеса (S_x) и заднего опорного катка (Q_x), то точка ее приложения и линия действия располагаются на высоте

$$h_m = \frac{S_x r + Q_x r_к}{S_x + Q_x} = r\cos\alpha + r_к(1 - \cos\alpha), \qquad (11)$$

где $r_к$ — радиус опорного катка.

Из формулы (11) следует, что при угле $\alpha \approx 0$ линия действия силы P_m располагается на той же высоте, что и ось вращения ведущего колеса ($h_m \approx r$). Если угол $\alpha \approx \pi/2$, то $h_m \approx r_к$, т. е. линия действия силы P_m находится на высоте оси вращения заднего опорного катка.

Если ведущими являются передние колеса гусеничной машины, то в целом схема сил, непосредственно создающих вышеуказанные толкающие усилия, остается неизменной. Разница состоит лишь в том, что к рабочей части гусеницы добавляется ее верхняя часть, расположенная между передним и задним колесами, а усилие натяжения обеспечивает не заднее, а переднее колесо, которое под действием крутящего момента $M_к$ создает такую же силу F (рис. 2). Эта сила — результат передачи на гусеничную цепь окружной силы F_B. Другая сила F_O подводимой силовой пары прикладывается к оси этого колеса и через остов машины передается на заднее ведомое колесо. В итоге толкающие усилия S_x и P_x создают те же самые силы давления гусеницы на заднее (но уже ведомое) колесо и задний опорный каток.

Таким образом, можно констатировать, что величина суммарного толкающего усилия P_m и сил, непосредственно обеспечивающих ее образование, не зависит от схемы привода гусеничного движителя.

Сила P_m — это усилие *внутреннее*, которое генерирует ДВС машины, превращая свой крутящий момент посредством движителя, взаимодействующего с опорной поверхностью, в продольную движущую силу. Может ли эта внутренняя сила быть той силой тяги, которая и вызывает движение гусеничной машины? Рассмотрим этот вопрос с позиций теоретической механики.

Как отмечалось выше, роль движущей силы гусеничной машины приписывается "касательной силе тяги". К сожалению, это давняя и укоренившаяся ошибка, которая обусловлена, по-видимому, тем, что рассматриваемая сила — внешняя и направлена в сторону движения машины. Тем не менее для гусеничной машины, как и для любого другого транспортного средства, "касательная сила тяги" не является движущим усилием по следующим причинам.

Во-первых, сила R_x не является активной, а представляет собой продольную реакцию опорной поверхности, т.е. пассивную силу, которая возникает в ответ на продольное силовое воздействие на грунт опорной части гусеницы.

Во-вторых, ее образует грунтовая поверхность, которая не имеет источника энергии, необходимой для совершения работы по перемещению гусеничной машины, и не может компенсировать отрицательную работу всех внутренних и внешних сил сопротивления движению.

В-третьих, продольная реакция R_x воздействует на неподвижную часть гусеничной машины ($v_г = 0$), следовательно, она не совершает работы, а ее мощность равна нулю:

$$N = R_x v_г = R_x 0 = 0.$$

Если же опорная часть гусеницы и приходит в движение, т. е. проскальзывает с некоторой скоростью v_s по грунтовой поверхности, то работа продольной реакции из-за противоположной направленности векторов R_x и v_s всегда отрицательна:

$$N = R_x v_s = -R_x v_s < 0.$$

Работа истинной силы тяги положительна, в крайнем случае равна нулю, когда машина не движется.

В-четвертых, продольная реакция R_x уравновешена силами T' и Q', которые прикладываются к гусенице со стороны соответственно ведущего колеса и опорного катка:

$$R_x + T' + Q' = 0,$$

где Q' — сила реакции катка, прикладываемая к гусенице в точке B (см. рис. 1).

Таким образом, с полным основанием можно утверждать, что продольная реакция грунтовой поверхности, называемая без всяких на то оснований "касательной силой тяги", движущим усилием гусеничной машины не является.

Как показывает теоретический анализ совокупности внешних и внутренних сил, действующих на механическую систему, при соблюдении определенных условий приложение внешней активной силы вовсе не является обязательным условием перемещения системы [7]. Более того, движение некоторых механических систем, например колесных машин, возможно и за счет действия активных внутренних сил [8, 9].

Чтобы доказать, что настоящей силой тяги является вышеуказанное продольное усилие P_m, которое развивает двигатель гусеничной машины в результате подачи крутящего момента $M_к$ на ведущее колесо, рассмотрим теорему о движении центра масс механической системы.

В общем случае вектор w ускорения центра масс любой механической системы можно выразить формулой

$$w = (R^e + R^i)/m,$$

где R^e и R^i — главные векторы соответственно внешних и внутренних сил, приложенных к материальным точкам механической системы; m — масса механической системы.

К числу внешних сил, прикладываемых к одиночной гусеничной машине, относятся: продольная (R_x) и нормальная (R_z) реакции грунта, сила G тяжести машины и сила P_w сопротивления воздушной среды. Поэтому главный вектор внешних сил

$$R^e = R_x + R_z + G + P_w. \quad (12)$$

Все остальные силы, воздействующие на элементы машины, — это силы внутренние, главный

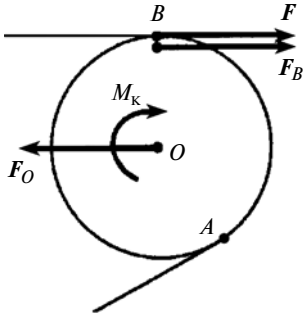


Рис. 2. Силы, действующие при переднем расположении ведущего колеса

вектор которых можно представить в виде следующей векторной суммы:

$$R^i = F_B + F_O + F + F' + T + T' + \Phi^i, \qquad (13)$$

где Φ^i — главный вектор прочих внутренних сил машины.

Из теоретической механики известно, что главный вектор R^i всех внутренних сил любой механической системы равен нулю ($R^i = 0$). В уравнении (13) равны нулю и векторные суммы сил F_B и F_O, F и F', T и T'. Из этого следует, что главный вектор прочих внутренних сил $\Phi^i = 0$, поэтому его можно исключить.

С учетом этого и формул (12) и (13) ускорение центра масс гусеничной машины примет вид:

$$w = (R_x + R_z + G + P_w + F_B + F_O + \\ + F + F' + T + T')/m.$$

Так как $R_z + G = 0$, $F_B + F' = 0$, $F + T = P$, $R_x + T' = Q$, то ускорение центра масс

$$w = (P + F_O + Q + P_w)/m.$$

В проекции на продольную ось x получим:

$$w_x = (P_x - F_O + Q_x - P_w)/m. \qquad (14)$$

В выражении (14) алгебраическая сумма двух первых членов — это не что иное, как суммарное толкающее усилие S_x, приложенное к ведущему колесу ($S_x = P_x - F_O$), третий член Q_x — толкающее усилие, приложенное к опорному катку, а четвертый — сила сопротивления воздуха. Так как суммарное толкающее усилие $P_m = S_x + Q_x$, уравновешивая силу P_w сопротивления воздушной среды, определяет величину ускорения центра масс

$$w_x = (P_m - P_w)/m, \qquad (15)$$

то продольная сила P_m — это и есть сила тяги гусеничной машины.

Определим взаимосвязь силы P_m тяги и продольной реакции R_x грунта. Для этого найдем проекцию векторного уравнения (6) на продольную ось x:

$$Q_x = -T'\cos\alpha + R_x.$$

Из этого уравнения следует, что $R_x = T'\cos\alpha + Q_x$. Так как $T'\cos\alpha + Q_x = F\cos\alpha + F(1 - \cos\alpha) = F$, то

$$R_x = F = P_m = M_к/r. \qquad (16)$$

Таким образом, анализ показывает, что продольная реакция R_x грунтовой поверхности *численно* равна силе P_m тяги машины. Это означает, что R_x, будучи пассивной силой, определяется величиной активной силы P_m, т. е. силы тяги.

Как следует из формулы (16), продольная реакция грунта прямо пропорциональна крутящему моменту, подаваемому на ведущее колесо. Однако известно, что продольная реакция может возрастать лишь до некоторого предела $R_{x\max}$, который принято называть силой сцепления. Так как $P_m = R_x$, то эта сила сцепления накладывает ограничение на максимальное значение силы тяги, которое может быть реализовано гусеничной машиной "по сцеплению" ее гусениц с грунтовой поверхностью:

$$P_{m\max} = R_{x\max} = G\varphi_x,$$

где φ_x — коэффициент продольного сцепления гусениц с грунтовой поверхностью.

При достижении предела по сцеплению дальнейшее увеличение крутящего момента $M_к$ уже не приводит к увеличению силы тяги и продольной реакции, а вызывает лишь увеличение скорости проскальзывания гусениц. При этом весь избыток подводимой мощности затрачивается на срезание грунта и буксование.

Формула ускорения (15) получена для случая движения машины по горизонтальной поверхности, т. е. без учета силы P_α сопротивления подъему, а также сил сопротивления на крюке ($P_{кр}$), внутреннего трения в гусеничном движителе ($P_д$), сопротивления грунта (P_f). Если учесть и эти силы, то из формулы (15) получим уравнение силового баланса гусеничной машины в следующем виде:

$$P_m = P_{кр} + P_\alpha + P_д + P_f + P_j + P_w, \qquad (17)$$

где P_j — приведенная сила инерции, учитывающая инерцию вращательного и поступательного движений.

Подведем итог. Из теоремы о движении центра масс механической системы следует, что ускорение центра масс гусеничной машины численно равно отношению разницы внутренней силы тяги (P_m) и внешней силы аэродинамического сопротивления (P_w) к массе машины. Как видим, продольная реакция опорной поверхности непосредственно не влияет на ускорение центра масс машины. Однако отсутствие продольной реакции R_x в формуле (15) ускорения и уравнении (17) силового баланса вовсе не означает, что продольная реакция не оказывает влияния на движение машины. Более того, если бы не было продольной реакции опорной поверхности, то движение гусеничной машины, как и

движение любого наземного транспортного средства, стало бы принципиально невозможным, так как при $R_x = 0$ сила тяги $P_m = R_x = 0$. Как показано выше, наличие именно этой внешней силы (R_x) приводит к нарушению равновесия системы внутренних сил гусеничной машины, в результате чего часть внутренних сил (P_x и Q_x) образуют внутреннюю силу P_m тяги, которая и толкает остов машины в заданном направлении.

Таким образом, роль продольной реакции грунтовой поверхности состоит вовсе не в том, чтобы толкать вперед гусеничную машину, а в том, чтобы силовая установка (ДВС) машины, создавая крутящий момент, могла посредством гусеничного движителя, воспринимающего продольную реакцию грунта, трансформировать этот момент в силу тяги. В свете сказанного ясно, что трактовка продольной реакции грунта как "касательной силы тяги", т. е. силы, движущей гусеничную машину, не имеет под собой теоретической основы и лишена всякого смысла.

К этому следует добавить, что наличие продольной реакции R_x обеспечивает неподвижность опорной части гусеницы, в результате чего последняя сама по себе становится для катков опорной поверхностью, облегчающей их перекатывание. Движение катков по внутренней поверхности гусеницы, т. е. по этой переносимой самой машиной временной "дороге", вместо их перекатывания по грунту намного снижает общее сопротивление гусеничной машины и резко повышает ее проходимость.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Михайловский Е., Цымбалин В.** Теория трактора и автомобиля: Учебное пособие для вузов. М.: Сельхозиздат, 1960. 336 с.
2. **Забавников Н. А.** Основы теории транспортных гусеничных машин. М.: Машиностроение, 1968. 396 с.
3. **Вонг Дж.** Теория наземных транспортных средств: Пер. с англ. М.: Машиностроение, 1982. 284 с.
4. **Тракторы:** Теория: Учебник для вузов / В. В. Гуськов, Н. Н. Велев, Ю. Е. Атаманов и др. Под общ. ред. В. В. Гуськова. М.: Машиностроение, 1988. 376 с.
5. **Машиностроение.** Энциклопедия. Т. IV-15. Колесные и гусеничные машины / В. Ф. Платонов, В. С. Азиев, Е. Б. Александров и др. Под общ. ред. В. Ф. Платонова. М.: Машиностроение, 1997. 688 с.
6. **Многоцелевые** гусеничные и колесные машины. Теория: Учебное пособие / Под общ. ред. проф. В. П. Бойкова. Минск: Новое знание; М.: ИНФРА-М, 2012. 543 с.
7. **Копотилов В. И.** О движении механической системы за счет внутренних сил // Механика и процессы управления: Материалы Всероссийской науч. практ. конф. (г. Тюмень, 22 апреля 2015 г.). Тюмень: [Б.и.], 2015. С. 54—61.
8. **Копотилов В. И.** Механизм движения самоходной транспортной машины // Вестник машиностроения. 2014. № 11. С. 36—40.
9. **Копотилов В. И.** Сила тяги и механизм ее образования // Автомобильная промышленность. 2015. № 7. С. 4—9.

УДК 621.9

В. Н. ГАДАЛОВ, С. Г. ЕМЕЛЬЯНОВ, доктора технических наук (Юго-Западный ГУ, г. Курск),
С. В. САФОНОВ, канд. пед. наук (Воронежский ГТУ), И. В. ВОРНАЧЕВА, А. В. ФИЛОНОВИЧ, д-р техн. наук (Юго-Западный ГУ), e-mail: vornairina2008@yandex.ru

Оптимизация электроакустического нанесения покрытий для повышения эксплуатационных свойств композитов из жаропрочных сплавов на основе никеля

Рассматриваются аспекты оптимизации технологии нанесения электроакустических покрытий (ЭЛАН), их структура, свойства и экологичность.

Ключевые слова: электроакустическое покрытие, ЭЛАН, инструментальный материал, никель, жаропрочный сплав.

The aspects of application technology optimization of electroacoustical coatings (ELAC), their structure, properties and ecological compatibility are considered.

Keywords: electroacoustical coating, ELAC, tool material, nickel, heat-resistant alloy.

Электроакустическое нанесение покрытий (ЭЛАН) широко используется для локального восстановления узлов и деталей специального назначения из сложнолегированных литых жаропрочных сплавов на основе никеля [1]. Знать резервы способов обработки электрофизическими методами поверхностей штамповых и инструментальных материалов, а также возможности устранения недостатков ЭЛАН необходимо для его использования в разных отраслях машиностроения [2, 3]. Так, электрофизические методы, например ЭЛАН, часто применяют для восстановления штампов горячего деформирования из жаропрочных сплавов типа ЖС.

Авторы провели оптимизацию процесса эрозии электрода при использовании ЭЛАН методом математического планирования эксперимента с применением $ЛП_\tau$-последовательностей [4, 5]. Определили область экспериментального исследования узлов, равномерно распределенных по параметрам x_1, x_2, ..., x_n, т. е. в координатах планируемых экс-

периментов нет пар с совпадающими параметрами x_i, $I = 1, n$. Равномерное распределение параметров по сторонам произвольного параллепипеда (П), параллельным координатам, считается последовательностью $S_N(\Pi) = P_1, ..., P_i, ...$ $(l < i < N)$, для которой выполняется условие:

$$\lim_{n \to \infty} \frac{S_n(\Pi)}{N} = V_n,$$

где V_n — объем параллелепипеда.

Из известных в настоящее время последовательностей самую лучшую равномерность имеет $ЛП_\tau$-последовательность. Так называется последовательность точек P_1, P_i, ... n-мерного куба, в которой любой ее двоичный участок содержит не менее $2^{\tau+1}$ точек и является $П_\tau$-сеткой, состоящей из $N = 2^V$ точек n-мерного куба, если любому двоичному параллелепипеду (П) объемом $V_{П\tau} = 2\tau/N$ принадлежат 2^τ точек сетки $(V > \tau)$ [5].

$ЛП_\tau$-последовательности использовали для планирования серии из 15 экспериментов, в которых определяли влияние напряжения U, емкости C разряда, частоты f следования импульсов, удельного времени τ обработки на коэффициент переноса массы материала электрода. Применение этой методики при планировании поля эксперимента позволило минимизировать последующие исследования для определения оптимального по максимальной эрозии материала электрода режима ЭЛАН (f = 1,37 кГц, C = 30 мкФ, τ = 90 с/см^2, U = 50 В, режим I). Далее режим I скорректировали с учетом жаростойкости и адгезионной прочности сплава, которые существенно влияют на свойства композита в целом. Эти эксплуатационные характеристики выбрали вероятностно-статическим методом планирования экстремального эксперимента путем парных сравнений при априорном ранжировании.

Так как применение технологии ЭЛАН требует выбора большого числа основных факторов, влияющих на жаростойкость и адгезионную прочность, применили метод априорного ранжирования — анкетирование пяти специалистов. Каждому фактору соответствовал свой ранг опроса. По результатам анкетирования составили две таблицы. Итоговое ранжирование факторов проверили сравнением таблиц, которое подтвердило их адекватность.

Вследствие недостаточной изученности процессов формирования электроакустических покрытий на жаропрочных сплавах на основе никеля и большого числа исходных технологических факторов применили ротатабельное центральное композиционное планирование (РЦКП). При ЭЛАН применяли режим I, который для четырехфакторного эксперимента соответствует центральным точкам.

При расчете матрицы РЦКП и последующей обработке результатов получили уравнения регрессии математических моделей для жаростойкости (Y_1) и адгезионной прочности (Y_2), которые адекватно описывают процесс электроакустического напыления с доверительной вероятностью 0,95:

$$Y_1 = 34{,}60 + 9{,}50X_1 - 1{,}83X_2 + 11{,}65X_4 + 5{,}28X_1X_3 + 3{,}41X_1X_4 + 2{,}97X_3X_4 - 4{,}22X_1^2 - 3{,}74X_2^2 + 2{,}03X_4^2; \quad (1)$$

$$Y_2 = 0{,}04107 + 0{,}01130X_1 + 0{,}01269X_4 - 0{,}00592X_1^2, \quad (2)$$

где X_1 — емкость C разряда; X_2 — напряжение U; X_3 — время τ разряда; X_4 — частота f следования импульсов.

Уравнения (1) и (2) показали, что жаростойкость является более зависимой эксплуатационной характеристикой, так как все введенные технологические факторы оказались значимыми.

Методом крутого восхождения определили экспериментальные параметры оптимизации. По данным регрессионного анализа установили, что оптимальным для данного композита является следующий режим ЭЛАН: f = 1,40 кГц, C = 10 мкФ; τ = 95 с/см^2; U = 55 В (режим II).

Учитывая сказанное, покрытия наносили по режимам I и II. При режиме II адгезионная прочность повысилась в 0,1—0,15 раза, а жаростойкость — в 0,3—0,4 раза.

Далее рассмотрим микроструктуру электроакустических покрытий, нанесенных на литейный жаропрочный сплав ЭП202 электродом из сплава ЖС3ДК с добавками 0,5 % Dy и 0,1 % Hf (первая зона). Покрытия получены на установке "ЭЛАН-3" при оптимальном режиме II. Изученный косой срез композита металлографически состоит из трех зон. Покрытие является многослойной двух-, трехфазной структурой, состоящей из темной фазы с внедрением слоистых белых фаз и включений разной формы. Слоистое строение объясняется импульсным нанесением частиц покрытия и остыванием каждого нанесенного слоя до нанесения последующего слоя.

Вторая зона (переходная) состоит из округлых частиц с мелкозернистой структурой, зерна которой ориентированы в основном перпендикулярно подложке. Образование этой зоны объясняется наклепом поверхности материала и рекристаллизацией частиц при воздействии тепла. Кроме того, ультразвуковое упрочнение изменяет тонкую кристаллическую структуру поверхностного слоя (переходной зоны), что выражается в значительной дисперсности блоков когерентного рассеяния [3].

В зонах с минимальной энергией, которые являются местами схватывания, энергетическая неоднородность поверхностного слоя определяет взаимодействие основы с покрытием. Это в основном места выхода на поверхность дислокаций. Продольно-крутильные ультразвуковые колебания, дейст-

вующие на поверхность как удар со сдвигом, увеличивают количество выходов дислокаций на поверхность, а следовательно, очагов схватывания [6, 7].

Третья зона (подложка) — сплав ЭП202, который подвергается изменению. Рентгеноструктурный фазовый анализ показал наличие в покрытии основных фаз, как и в материале подложки, а также слабых линий, указывающих на присутствие в поверхностном слое покрытия шпинелей. Для изучения разрушения композита исследовали внутренние напряжения по толщине покрытия. В переходной зоне покрытия присутствуют сжимающие напряжения, которые с увеличением его толщины переходят в растягивающие.

При оптимальном режиме ЭЛАН толщина покрытия составила 150÷170 мкм, пористость ≈0,95. Мягкий энергетический режим ЭЛАН способствует уменьшению плотности покрытия.

Установлено, что разрушение композита начинается в зоне покрытия с минимальными внутренними напряжениями вглубь на расстояние 30÷50 мкм от поверхности подложки. Характер разрушения в основном хрупкий межчастичный, при этом в зоне отрыва есть участки смешанного разрушения внутри частиц.

Изучали также влияние финишной и лазерной обработки на физико-механические свойства и структуру поверхностных слоев покрытий и литого сплава.

Так, при непрерывном облучении поверхностей композита и литого сплава ЭП202 CO_2-лазером мощностью до 2,5 кВт происходит кристаллизация микрообъемов с высокими скоростями охлаждения, что приводит к образованию мелкокристаллической структуры покрытий. Мощность лазерного излучения — 130 МВт/м^2. Скорость обработки — от 5 до 15 мм/м. После лазерной обработки со скоростью менее 5 мм/с получены единичные дорожки с оплавлением поверхности. Присутствие на поверхности оплавленной зоны, имеющей дендритное строение с осями дендритов первого порядка в направлении теплоотвода, хорошо согласуется с данными работы [5]. Установлено положительное влияние обработки лазером на адгезионные свойства электроакустических покрытий. В зоне действия лазера практически не наблюдаются трещины, поры и отслоения, снижающие прочность покрытия. Изменения структуры покрытия в зоне действия лазера сопровождаются поверхностным упрочнением, при этом микротвердость увеличивается до 20 000 МПа. Отмечается измельчение всех структурных составляющих, а также отсутствие охрупчивающих σ-фаз. Рентгеновским методом определены внутренние напряжения в поверхностном слое образцов до и после обработки лазером. Напряжения варьировались от сжимающих (до 362 МПа) до растягивающих (до 350 МПа). Лазерная обработка повышает износостойкость в 1,5—2 раза.

Исследовали также микрогеометрию поверхностных слоев до и после ЭЛАН. При оптимальном режиме нанесения получили удовлетворительную шероховатость покрытия с параметром шероховатости $Ra \approx 0{,}6 \div 0{,}4$ мкм. Однако в некоторых практических случаях необходимо проведение выглаживания [8—10], обеспечивающего параметр шероховатости $Ra \approx 0{,}5$ мкм. Выглаживание минералокерамикой ВОК60 [9—11] снижает общий уровень растягивающих напряжений в покрытии при наведении сжимающих напряжений.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Гадалов В. Н, Рыжков Ф. Н.** Локальное восстановление компонентов турбин высокого давления (турбокомпрессоров методами плазменного, электроискрового, электроакустического напыления и лазерной обработки) // Сб. VI Росс. НТК "Материалы и упрочняющие технологии — 98". Курск: КГТУ, 1998. С. 4—6.
2. **Гадалов В. Н.** О применении электроакустического способа получения покрытий из высокохромистых никелевых сплавов // Тез. и матер. Росс. НТК "Материалы и упрочняющие технологии — 94". Курск: КТТУ, 1994. С. 5, 6.
3. **Применение** электроакустического напыления для упрочнения и восстановления деталей машин и инструмента / В. Н. Гадалов, С. Г. Емельянов, Д. Н. Романенко и др. // Сварщик в России: ЦТТ ИЭС им. Е. О. Патона. 2008. № 1 (59). С. 26—31.
4. **Гадалов В. Н., Серебровский В. И., Поздняков М. В.** Оптимизация технологии электроакустического способа нанесения покрытий из жаропрочных никелевых сплавов путем математического моделирования // Сб. матер. V Междунар. конф. "Распознавание — 2001". Курск, 2001. Ч. 2. С. 352—354.
5. **Соболь И. М., Статникова Р. Б.** Выбор оптимальных параметров в задачах со многими критериями. М.: Наука, 1981. С. 110.
6. **Гадалов В. Н., Рощупкин В. М., Попов А. Д.** Повышение эксплуатационных характеристик композиционного материала за счет модифицирующего воздействия электроакустической обработки // Тез. докл. междунар. НТК "Прогрессивные методы получения и обработки конструкционных материалов и покрытий, повышающих долговечность деталей машин". Волгоград: ВолгГТУ, 1996. С. 158, 159.
7. **Гадалов В. Н., Рощупкин В. М.** О применении электроакустического способа получения покрытий из высокохромистых никелевых сплавов // 3-е собрание металловедов России: Тез. докл. междунар. НТК. Рязань: РДНТП, 1996. С. 21, 22.
8. **Электроискровые** покрытия, подвергнутые выглаживанию минералокерамикой / В. Н. Гадалов, Ю. Г. Алехин, Ю. В. Скрипкин и др. // Технология машиностроения. 2008. № 11. С. 19—23.
9. **Инструмент** для отделочно-упрочняющей обработки выглаживанием / В. Н. Гадалов, Е. В. Чернышева, В. В. Самойлов и др. // Технология металлов. 2010. № 4. С. 41—44.
10. **Структурно-фазовое** состояние, свойства электроакустического покрытия после выглаживания минералокерамикой / В. Н. Гадалов, В. Г. Сальников, Д. Н. Романенко и др. // Известия ЮЗГУ. 2012. № 1 (40). С. 107—113.
11. **Применение** износостойких минералокерамических и твердосплавных инденторов и приспособлений для повышения надежности и качества изделий машиностроения / В. Н. Гадалов, А. Е. Гвоздев, Д. Н. Романенко и др. // Вестник машиностроения. 2016. № 6. С. 63—66.

УДК 621.822.1

В. С. СЕКАЦКИЙ, канд. техн. наук, Л. В. СТРОК, Н. В. МЕРЗЛИКИНА, канд. техн. наук
(Сибирский федеральный университет, г. Красноярск), В. Н. МОРГУН, д-р биолог. наук
(ФБУ "Государственный региональный центр стандартизации, метрологии и испытаний в Красноярском крае",
г. Красноярск), e-mail: sekackiy@rambler.ru

Показатели качества гидростатических подшипников

Показана актуальность нормирования показателей качества инновационной продукции, приведены преимущества гидростатических подшипников при использовании в шпиндельных узлах металлорежущих станков и разработаны показатели качества, позволяющие устанавливать требования к гидростатическим подшипникам на этапе создания нормативной документации, сертификации и внедрения их в производство.

Ключевые слова: гидростатические подшипники, показатели качества, номенклатура, требования, нормативная документация.

The topicality of standardization of quality parameters of innovative products is shown, the advantages of hydrostatic bearings at application in spindle units of metal-cutting machines are given and the quality parameters, allowing to establish requirements for hydrostatic bearings at the stage of development of regulatory documentation, certification and implementation into production, are developed.

Keywords: hydrostatic bearings, quality parameters, nomenclature, requirements, regulatory documentation.

Современный экономический менеджмент предусматривает особые требования к качеству выпускаемой продукции как одному из важнейших показателей, по которому оценивают и саму продукцию, и деятельность предприятия. Повышение качества продукции в значительной степени определяет удовлетворенность потребителя и выживаемость (успех) предприятия в условиях рыночных отношений.

От выпуска высококачественной продукции выигрывает не только товаропроизводитель, но и экономика страны, поскольку это способствует импортозамещению и увеличению экспортного потенциала.

Качество является относительным фактором оценки товара. Оно фиксируется на конкретный период времени и изменяется при появлении более прогрессивной технологии. При оценке качества продукции необходимо сравнить ее свойства с эталоном, которым, как правило, являются лучшие отечественные или зарубежные образцы аналогичной продукции. Но для оценки качества в большинстве случаев требуются показатели, которые позволяют в количественном или качественном представлении сделать определенное заключение или принять соответствующее решение. Количественная характеристика свойств продукции, составляющих ее качество, называется показателем качества продукции.

Создание современных металлорежущих станков (МРС) способствует разработке новых видов продукции, а значит, определяет степень конкурентоспособности страны. За последние два десятилетия объем производства станков в России уменьшился почти в 20 раз: с 70 тыс. станков в 1991 году до 4,7 тыс. в 2013 году. Сегодня доля отечественных производителей на российском рынке составляет не более 10 %. Все остальное — импорт. Однако к 2020 году доля отечественных производителей на российском рынке должна вырасти до 40 % [1].

Правительство РФ проводит работу по возрождению отечественного станкостроения. Так, в рамках федеральной целевой программы "Национальная технологическая база" была принята подпрограмма "Развитие отечественного станкостроения и инструментальной промышленности" и предусмотрено финансирование НИОКР по разработке и запуску в производство новых моделей станков.

Одним из перспективных направлений создания особоточных и высокопроизводительных станков является использование в их узлах гидростатических подшипников.

Гидростатические подшипники нашли применение при создании шпиндельных узлов МРС как отечественного производства, так и зарубежного. Так, шлифовальные станки фирмы Okamoto Machine Tool Europe GmbH, оснащенные гидростатическими подшипниками Nonconlact и работающие по технологии Zero Ideal Technology, отличаются высокими производительностью и качеством обрабатываемой поверхности [2].

Фирма Hemtech Machine Tools B. V. совместно с Fraunhofer Institute for Production Technology разработала универсальный современный станок Jano Focus-425. В конструкции станка использованы современные материалы, гидростатические опоры и направляющие [3].

Прецизионный круглошлифовальный станок серии KEL-VERA с ЧПУ, выпускаемый фирмой L. Kellenberger & Co AG (Швейцария), обладает высокой универсальностью благодаря гидростатическим направляющим верхнего и нижнего столов [4].

Гидростатические шпиндельные узлы, разработанные и изготовленные компанией ELKA Preci-

sion (США), уникальным образом сочетают в себе сверхвысокую точность вращения, высокую жесткость, исключительно высокое демпфирование (виброустойчивость) и практически не изнашиваются [5].

В нашей стране работы по исследованию гидростатических подшипников и созданию шпиндельных узлов МРС на их основе активно проводились в конце прошлого столетия под руководством В. В. Бушуева, В. Э. Пуша, С. Н. Шатохина и др.

В настоящее время в Сибирском федеральном университете проводятся исследования точностных характеристик гидростатических подшипников [6, 7] и разрабатываются нормативные документы, которые позволят уменьшить затраты на проектирование гидростатических подшипников и риски появления продукции низкого качества, ускорят процесс создания шпиндельных узлов для современных МРС.

Для каждой продукции используется своя совокупность показателей качества, которая зависит от назначения продукции, условий ее производства и эксплуатации и многих других факторов. Показатель качества может выражаться в различных единицах измерения (временных, массовых, объемных и др.), в условных единицах (балл, рубль, процент пользователей и др.), а также быть безразмерным (вероятность наступления ожидаемого события и др.). Совокупность показателей качества определяет их номенклатуру.

Показатели качества позволяют комплексно оценивать соответствие узлов, механизмов, машин и другого оборудования установленным требованиям эксплуатации. Кроме того, наличие показателей качества позволяет измерять отдельные характеристики изделия и своевременно проводить корректирующие действия во избежание поломок и выхода из строя машины в целом.

Анализ нормативной базы показал, что на часть перспективной продукции не введены нормативные документы, регламентирующие показатели качества. Это в определенной степени сдерживает совершенствование продукции и ее внедрение в производство. К такой продукции относятся гидростатические подшипники, хорошо себя зарекомендовавшие в шпиндельных узлах МРС.

Создатели продукции пытаются учесть как можно больше показателей, характеризующих ее. Однако зачастую это приводит к практически неразрешимой задаче. Поэтому необходимо выделять главные показатели, отражающие наиболее существенные для потребителя свойства продукции, не забывая при этом об обязательных показателях. Для учета последних необходимо пользоваться техническими регламентами, сводами правил и другими нормативными документами на продукцию, близкую по функциональному назначению к разрабатываемой. Кроме того, продукция, предназначенная для реализации отдельным гражданам, должна удовлетворять дополнительным требованиям, которые установлены Законом Российской Федерации "О защите прав потребителей" [8].

Показатели качества должны отвечать следующим основным требованиям:

способствовать обеспечению соответствия качества продукции потребностям потребителя;

быть стабильными;

учитывать современное состояние продукции на рынке, достижения науки и техники и др.;

характеризовать все свойства продукции, обусловливающие ее способность удовлетворять потребности в соответствии с ее назначением;

исключать дублирование показателей при комплексной оценке уровня качества продукции.

Показатели качества продукции приводятся в стандартах серии "Система показателей качества продукции (СПКП)" или в стандартах на соответствующую продукцию, методы контроля продукции и др.

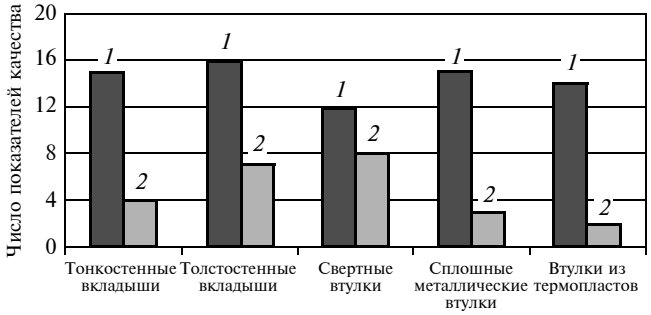
На первом этапе исследования провели анализ стандартов серии СПКП на изделия, которые по функциональному назначению близки к гидростатическим подшипникам: подшипники качения; узлы вращения, в которых используются подшипники; системы смазывания.

В связи с тем, что ГОСТ 22851—77 "Выбор номенклатуры показателей качества промышленной продукции. Основные положения" на территории РФ не действует с 1 января 1986 года, разные стандарты серии СПКП по-разному регламентируют основные показатели качества. Пример выбора номенклатуры показателей для ряда продукции приведен в табл. 1.

В большинстве случаев основные группы показателей классифицируют по следующим десяти группам свойств и соответственно показателей [9]: назначения, надежности, технологичности, стандартизации и унификации, эргономические, эстетические, транспортабельности, патентно-правовые, экологические, безопасности.

Анализ табл. 1 показал, что число групп показателей качества и их структура могут отличаться от приведенных выше. Кроме того, одинаковые показатели могут находиться в разных классификационных группах, например, в ГОСТ 4.37—90 классификационные и конструктивные показатели выведены из показателей назначения, а вновь введенные группы, например оценочные (ГОСТ 4.37—90) или экономические (ГОСТ 4.349—85), не имеют общепринятых определений.

На отдельную продукцию стандарты серии СПКП отсутствуют, но требования к качеству могут



Применяемость показателей качества подшипников скольжения: *1* — геометрических; *2* — качества материалов

приводиться в стандартах на продукцию, методы испытаний и др. Например, ГОСТ ИСО 12301—95: "Подшипники скольжения. Методы контроля геометрических показателей и показателей качества материалов" выделяет 23 геометрических показателя качества и 15 показателей качества материалов. На рисунке показано число применяемых показателей качества для различных типов подшипников скольжения.

Согласно рисунку показатели качества для подшипника скольжения не являются исчерпывающими для всех типов подшипников. Видно, что для подшипников скольжения не определены такие важные показатели качества, как показатели надежности, технологичности, стандартизации и унификации, патентно-правовые. Показатели назначения определены лишь геометрическими показателями.

Для разработки номенклатуры показателей качества гидростатических подшипников принимаем следующие основные группы показателей:

1. Показатели назначения, характеризующие основную функциональную величину полезного эффекта от эксплуатации изделия. В данную группу могут входить показатели классификационные, конструктивные, функциональные и показатели

Таблица 1

Показатели качества для различной продукции

Показатели	Номер пункта показателя качества по ГОСТу СПКП на продукцию						
	подшипники качения[1]	редукторы[2]	насосы[3]	электро-машины[4]	МРС[5]	гидро-привод[6]	абразивный инструмент[7]
Оценочные	—	—	—	—	—	2	—
1. Назначения:	1	1	1	1	1	2.1	1
классификационные	—	1.1	—	1.1	—	1	—
функциональные и технической эффективности	—	1.2	2	1.2	—	—	—
конструктивные	—	1.3	3	1.3	—	2.2	—
2. Надежности:	2	2	4	2	2	2.3	2
безотказности	—	2.1	—	—	—	—	—
долговечности	—	2.2	—	—	—	—	—
ремонтопригодности	—	2.3	—	—	—	—	—
3. Технологичности	5		3	5	5		4
4. Стандартизации и унификации	—	3	—	7	6	—	—
5. Эргономические	4	4	—	4	4	2.6	—
6. Эстетические							
7. Транспортабельности	—	—	—	6	—	—	5
8. Патентно-правовые	—	5	—	8	7	—	6
9. Экологические	—	—	—	—	—	—	—
10. Безопасности				9	8		
Экономного использования материала	3	—	—	3	3	2.4	3
Экономного использования энергии	3	6	—	3	3	2.5	—
Экономические	—	—	—	—	—	—	7

[1]ГОСТ 4.479—87 "Подшипники качения. Номенклатура показателей".
[2]ГОСТ 4.124—84 "Редукторы, мотор-редукторы, вариаторы. Номенклатура показателей".
[3]ГОСТ 4.118—84 "Оборудование насосное. Номенклатура основных показателей".
[4]ГОСТ 4.154—85 "Машины электрические вращающиеся средние свыше 56 до 355 габарита включительно. Номенклатура показателей".
ГОСТ 4.330—85 "Машины электрические вращающиеся малой мощности. Номенклатура показателей".
[5]ГОСТ 4.93—86 "Станки металлообрабатывающие. Номенклатура показателей".
[6]ГОСТ 4.37—90 "Гидроприводы объемные, пневмоприводы и смазочные системы. Номенклатура показателей".
[7]ГОСТ 4.349—85 "Инструмент абразивный. Номенклатура показателей"

технической эффективности. Для продукции производственно-технического назначения таким показателем может служить ее производительность. Для гидростатических подшипников вводим:

1.1. Функциональные и показатели технической эффективности: номинальное давление смазки и его пульсация, статическая несущая способность, предельная частота вращения, затраты мощности при вращении вала, затраты мощности при прокачивании смазки, расход смазки и как производная от него — вязкость смазки.

1.2. Конструктивные показатели: номинальный посадочный диаметр радиального гидростатического подшипника и наружный диаметр упорного подшипника, геометрические размеры и отклонения остальных параметров подшипника, шероховатость поверхностей, толщина несущего слоя смазки.

2. Показатели надежности, характеризующие свойства объекта сохранять во времени в установленных пределах значения всех параметров и требуемых функций. Надежность объекта включает четыре показателя: безотказность, долговечность, ремонтопригодность и сохраняемость. В зависимости от назначения продукции и условий ее применения могут использоваться как все, так и некоторые из указанных показателей.

2.1. Безотказность — свойство изделия непрерывно сохранять работоспособность в течение некоторого интервала времени. За показатель безотказности принимаем установленную безотказную наработку.

2.2. Долговечность — свойство изделия сохранять работоспособность до разрушения или другого предельного состояния. Принимаем установленный срок службы и полный средний срок службы.

2.3. Ремонтоспособность — свойство изделия, выражающееся в его приспособленности к проведению операций технического обслуживания и ремонта. За показатель ремонтопригодности принимаем удельную суммарную трудоемкость технических обслуживаний.

2.4. Сохраняемость — способность объекта сохранять свои свойства в определенных условиях. Сохраняемость играет важную роль для пищевой продукции, а для гидростатических подшипников не актуальна, так как вращающиеся детали постоянно (и при вращении, и без вращения) разделены слоем смазки.

3. Показатели технологичности, характеризующие эффективность конструкторско-технологических решений для обеспечения высокой производительности труда при изготовлении и ремонте изделий. Именно с помощью технологичности обеспечивается массовость выпуска продукции, рациональное распределение затрат материалов, средств, труда и времени при технологической подготовке производства, изготовлении и эксплуатации изделий. В качестве технологических показателей приняты трудоемкость изготовления подшипника и материалоемкость.

4. Показатели стандартизации и унификации, характеризующие насыщенность продукции стандартными, унифицированными и оригинальными составными частями, а также уровень унификации по сравнению с другими изделиями. Все детали изделия делятся на стандартные, унифицированные и оригинальные. Чем больше стандартных и унифицированных деталей в изделии, тем лучше как для производителя, так и для потребителя. Для гидростатических подшипников принимаем коэффициент унификации по типоразмерам деталей.

5. Эргономические показатели, отражающие удобство эксплуатации изделия человеком. Взаимодействие человека с изделием выражается через комплекс гигиенических, антропометрических, физиологических и психологических свойств человека. Это могут быть усилия, необходимые для управления трактором, автомобилем, расположение руля у велосипеда, освещенность, температура, влажность, запыленность, шум, вибрация, излучение и т. д. За эргономический показатель приняты уровень вибрации и уровень шума работы гидростатического подшипника. В этом случае необходимо отдельно оценивать уровень шума гидростанции, которая, как правило, располагается отдельно и имеет свои показатели качества.

6. Эстетические показатели, характеризующие композиционное совершенство изделия. Это — рациональность формы, сочетание цветов, стабильность товарного вида изделия, стиль и т. д. Данные показатели отдельно не нормируются, так как гидростатический подшипник находится внутри шпиндельного узла. Эстетические показатели устанавливаются для шпиндельного узла.

7. Показатели транспортабельности, выражающие приспособленность изделия для транспортировки различным транспортом без нарушения его свойств. К ним можно отнести устойчивость к воздействию транспортной тряски в упаковке и устойчивость к воздействию температуры и влажности в упаковке при транспортировке.

8. Патентно-правовые показатели, характеризующие патентную защиту и патентную чистоту продукции и являющиеся существенным фактором при определении конкурентоспособности. К ним относятся патентная защита и патентная чистота.

9. Экологические показатели, отражающие степень влияния вредных воздействий на окружающую среду, которые возникают при хранении, эксплуатации или потреблении продукции (например,

содержание вредных примесей, вероятность выбросов вредных частиц, газов, излучений при хранении, транспортировании и эксплуатации продукции). Данные показатели отдельно для гидростатических подшипников не устанавливаются.

10. Показатели безопасности, определяющие степень безопасности эксплуатации и хранения изделий, т. е. обеспечивающие безопасность при монтаже, обслуживании, ремонте, хранении, транспортировании, потреблении продукции. Данные показатели отдельно для гидростатических подшипников не устанавливаются.

Сводная номенклатура показателей качества гидростатических подшипников приведена в табл. 2.

Совокупность перечисленных показателей формирует качество гидростатических подшипников.

Таблица 2

Показатели качества гидростатических подшипников

Наименование показателя качества	Обозначение	Характеризуемое свойство
1. Показатели назначения		
1.1. Функциональные показатели и показатели технической эффективности		
1.1.1. Статическая несущая способность, Н	w	Нагрузочная способность в статике
1.1.2. Номинальное давление нагнетания, Па	$p_н$	Давление смазки
1.1.3. Пульсация давления нагнетания, Па	$\Delta p_н$	Колебание давления нагнетания
1.1.4. Давление в рабочей камере подшипника, Па	$p_к$	Давление смазки
1.1.5. Расход смазки, м^3/с	q	Расход
1.1.6. Вязкость смазки, Па/с	μ	Свойство смазки
1.1.7. Затраты мощности при вращении вала, кВт	$N_в$	Энерговооруженность
1.1.8. Затраты мощности при прокачивании смазки, кВт	$N_п$	Энерговооруженность
1.1.9. Предельная частота вращения, 1/с	n	Быстроходность
1.2. Конструктивные показатели		
1.2.1. Посадочный диаметр радиального подшипника, мм	d_0	Определяющий размер
1.2.2. Длина радиального подшипника, мм	l_0	Определяющий размер
1.2.3. Наружный диаметр упорного подшипника, мм	d_0	Определяющий размер
1.2.4. Внутренний диаметр упорного подшипника, мм	d_3	Определяющий размер
1.2.5. Толщина несущего слоя смазки, мкм	h_0	—
1.2.6. Отклонения диаметральных и линейных размеров, мкм	Δr	Отклонения размеров
1.2.7. Отклонение от цилиндричности посадочных поверхностей радиального подшипника, мкм	$\Delta ф$	Отклонение формы поверхностей
1.2.8. Торцевое биение опорных поверхностей упорного подшипника, мкм	Δp	Суммарное отклонение
1.2.9. Шероховатость поверхности, мкм	Ra	Шероховатость
2. Показатели надежности		
2.1. Установленная безотказная наработка, ч	T_v	Безотказность
2.2. Установленный срок службы, лет	$T_{сл.у}$	Долговечность
2.3. Полный средний срок службы, лет	$T_{сл}$	Долговечность
3. Показатели технологичности		
3.1. Трудоемкость изготовления, нормо.ч	—	Трудоемкость изготовления
3.2. Материальность, кг	—	Эффективное использования материалов
4. Показатели стандартизации и унификации		
4.1. Коэффициент унификации по типоразмерам деталей, %	$K_у$	Насыщенность стандартами и унифицированными составными частями
5. Эргономические показатели		
5.1. Уровень шума, дБ	L	—
5.2. Уровень вибрации, дБ	N	Колебания механические
6. Показатели транспортабельности		
6.1. Устойчивость к воздействию транспортной тряски в упаковке	—	Приспособленность к транспортированию
6.2. Устойчивость к воздействию температуры и влажности в упаковке при транспортировании	—	Приспособленность к транспортированию
7. Патентно-правовые показатели		
7.1. Патентная защита	$П_{п.з}$	—
7.2. Патентная чистота	$П_{п.ч}$	—

Разработанная номенклатура показателей качества гидростатических подшипников позволяет:

1. Разработать проект стандарта на гидростатические подшипники серии СПКП "Система показателей качества продукции. Подшипники гидростатические. Номенклатура показателей".

2. Использовать предложенные показатели качества гидростатических подшипников при разработке проектов национальных стандартов на их конструкцию и размеры; технические требования к ним, методы испытаний и др.

3. Установить требования к гидростатическим подшипникам для проведения процедуры подтверждения их соответствия.

4. Устанавливать требования к качеству гидростатических подшипников при разработке технических условий, технических заданий и других аналогичных документов.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Яшина Г.** Как Россия будет возрождать отечественное станкостроение // Капитал страны. Информационный партнер ТПП России. URL: http://kapital-rus.ru/articles/article/251765.

2. **Станки**, современные технологии для металлообработки: [Информ.-аналит. сайт по материалам зарубежной печати] // Maschine und Werkzeug. 2006. V. 107. N. 6. URL: http://www.stankoinform.ru/Stanki9.htm.

3. **Станки**, современные технологии для металлообработки: [Информ.-аналит. сайт по материалам зарубежной печати] // MAN (Modern Application News). 2006. V. 40. N. 8. URL: http://www.stankoinform.ru/Stanki9.htm.

4. **Станки**, современные технологии для металлообработки: [Информ.-аналит. сайт по материалам зарубежной печати] // Fertigung. 2007. 34. № 7—8. URL: http://www.stankoinform.ru/Stanki9.htm.

5. **Суперскоростные**, суперточные гидростатические шпиндели ELKA PRECISION (США): [сайт ООО "Станки и технологии"] // Оснастка и инструмент для станков. URL: http://www.stan-tech.ru/catalog/equipment/303.html.

6. **Строк Л. В., Пикалов Я. Ю., Секацкий В. С.** Влияние шероховатости опорных поверхностей на характеристики незамкнутого осевого гидростатического подшипника // Известия Самарского науч. центра РАН. Т. 13. 2011. — № 1 (3), (39). С. 654—657.

7. **Разработка** характеристик незамкнутого осевого гидростатического подшипника с учетом шероховатости опорных поверхностей / Л. В. Строк, Я. Ю. Пикалов, В. С. Секацкий, М. В. Брунгардт // Вестник Сибирского государственного аэрокосмического ун-та им. акад. М. Ф. Решетнева. 2012. Вып. 3 (43). С. 67—71.

8. **О защите** прав потребителей: Закон РФ / Общество защиты прав потребителя. URL: http://www.ozpp.ru/laws/zpp.php.

9. **Качество** продукции: [сайт Центра управления финансами]. URL: http://center-yf.ru/data/Menedzheru/Kachestvo-produkcii.php.

УДК. 629.4.027.114/.116

В. С. СЕМЕНОЖЕНКОВ, д-р техн. наук (МИИТ — Воронежский филиал),
М. В. СЕМЕНОЖЕНКОВ, канд. техн. наук (Воронежский ГТУ), e-mail: semen_46@mail.ru

Железнодорожная колесная пара с управляемым дифференциалом

Приведены результаты сравнительного анализа влияния различных сил трения на сопротивление движению подвижного состава железнодорожного транспорта с целью определения наиболее эффективного направления его совершенствования. Предложена новая конструкция железнодорожной колесной пары с управляемым дифференциалом, обеспечивающая снижение сил сопротивления перемещению экипажей, увеличение долговечности колесных пар и рельсов.

Ключевые слова: силы трения, работа, энергопотребление, колесная пара, дифференциал, магнитореологическая жидкость, соленоид.

The results of comparative analysis of influence of various friction forces on movement resistance of railway transport rolling stock with the purpose of determination of the most effective direction of its improvement are presented. The new structure of railway wheel pair with controlled differential, providing decreasing of resistance forces to stock movement, increasing of durability of wheel pairs and rails, is suggested.

Keywords: friction forces, work, energy consumption, wheel pair, differential, magnetorheological liquid, solenoid.

В общем объеме энергопотребления современным железнодорожным транспортом существенное значение имеют затраты на преодоление различных сил трения. Эти силы также в значительной степени определяют затраты на закупку и текущее содержание двух наиболее дорогостоящих компонентов технического оснащения железных дорог — колесных пар и рельсов. Долговечность колесных пар на думпкарах горно-обогатительных комбинатов составляет 2—3 месяца.

В перечень сил сопротивления перемещению подвижного состава входят силы трения качения колес о рельсы, а также силы трения скольжения в буксовых узлах и скольжения колес по рельсам.

Работа сил трения качения колес по рельсам зависит от механических характеристик материалов колес и рельсов, их размеров и передаваемых нагрузок:

$$A_{\text{к}} = T_{\text{к}}\varphi_{\text{к.п}},$$

где $T_к = Nf_к$ — момент сил трения качения; $\varphi_{к.п}$ — угол поворота колесной пары; $f_к$ — коэффициент трения качения колес ($f_к \approx 5$ мм); N — реакция от воздействия колеса на рельс.

Работа сил трения в буксах и паре колесо — рельс:

$$A_т = Nf_т l \varphi_{к.п},$$

где $f_т$ — коэффициент трения, в буксах скольжения (пара трения сталь — баббит) $f_{т.с} \approx 0{,}06$; коэффициент трения в роликовом подшипнике качения $f_{т.п} \approx 0{,}004$; коэффициент трения в паре колесо — рельс $f_{т.к} \approx 0{,}25 \div 0{,}4$; l — плечо сил трения, для букс $l = 0{,}5d \approx 65 \div 75$ мм (d — диаметр шейки оси колесной пары), для пары колесо — рельс $l = 0{,}5D \approx$ ≈ 475 мм (D — диаметр поверхности катания железнодорожного колеса, $D \approx 7d$).

Для снижения необходимого тягового усилия железные дороги в свое время перешли с букс скольжения колесных пар подвижного состава на буксы качения. Это привело к значительному усложнению конструкции, технологии изготовления и обслуживания буксового узла. Так как плечо сил трения в буксе невелико (составляет половину диаметра шейки оси колесной пары — $0{,}5d$), получено незначительное уменьшение работы сил трения:

$$A_б = N0{,}5d\varphi_{к.п}(f_{т.с} - f_{т.п}).$$

Плечо сил трения колес о рельсы примерно в 7 раз больше плеча сил трения в буксах, а коэффициент трения колеса о рельсы более чем в 4 раза превышает аналогичный параметр в буксовом узле. Таким образом, очевидно многократное превышение потерь энергии на преодоление сил трения в паре колесо — рельс над суммарной работой сил трения в буксовом узле и сил трения качения.

Уменьшения сил трения колес о рельсы и продления срока службы колес и рельсов в настоящее время достигают управлением их взаимодействия, совершенствованием профиля рабочих поверхностей и их текущего содержания, повышением эффективности систем управления трением (смазывание головок рельсов) и их внедрением в эксплуатацию. Все эти мероприятия можно назвать борьбой с последствиями, но не с причинами, порождающими скольжение колес по рельсам. Причиной скольжения (геометрического скольжения) колес по рельсам является неодинаковое изменение линейных скоростей колес монолитной колесной пары при равных угловых скоростях во время движения по криволинейным участкам железнодорожных путей, составляющим основную часть протяженности железных дорог.

В целях исключения геометрического скольжения разработан промышленный вагон [1], в котором колеса железнодорожных колесных пар имеют возможность независимого вращения.

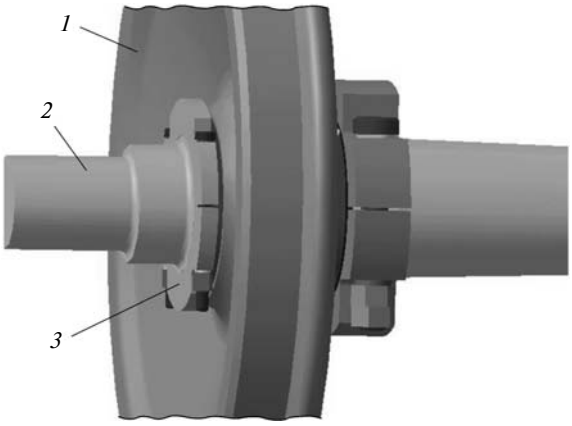


Рис. 1. Железнодорожное колесо с возможностью вращения на оси колесной пары

Экипаж рельсового транспортного средства, описанный в работе [1], имеет одно свободное колесо *1*, закрепленное на оси *2* с помощью двух клемм *3* с возможностью вращения (рис. 1). Это обеспечивает независимое угловое перемещение колес, и движение экипажа по криволинейным участкам пути происходит без скольжения колес по рельсам.

При движении по криволинейному участку свободное колесо и ось поворачиваются на разные углы, вследствие чего происходит поворот этого колеса относительно оси колесной пары.

Работа сил трения оси о колесо дифференциальной колесной пары

$$A_{тD} = Nf_с 0{,}5 d_{ст} \varphi_D,$$

где φ_D — угол поворота свободного колеса относительно оси; $f_с \approx 0{,}1$ — коэффициент трения в соединении колеса с осью; $d_{ст} \approx 200$ мм — диаметр подступичной части оси колесной пары.

Необходимо отметить, что угол φ_D поворота свободного колеса относительно оси дифференциальной колесной пары многократно меньше угла $\varphi_к$ поворота колеса вагона: $\varphi_D \ll \varphi_к$.

При движении вагона по прямолинейному участку $\varphi_D \approx 0$.

При движении транспортного средства с независимо вращающимися колесами по прямолинейным участкам пути или по криволинейным участкам большого радиуса на больших скоростях наблюдаются хаотичные перемещения колесных пар в направлении, поперечном движению экипажа, что приводит к повышенному износу реборд колес, увеличению потребной тяговой силы, возрастанию вероятности схода колес с рельсов и другим негативным последствиям [2].

Практика эксплуатации железнодорожного транспорта показала, что в условиях движения по прямолинейным участкам пути на скоростях более 50 км/ч для обеспечения управляемости подвижного состава необходимо использовать монолитные колесные пары. Поэтому на основе технического решения, описанного в работе [1], разработана конструкция колесной пары с управляемым дифференциалом [3]. В отличие от базового варианта в зазоре между ступицей свободного колеса, имеющего возможность независимого поворота, и осью колесной пары находится магнитореологическая жидкость (МРЖ). В этой конструкции ступица свободного колеса с МРЖ охвачена соленоидом *1* (рис. 2), который подключен к источнику тока и электрически связан с системой управления.

Такая компоновка позволяет реализовать независимое вращение колес колесных пар при движении по криволинейным участкам железнодорожных путей и совместное вращение с осью обоих колес колесной пары при движении по прямолинейным участкам и участкам с большими радиусами кривизны.

Соленоид дифференциальной колесной пары установлен в каркасе, прикрепленном к тележке. При движении железнодорожного экипажа с дифференциальными колесными парами по прямому участку пути на соленоид подается напряжение, он генерирует магнитное поле, под воздействием которого вязкость МРЖ увеличивается до необходимого уровня (вплоть до твердого состояния), и свободное колесо присоединяется к оси, начиная вращаться с ней совместно. Колесная пара в этом случае работает как монолитная конструкция традиционного исполнения. При движении экипажа по криволинейному участку железнодорожного пути по сигналам от путевых датчиков системы управления (это может быть и управляющее воздействие машиниста) соленоид отключается от источника тока, исчезает магнитное поле, уменьшается вязкость МРЖ и она выполняет функцию смазочного материала.

Магнитореологические жидкости не проявляют ферромагнитных свойств, поскольку не сохраняют остаточной намагниченности после исчезновения внешнего магнитного поля. Это позволяет изменять состояние МРЖ несколько сот раз в секунду [4], что показывает высокую управляемость предлагаемого технического решения.

Важным параметром предлагаемой конструкции является момент M, передаваемый от оси колесу. Этот момент зависит от предела текучести $\tau_р$ МРЖ, ее вязкости $\eta_р$ и площади S контактной поверхности свободного колеса с осью колесной пары:

$$M = 0{,}5 d_{ст} S(\tau_р + \eta_р \dot{\gamma}),$$

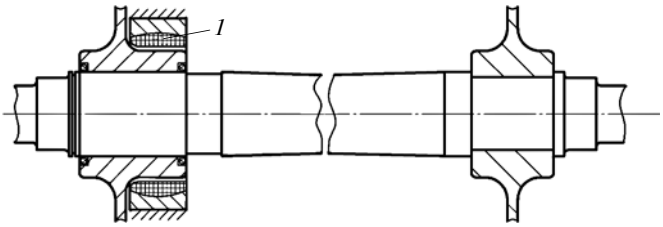


Рис. 2. Конструкция колесной пары с управляемым дифференциалом

где $\dot{\gamma}$ — градиент скорости колеса относительно оси.

Реологические характеристики МРЖ — предел текучести $\tau_р$ и ее вязкость $\eta_р$ — зависят от параметров магнитного поля [4].

При $\dot{\gamma} = 0$ угловые скорости оси и колеса равны и передаваемый момент определяется пределом текучести $\tau_р$.

Процесс торможения в конструкции экипажа с дифференциальными колесными парами не изменяется и аналогичен процессу торможения известных конструкций железнодорожных транспортных средств. Если в конструкции вагонов используются дисковые тормоза, то торможение необходимо проводить при включенном соленоиде.

При использовании железнодорожных транспортных средств с дифференциальными колесными парами в результате исключения скольжения колес по рельсу и уменьшения поперечных сил давления колес на рельсы значительно повысится долговечность железнодорожного пути и колесных пар и снизятся затраты на их содержание и ремонт. Кроме того, уменьшатся нагрузки на силовые передачи тепловозов и электровозов, повысится их надежность, снизятся затраты на ремонт и обслуживание; снизится энергопотребление; уменьшатся простои оборудования; повысится безопасность работы. Все перечисленное в комплексе приведет к значительному повышению эффективности работы железнодорожного транспорта.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Пат. 2491195 Рос. Федерации:** МПК B61F5/00. Промышленный вагон с дифференциальными колесными парами.

2. **Вериго М. Ф., Коган А. Я.** Взаимодействие пути и подвижного состава. М.: Транспорт, 1986. 559 с.

3. **Заявка 215126878 Рос. Федерации:** МПК B61F5/00. Железнодорожная колесная пара с управляемым дифференциалом.

4. **Магнитные** жидкости в машиностроении / Д. В. Орлов, Ю. О. Михалев, Н. К. Мышкин и др. Под общ. ред. Д. В. Орлова, В. В. Подгоркова. М.: Машиностроение, 1993. 269 с.

УДК 534:62-752

Ю. А. БУРЬЯН, д-р техн. наук (Омский ГТУ),
А. В. ЗУБАРЕВ, канд. техн. наук (ФГУП "ФНПЦ "Прогресс", г. Омск),
М. В. СИЛКОВ, канд. техн. наук, В. В. ШАЛАЙ, д-р техн. наук
(Омский ГТУ), e-mail: burian@omgtu.ru

Активная низкочастотная система виброизоляции с компенсацией динамических сил

Исследована возможность построения активной низкочастотной виброизолирующей системы с компенсацией динамических сил на корпусе с помощью инерционных сил в противофазе. Эта система обеспечивает эффективное уменьшение передаваемого на корпус усилия от виброколебаний упруго подвешенной массы в низкочастотном дорезонансном диапазоне частот.

Ключевые слова: виброизоляция, динамические силы, активная система, силовой привод, экстремальный регулятор.

The possibility of construction of active low-frequency vibration isolation system with compensation of dynamic forces on a box with the help of antiphase inertia forces is studied. This system provides effective decrease of a force, transferred to a box, from vibrations of a cushioned mass in low-frequency subresonance frequency spectrum.

Keywords: vibration isolation, dynamic forces, active system, actuator drive, extremal controller.

Данная статья посвящена исследованию возможности построения активной низкочастотной виброизолирующей системы, в которой для компенсации динамических сил на корпусе, возникающих из-за колебаний упруго подвешенной виброактивной массы, применено воздействие инерционных сил в противофазе. Компенсатор динамических сил представляет собой электромагнитный следящий привод, прямолинейное перемещение якоря которого осуществляется по информации от датчика силы или акселерометра. Рассмотренная в работе активная виброизоляция с экстремальной системой управления компенсатором динамических сил обеспечивает эффективное ослабление (на 15÷20 дБ) передачи на корпус усилия от виброколебаний упруго подвешенной массы в низкочастотном дорезонансном диапазоне частот.

Пассивные системы виброизоляции с различными упругодиссипативными опорами давно и с успехом применяются, например, в судостроении для снижения вибрационной нагрузки на корпус судна. Если высокочастотные составляющие усилий виброактивных агрегатов хорошо ослабляются пассивной системой виброизоляции, то снижение нагрузки на корпус для низких частот виброколебаний до сих пор достаточно актуальная проблема.

Отметим, что для целей виброзащиты широко применяют активные виброзащитные системы (АВЗС), в которых в качестве силового устройства (актуатора) используются гидравлические, электродинамические, пьезоэлектрические и т. д. устройства (известны, например, активные виброзащитные платформы фирмы HALCYONICS, Германия, и фирмы Minus K, США, с диапазоном активного подавления 5÷20 Гц). Однако для целей виброизоляции, т. е. для уменьшения передачи усилия на основание, что особенно важно для судостроения, активные системы практически не применяются, хотя создание эффективной системы виброизоляции на частотах 2÷10 Гц и ниже — проблема, не решенная до настоящего времени.

Принципиальные схемы и работа активных систем виброизоляции рассмотрены в работах [1—5].

В обзорных работах [1, 2] дан подробный анализ и представлены предельные возможности активных систем с актуаторами различных типов (электродинамическими, магнитоэлектрическими, пьезоэлектрическими и т. д.), установленными между колеблющейся массой и корпусом, работа которых определяется системой управления по сигналам акселерометра и (или) датчика силы.

Активные системы виброизоляции повышают эффективность ослабления передачи усилия на корпус по сравнению с пассивными системами в довольно узкой области частот за резонансом колебательной системы, могут иметь частоту настройки в этой области с минимальным значением коэффициента K_n виброизоляции [5] и понижать значение резонансной частоты [3].

Уменьшение коэффициента K_n виброизоляции в дорезонансной области с помощью актуатора, установленного между колеблющейся массой и корпусом, принципиально невозможно, так как на этих частотах колебаний уменьшение амплитуды колебаний массы компенсируется увеличением усилия актуатора на корпус.

$$K_n = \frac{|R(i\omega)|}{|F(i\omega)|},$$

где $|R(i\omega)|$ — модуль силы, передаваемой на корпус ($i = \sqrt{-1}$, ω — частота активной силы); $|F(i\omega)|$ — модуль активной силы, воздействующей на колебательную систему.

Для решения проблемы снижения усилия на корпус в области низких дорезонансных частот можно использовать силовые устройства, устанавливаемые на

корпус или на колеблющуюся массу и создающие инерционные динамические усилия в противофазе с усилием на корпус от колеблющейся массы [6].

Принцип динамической инерционной компенсации вибрационного усилия на корпус заключается в том, что на корпусе или на колеблющейся массе устанавливается актуатор с массой m_1 подвижного органа и при возвратно-поступательном движении массы m_1 в противофазе с движением упруго подвешенной виброактивной массы на корпусе создается дополнительная инерционная сила, компенсирующая на заданной частоте колебаний виброактивную силу.

Дифференциальное уравнение одномассовой пассивной системы виброизоляции имеет вид:

$$m_0\ddot{x}_1 + b\dot{x}_1 + cx_1 = F_0\sin\omega t,$$

где F_0 — амплитуда активной силы; m_0, b, c — масса, коэффициенты демпфирования и жесткости колебательной системы.

Вибрационное усилие R, действующее на основание при установке компенсатора динамических сил на корпусе, определяется выражением:

$$R = cx_1 + b\dot{x}_1 + m_1\ddot{x}_2, \qquad (1)$$

где x_2 — перемещение массы m_1.

Предположив, что актуатор без искажений воспроизводит частоту ω, и введя коэффициент $K = x_2/x_1$, получим выражение (1) в виде:

$$R = cx_1 + b\dot{x}_1 + m_1K\ddot{x}_1.$$

Коэффициент виброизоляции имеет вид:

$$K_n = \left|\frac{c - m_1K\omega^2 + bi\omega}{c - m_0\omega^2 + bi\omega}\right|,$$

или после преобразования:

$$K_n = \left|\frac{\omega_0^2 - nK\omega^2 + 2\xi\omega_0(i\omega)}{\omega_0^2 - \omega^2 + 2\xi\omega_0(i\omega)}\right|,$$

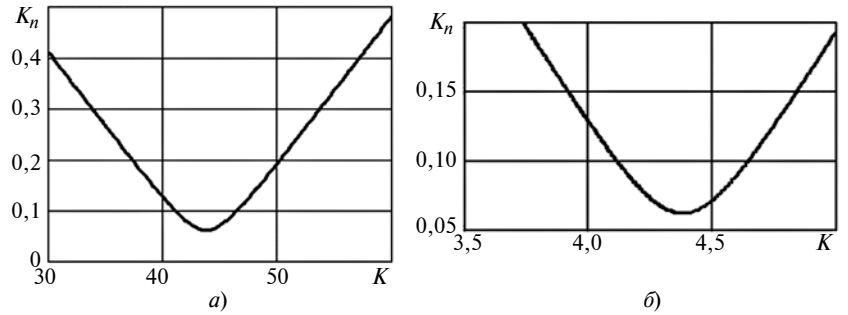


Рис. 1. Зависимости коэффициента виброизоляции $K_n(K)$ при n = 0,1 (*а*) и n = 1 (*б*)

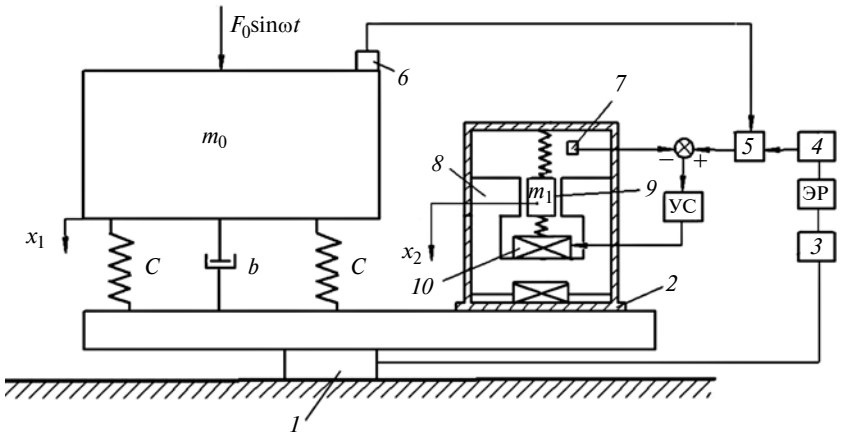


Рис. 2. Схема активной системы с экстремальным регулятором:

1 — силоизмерительное устройство; *2* — актуатор; *3* — измеритель амплитуды; *4* — интегратор; *5* — усилитель с переменным коэффициентом усиления; *6* — акселерометр; *7* — датчик относительного перемещения (эпкодер); *8* — магнитопровод; *9* — якорь; *10* — катушка; УС — усилитель; m_0 — масса виброактивного элемента; m_1 — масса якоря; F_0, ω — амплитуда и частота колебаний виброактивного элемента; c, b — коэффициенты жесткости и демпфирования подвижной системы

где $\omega_0^2 = c/m_0$, $n = m_1/m_0$; $\xi = b/(2m_0\omega_0)$ — относительный коэффициент демпфирования.

Вычисление K_n в зависимости от K для частот $\omega < \omega_0$ показывает наличие экстремума (минимума).

На рис. 1, *а*, *б* в качестве примера приведены зависимости K_n (K) для ω_0 = 62,8 1/с (10 Гц), ω = 30 1/с, n = 0,1 (*а*) и n = 1 (*б*), ξ = 0,05.

Наличие экстремума в функции $K_n(K)$ дает возможность построения экстремальной системы управления актуатором, схема которой представлена на рис. 2.

Экстремальная САУ при неизвестной амплитуде возмущающего воздействия F_0 должна автоматически определять то значение R, которое при произвольных ω обеспечивает $R_{\min}$ или $\eta_{\max} = 1/R_{\min}$. В качестве экстремального регулятора (ЭР) целесообразно выбрать, например, дискретный шаговый регулятор [7]. В таком ЭР амплитуда $R_{\min}$ сигнала с датчика силы после преобразования $\eta_{\max} = 1/R_{\min}$ определяется дискретно через интервалы времени Δt. По результатам сравнения величин η в начале и конце каждого шага управляющее воздействие u (в предположении отсутствия зоны нечувствительности регулятора) изменяется согласно выражению:

$$U_{n+1} = U_n + \Delta u \cdot \Phi_{n+1}, \qquad (2)$$

где $\Phi_{n+1} = \mathrm{sign}\Delta\eta_n\mathrm{sign}\Phi_n$ — функция переключения на n + 1-м шаге квантования по времени ($\Delta\eta_n$ — приращение критерия η

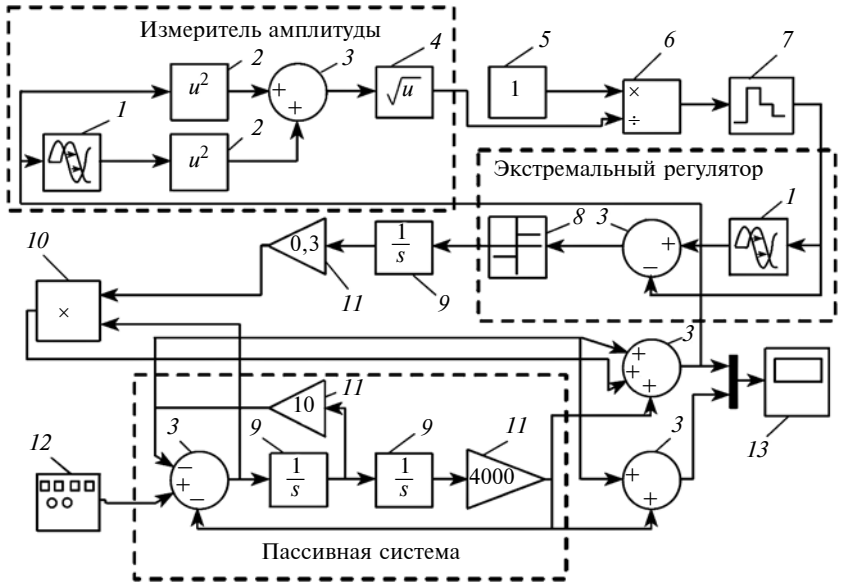


Рис. 3. Модель активной системы виброизоляции с ЭР в Simulink при установке силового устройства на корпусе:

1 — блок задержки передачи; *2* — блок возведения в квадрат; *3* — сумматор; *4* — блок извлечения квадратного корня; *5* — блок сигнала постоянной величины; *6* — блок умножения/деления; *7* — экстраполятор нулевого порядка; *8* — блок sign; *9* — интегратор; *10* — блок умножения; *11* — усилитель; *12* — генератор входного сигнала; *13* — осциллограф

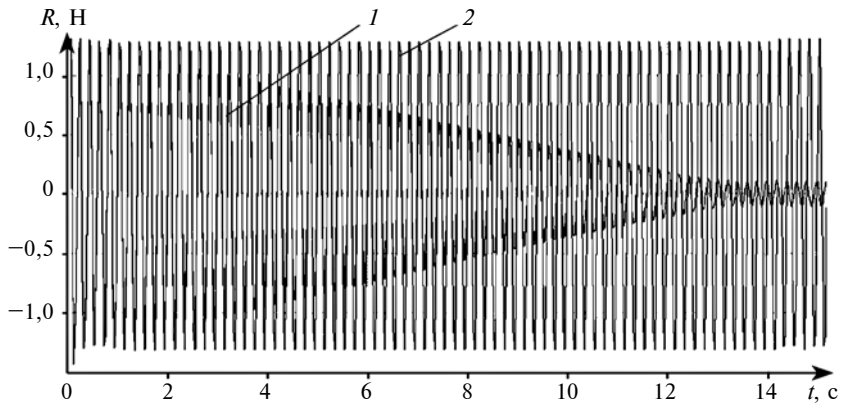


Рис. 4. Зависимость *R* от *t*:

1 — активная система виброизоляции с ЭР; *2* — пассивная система виброизоляции

на n-м шаге); U_n, U_{n+1} — управляющие воздействия на n-м и $n + 1$-м шаге квантования по времени; Δu — приращение управляющего воздействия на каждом шаге квантования по времени.

В качестве актуатора рассмотрен электромагнитный привод колебательного движения [8], который для исключения искажений фазы управляющего сигнала с акселерометра является исполнительным устройством следящей системы, как это показано на рис. 2.

Следящая система необходима для минимизации искажения фазы при воспроизведении в виде инерционной нагрузки гармонического сигнала x_1.

Для актуатора могут быть также использованы линейные серводвигатели с встроенным датчиком положения штока и системой управления (контроллером), которые в области низких частот образуют высокоточную следящую систему.

Математическое моделирование активной системы с экстремальным регулятором в предположении идеальной работы следящей системы в соответствии со схемой на рис. 2 и выражением (2) проведено в среде пакета прикладных программ Matlab/Simulink. Блок вычисления амплитуды сигнала с виртуального датчика силы организован по алгоритму:

$$|a| = (a^2\sin^2\omega + a^2\cos^2\omega)^{1/2}.$$

Модель в программе Simulink приведена на рис. 3. Моделирование проводилось для пассивной системы с $\omega_0 = 62{,}8$ 1/с (10 Гц), $\xi = 0{,}05$ для частоты внешнего воздействия в диапазоне 1÷10 Гц.

На рис. 4 в качестве примера показано развитие во времени t процесса компенсации вибрационного усилия R на корпусе при работе ЭР ($\omega = 5$ Гц) (поз. *1*) и вибрационное усилие от пассивной системы без компенсации (поз. *2*): через 13,5 с ослабление вибрационного усилия составило 20 дБ.

На рис. 5 показано изменение во времени t выходного сигнала интегратора экстремальной системы, который сначала растет линейно, а начиная с 14 с совершает установившиеся периодические колебания с малой амплитудой около положения равновесия.

При установке актуатора *2* (см. рис. 2) на массу m_0 силоизмерительное устройство не используется, а для работы ЭР на блок *3* измерителя амплитуды подается сигнал с акселерометра или с датчика перемещения массы m_0 относительно корпуса.

При неизвестной величине амплитуды F_0 и измеренной частоте ω колебаний экстремальная система автоматически выбирает амплитуду перемещения x_2 массы m_1 якоря, минимизируя амплитуду x_1. При этом в отличие от

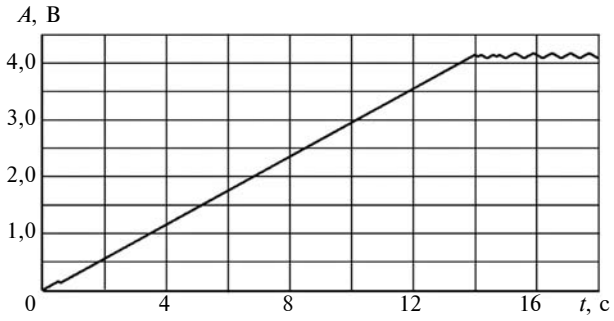


Рис. 5. Зависимость сигнала *A* с интегратора ЭР от времени *t*

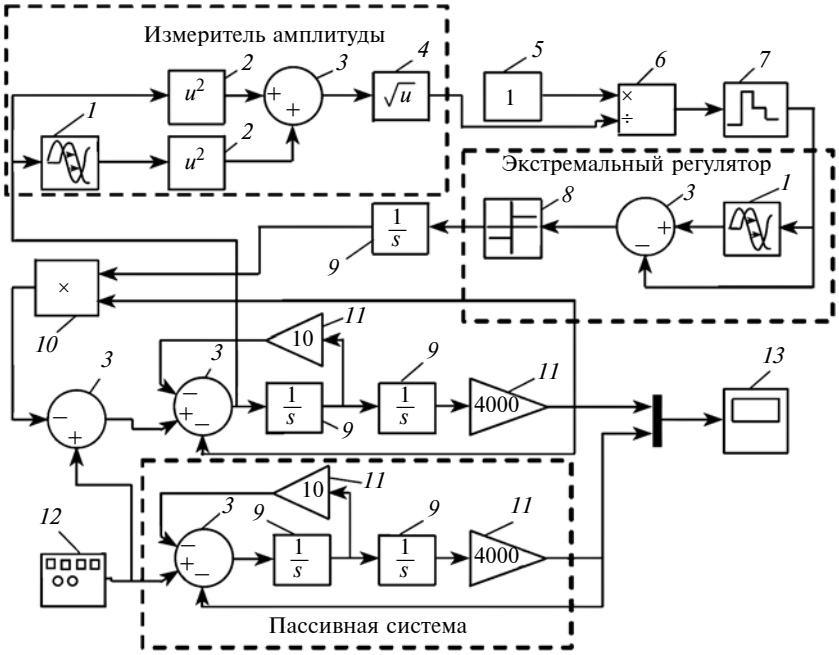


Рис. 6. Модель в программе Simulink:

1 — блок задержки передачи; *2* — блок возведения в квадрат; *3* — сумматор; *4* — блок извлечения квадратного корня; *5* — блок сигнала постоянной величины; *6* — блок умножения/деления; *7* — экстраполятор нулевого порядка; *8* — блок sign; *9* — интегратор; *10* — блок умножения; *11* — усилитель; *12* — генератор входного сигнала; *13* — осциллограф

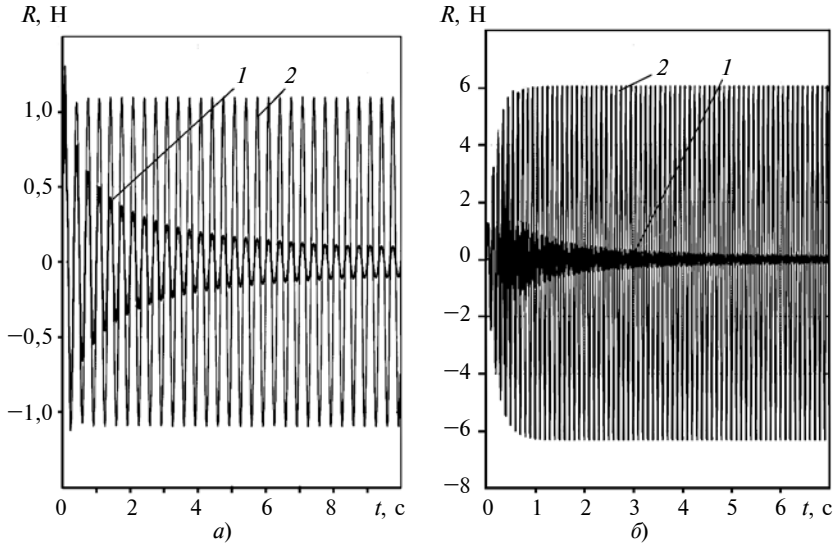


Рис. 7. Зависимости *R* от *t* при ω = 3 (*а*) и 10 Гц (*б*):

1 — пассивная система; *2* — система с ЭР

актуатора, установленного между корпусом и массой m_0, минимизация амплитуды x_1 на частоте ω означает уменьшение усилия, передаваемого на корпус.

Для алгоритма работы ЭР в соответствии с выражением (2) в среде пакета прикладных программ Matlab/Simulink проведено численное моделирование динамики развития колебаний массы m_0, на которой установлен компенсатор динамических сил с ЭР. Модель в программе Simulink приведена на рис. 6. Моделирование проводилось для параметров пассивной системы, соответствующих рис. 3 в диапазоне частот внешнего возмущения 0,5÷10 Гц.

На рис. 7 для примера показано развитие колебаний массы m_0 при установке компенсатора динамических сил с ЭР (поз. *1*) и в пассивной системе (поз. *2*) для ω = 3 Гц (рис. 7, *а*) и ω = 10 Гц (резонансная частота пассивной системы) (рис. 7, *б*).

Моделирование активной системы в дорезонансной области частот, в том числе на частоте резонанса пассивной системы виброизоляции, показало ослабление на 15÷20 дБ передачи вибрационного усилия на корпус.

Таким образом, показана возможность построения активной системы виброизоляции с компенсацией динамических сил актуатором, устанавливаемым на корпусе или на колеблющейся массе, и с ЭР, который обеспечивает автоматическую настройку системы на минимальный коэффициент K_n в заданном низкочастотном диапазоне частот.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Активная** виброзащита — назначение, принципы, состояние. 1. Назначение и принципы разработки / А. В. Кирюхин, В. А. Тихонов, А. Г. Чистяков, В. В. Яблонский // Проблемы машиностроения и автоматизации. 2011. № 2. С. 108—111.

УДК 681.532.8.001.57

А. А. КОБЗЕВ, И. Н. ЕГОРОВ, доктора технических наук (Владимирский ГУ им. А. Г. и Н. Г. Столетовых),
Ю. С. ПОТАНИН, канд. техн. наук (Федеральное казенное предприятие "Государственный лазерный полигон "Радуга", г. Радужный), e-mail: u1414@yandex.ru

Мехатронная система коммутации и автоюстировки оптического излучения на базе механизма с параллельной кинематикой[1]

Рассмотрены: подход к построению мехатронной системы — быстродействующего оптического коммутатора на базе гексапода и формирование уравнений кинематики. Приведен основной алгоритм управления коммутатором — алгоритм автоюстировки на базе главной обратной связи.

Ключевые слова: оптический коммутатор, гексапод, автоюстировка.

The approach to construction of a mechatronic system of fast-acting optical commutator on the base of hexapod and formation of kinematics equations are considered. The main algorithm of commutator control is presented — the algorithm of self-alignment basing on major feedback.

Keywords: optical commutator, hexapod, self-alignment.

Одна из актуальных тенденций в науке и технике — применение оптических систем, имеющих набор излучателей (унифицированных или различных по своим характеристикам), позволяющих создавать технологические и научно-исследовательские установки с улучшенными характеристиками в части универсальности и производительности. Важнейшим элементом таких установок является оптический коммутатор — устройство, позволяющее осуществлять переключение между излучателями для дальнейшего попадания их излучения на объект воздействия. Данный эффект достигается позиционированием оптического элемента (например, призмы), поочередно коммутирующего излучатели на общую оптическую ось. Зачастую оптический коммутатор является одноосевым приводом оптического элемента.

Одним из основных условий корректного функционирования описанных выше оптических установок является прохождение оптических осей всех излучателей через целевую точку, в которой располагается объект воздействия излучения. Поскольку излучатели подвержены влиянию различных негативных факторов, их оптические оси могут претерпевать разъюстировки — угловые смещения относительно эталонного положения. Основными негативными факторами, вызывающими разъюстировку, являются:

1) динамика климатических условий — приводит к тепловому расширению оптических элементов излучателя;

2) вибрация — приводит к изменениям в конструкции излучателя;

3) интенсивный процесс работы — приводит к нагреву оптических элементов излучателя и их тепловому расширению.

В результате разъюстировки, в частности, оптические оси излучателей перестают проходить через единую целевую точку и излучение не попадает на объект воздействия или попадает не полностью.

Разъюстировки компенсируют введением в каждый излучатель дополнительных юстирующих элементов, например оптических клиньев, для возможности компенсации угловых смещений оптических осей. Данный подход имеет следующие недостатки: снижение эффективности излучения вследствие рассеяния его части на юстирующем устройстве; усложнение и удорожание установки прямо пропорционально числу излучателей; значи-

[1] Работа выполнена при финансовой поддержке Российского фонда фундаментальных исследований (РФФИ) в рамках проекта № 13-08-01364.

(Окончание статьи. Начало см. на стр. 18)

2. **Елисеев С. В., Резник Ю. Н., Хоменко А. П.** Мехатронные подходы в динамике механических колебательных систем. Новосибирск: Наука, 2011. 384 с.

3. **Петров А. А.** Устойчивость одномассовой системы активной виброизоляции с обратной связью по силовому воздействию // Доклады XXVII сессии РАО, 2014. С. 1033—1043.

4. **Вибрации** в технике: Справочник / Под ред. К. В. Фролова. В 6 т. Т. 6. М.: Машиностроение, 1981. 456 с.

5. **Активная** виброизоляционная опора с экстремальной системой управления / Ю. А. Бурьян, В. Н. Сорокин, Ю. Ф. Галуза, С. Н. Поляков // Мехатроника, автоматизация, управление. 2014. № 9 (162). С. 41—45.

6. **Пат. RU 2556867 C1.** Активная виброизолирующая система трубопроводов аварийной системы расхолаживания ядерного реактора подводной лодки.

7. **Власов К. П.** Теория автоматического управления: Учеб. пособие. Харьков: Гуманитарный центр, 2007. 526 с.

8. **Нейман Л. А., Нейман В. Ю.** Динамическая модель электромагнитного привода колебательного движения для систем генерирования низкочастотных вибраций // Доклады АН ВШ РФ. 2015. № 3. С. 75—87.

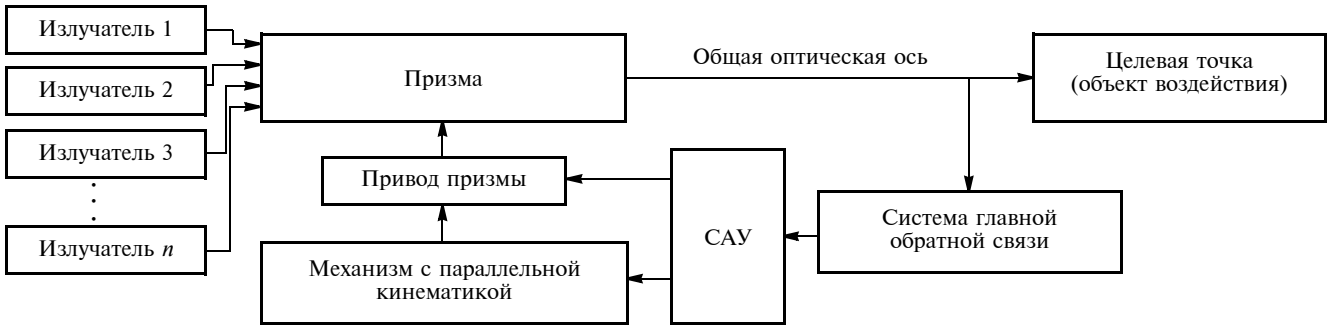


Рис. 1. Структура оптического коммутатора в составе оптической установки

тельные затраты времени на индивидуальную юстировку каждого излучателя.

Актуальной научно-технической задачей является перенос функции юстировки в оптический коммутатор. Данное решение позволит удалить из оптической установки излишние юстирующие устройства, исключить потери излучения в них и повысить общую эффективность оптической установки. Кроме того, вызывает интерес реализация режима автоюстировки, позволяющего оптическому коммутатору количественно определять отклонения излучения от необходимого направления и автоматически компенсировать его специфическим позиционированием призмы в пространстве. Данная цель может быть достигнута введением визуальной главной обратной по положению в пространстве оптической оси, базирующейся на скоростной видеосистеме.

Наличие набора излучателей в системе и потенциальная вероятность разъюстировки каждого из них на случайный угол в произвольной плоскости диктует необходимость базирования коммутатора на многоосевой системе, поскольку для компенсации широкого спектра разъюстировок необходимы перемещение и ориентирование призмы сразу по нескольким степеням подвижности. Исходя из требований к набору степеней подвижности, а также точности и скорости позиционирования призмы, приняли решение о базировании оптического коммутатора на механизме с параллельной кинематикой, причем на его подвижной платформе расположен обособленный привод призмы (рис. 1).

Коммутация и автоюстировка оптического излучения представляют интерес в части их синергетического объединения в одну операцию. Так, при мультиплексировании излучения набора излучателей коммутатор одновременно осуществляет два действия:

1) позиционирует призму с помощью обособленного привода с целью коммутации источников излучения на необходимую оптическую ось;

2) позиционирует и ориентирует призму с помощью механизма с параллельной кинематикой таким образом, чтобы компенсировать разъюстировки излучателя и направить излучение в необходимую целевую точку.

Указанные действия позволяют предотвратить отклонения осей излучателей под действием вибраций, изменения климатических факторов и т. д.

Анализ существующих разработок показал отсутствие прямых аналогов предлагаемому оптическому коммутатору. Существующие оптикомеханические устройства ориентированы лишь на определенную узкую задачу. Таким образом, создание универсального оптического коммутатора с функцией автоюстировки вызывает практический интерес, продиктованный применением в специфических малосерийных и исследовательских системах.

Зачастую многие оптические системы базируются на оптических столах, которые широко используются для исследовательских, измерительных и промышленных целей. Поэтому расположение элементов системы в единой плоскости в дальнейшем берется за основу, а также подразумевается расположение источников излучения в этой плоскости. С учетом того, что рабочим органом коммутатора является призма, коммутация излучения на общую оптическую ось осуществляется на основе углового позиционирования призмы приводом и при расположении коммутируемых осей в одной плоскости со схождением их в точке излома оси в призме.

С течением времени под действием негативных факторов могут происходить разъюстировки источников излучения. Они представляют собой угловые уводы оси излучения от эталонного положения, и задачей юстировки является их компенсация. Цель юстировки — прохождение отъюстированной оптической оси через некоторую целевую точку — объект, на который требуется воздействовать оптическим излучением. Многообразие позиций призмы при различных разъюстировках осей вызывает необходимость обеспечения оптического коммутатора тремя переносными и двумя ориентирующими степенями подвижности, а также дополнительной степенью подвижности для вращения призмы. В данной работе за основу принят шестистепенной манипулятор с параллельной кинематикой (гекса-

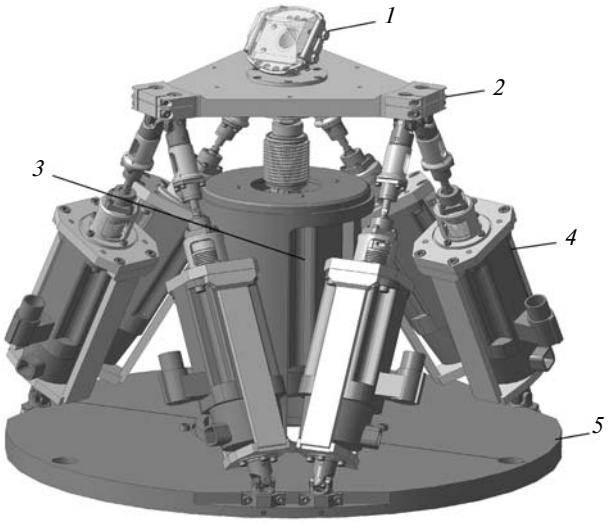


Рис. 2. 3D-модель оптического коммутатора на базе гексапода

под). Основные преимущества таких манипуляторов — высокие точность позиционирования рабочего органа, жесткость системы, скорости и ускорения рабочего органа; большая грузоподъемность; сравнительная компактность [1, 2]. Основными недостатками гексапода являются сложное математическое описание манипулятора и возможность потери управляемости в некоторых положениях.

Использование механизма с параллельной кинематикой позволяет расположить на его перемещающейся платформе привод рабочего органа — призмы. Таким образом, коммутирующие перемещения призмы будут осуществляться приводом призмы, а юстирующие перемещения — подвижной платформой, приводимой в движение приводами подвижных штанг гексапода. 3D-модель образца оптического коммутатора на базе гексапода (рис. 2) состоит из призмы *1*, подвижной платформы *2*, привода *3* призмы, линейных приводов *4*, неподвижного основания *5*.

Данная разработка решает задачу автоюстировки на основе охвата положения оптической оси главной обратной связью. В оптической системе, в которой объектом воздействия коммутатора являются оптические оси, обратная связь базируется на отведении части светового пучка на диффузный экран и фиксации его скоростной видеокамерой машинного зрения с последующим автоматическим анализом видеозаписи и расчетом положения оси и необходимых юстирующих перемещений призмы.

От ряда работ, в которых предложено описание кинематики гексаподов с представлением ориентирующих степеней подвижности в виде углов Эйлера, данная работа отличается следующим:

угол φ собственного вращения исключен из степеней подвижности гексапода и заменен углом γ вращения призмы, обеспечивающимся обособленным приводом;

ориентирующие степени подвижности представлены в виде угла β поворота платформы вокруг некоторого вектора *PR*. Данное решение связано с особенностями расчета требующихся положений платформы для позиционирования призмы при юстировке.

При обозначении шарниров подвижной платформы $b_1, ..., b_6$, а шарниров основания — $a_1, ..., a_6$ обратная задача кинематики для разрабатываемого манипулятора имеет решение в виде системы уравнений:

$$\begin{cases} q_1 = \sqrt{(x_{a1}-x_{b1})^2+(y_{a1}-y_{b1})^2+(z_{a1}-z_{b1})^2}; \\ q_2 = \sqrt{(x_{a2}-x_{b2})^2+(y_{a2}-y_{b2})^2+(z_{a2}-z_{b2})^2}; \\ q_3 = \sqrt{(x_{a3}-x_{b3})^2+(y_{a3}-y_{b3})^2+(z_{a3}-z_{b3})^2}; \\ q_4 = \sqrt{(x_{a4}-x_{b4})^2+(y_{a4}-y_{b4})^2+(z_{a4}-z_{b4})^2}; \\ q_5 = \sqrt{(x_{a5}-x_{b5})^2+(y_{a5}-y_{b5})^2+(z_{a5}-z_{b5})^2}; \\ q_6 = \sqrt{(x_{a6}-x_{b6})^2+(y_{a6}-y_{b6})^2+(z_{a6}-z_{b6})^2}; \\ q_7 = \gamma, \end{cases} \quad (1)$$

где $q_1, ..., q_6$ — координаты приводов штанг гексапода; q_7 — координата привода призмы; x_{bi}, y_{bi}, z_{bi} — координаты i-го шарнира платформы; x_{ai}, y_{ai}, z_{ai} — координаты i-го шарнира основания; γ — угол поворота призмы.

Для описания перемещения шарниров подвижной платформы используем матрицу M однородных преобразований размерностью 4×4, для случая перемещения платформы в точку с координатами x_P, y_P, z_P и поворота ее на угол β вокруг вектора *PR* с координатами x_{PR}, y_{PR}, z_{PR}:

$$M = \begin{pmatrix} \cos\beta + (1-\cos\beta)x_{PR}^2 & (1-\cos\beta)x_{PR}y_{PR} - \sin\beta z_{PR} & (1-\cos\beta)x_{PR}z_{PR} + \sin\beta y_{PR} & x_P \\ (1-\cos\beta)y_{PR}x_{PR} + \sin\beta z_{PR} & \cos\beta + (1-\cos\beta)y_{PR}^2 & (1-\cos\beta)y_{PR}z_{PR} - \sin\beta x_{PR} & y_P \\ (1-\cos\beta)z_{PR}x_{PR} - \sin\beta y_{PR} & (1-\cos\beta)z_{PR}y_{PR} + \sin\beta x_{PR} & \cos\beta + (1-\cos\beta)z_{PR}^2 & z_P \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{pmatrix}. \quad (2)$$

Используя матрицу (2) для описания перемещения шарнира платформы относительно его начального положения (x_{0bi}, y_{0bi}, z_{0bi}), определяемого геометрией манипулятора, получим систему уравнений, описывающую координаты шарнира в функции произведенных перемещений:

$$\begin{cases} x_{bi}(x_P, y_P, z_P, \beta, \overline{PR}) = [\cos\beta + (1-\cos\beta)x_{PR}^2]x_{0bi} + \\ + [(1-\cos\beta)x_{PR}y_{PR} - \sin\beta z_{PR}]y_{0bi} + \\ + [(1-\cos\beta)x_{PR}z_{PR} + \sin\beta y_{PR}]z_{0bi} + x_P; \\ y_{bi}(x_P, y_P, z_P, \beta, \overline{PR}) = \\ = [(1-\cos\beta)y_{PR}x_{PR} + \sin\beta z_{PR}]x_{0bi} + \\ + [\cos\beta + (1-\cos\beta)y_{PR}^2]y_{0bi} + \\ + [(1-\cos\beta)y_{PR}z_{PR} - \sin\beta x_{PR}]z_{0bi} + y_P; \\ z_{bi}(x_P, y_P, z_P, \beta, \overline{PR}) = \\ = [(1-\cos\beta)z_{PR}x_{PR} - \sin\beta y_{PR}]x_{0bi} + \\ + [(1-\cos\beta)z_{PR}y_{PR} + \sin\beta x_{PR}]y_{0bi} + \\ + [\cos\beta + (1-\cos\beta)z_{PR}^2]z_{0bi} + z_P. \end{cases} \quad (3)$$

Система уравнений (1) с использованием системы уравнений (3) может быть преобразована к виду:

$$\begin{cases} q_i = \sqrt{\begin{aligned} &\{x_{ai} - [\cos\beta + (1-\cos\beta)x_{PR}^2]x_{0bi} + \\ &+ [(1-\cos\beta)x_{PR}y_{PR} - \sin\beta z_{PR}]y_{0bi} + \\ &+ [(1-\cos\beta)x_{PR}z_{PR} + \sin\beta y_{PR}]z_{0bi} + x_P\}^2 + \\ &+ \{y_{ai} - [(1-\cos\beta)y_{PR}x_{PR} + \sin\beta z_{PR}]x_{0bi} + \\ &+ [\cos\beta + (1-\cos\beta)y_{PR}^2]y_{0bi} + \\ &+ [(1-\cos\beta)y_{PR}z_{PR} - \sin\beta x_{PR}]z_{0bi} + y_P\}^2 + \\ &+ \{z_{ai} - [(1-\cos\beta)z_{PR}x_{PR} - \sin\beta y_{PR}]x_{0bi} + \\ &+ [(1-\cos\beta)z_{PR}y_{PR} + \sin\beta x_{PR}]y_{0bi} + \\ &+ [\cos\beta + (1-\cos\beta)z_{PR}^2]z_{0bi} + z_P\}^2 \end{aligned}} \\ \text{при } i \in [1, 2, 3, 4, 5, 6]; \\ q_7 = \gamma. \end{cases} \quad (4)$$

Полученная система уравнений (4) предназначена для расчетов длин штанг и позиций призмы при позиционировании и является одной из составляющих закона движения (в части кинематики).

Необходимые значения координат вектора PR, угла β поворота платформы и угла γ поворота призмы рассчитываются с помощью алгоритма автоюстировки на основе построения главной обратной связи с использованием скоростной видеосистемы, фиксирующей положения световых пятен на полупрозрачном диффузном экране, образованных отведенным пучком излучения. Подход к формированию обратной связи для оптического коммутатора, приведенный в работах [3, 4], подразумевает наличие двух отведенных пучков. Однако испытания показали, что основной вклад в отклонение оси привносят угловые разъюстировки. Кроме того, определение линейных разъюстировок затруднено при малом расстоянии между пластинами, не дающем достаточного "оптического плеча". Поэтому итоговым вариантом было использование одного отклоненного пучка для скоростной камеры при определенных усовершенствованиях математического аппарата вычислений по сравнению с работой [4].

При определении разъюстировок коммутатор дискретно опрашивает излучатели, в то время как скоростная камера записывает видеофайл со световыми пятнами на полупрозрачном диффузном экране. Видеофайл представляет собой последовательность кадров — блоков по 204 800 байт. Каждый байт определяет яркость соответствующего пикселя. Определение координат весового центра пятна сводится к нахождению среднего арифметического значения координат n пикселей, составляющих пятно. Расчеты ведутся в соответствии с системой уравнений:

$$\begin{cases} w(Z) = \dfrac{1}{n}\sum\limits_{i=1}^{n} w(p_i); \\ h(Z) = \dfrac{1}{n}\sum\limits_{i=1}^{n} h(p_i), \end{cases}$$

где $w(Z)$, $h(Z)$ — координаты центра светового пятна по горизонтали и вертикали видеокадра соответственно; $w(p_i)$, $h(p_i)$ — координаты i-го пикселя по горизонтали и вертикали соответственно.

Излучатели системы расположены в единой плоскости, а их оптические оси сходятся в призме с некоторыми углами α между собой. Здесь угол α является шагом призмы коммутатора при опросе излучателей. При повороте призмы на угол α для опроса очередного излучателя световое пятно на полупрозрачном диффузном экране также совершит поворот на угол α вокруг центра области видеокадра. Визуально это выглядит как перемещение световой точки по окружности с диаметром, равным отклонению ее от эталонного положения. Данный поворот точки необходимо учесть при расчетах, поэтому вводится система уравнений:

$$\begin{cases} \Delta x = x(Z)\cos\alpha + y(Z)\sin\alpha; \\ \Delta y = -x(Z)\sin\alpha + y(Z)\cos\alpha, \end{cases}$$

где Δx, Δy — отклонения пятна от центра области кадра по горизонтали и вертикали соответственно с учетом угла α поворота призмы.

По данным об отклонениях светового пятна можно определить разъюстировки. Вертикальную и горизонтальную угловые разъюстировки находим в соответствии с системой уравнений:

$$\begin{cases} A_{\text{в}} = \operatorname{arctg}\left(\dfrac{\Delta x}{L_e}\right); \\ A_{\text{г}} = \operatorname{arctg}\left(\dfrac{\Delta y}{L_e}\right), \end{cases}$$

где $A_{\text{в}}$, $A_{\text{г}}$ — вертикальная угловая и горизонтальная угловая разъюстировки соответственно; L_e — расстояние от излучателя до полупрозрачного диффузного экрана.

На основе полученных разъюстировок ($A_{\text{в}}$, $A_{\text{г}}$) рассчитываем корректировочные координаты оптического коммутатора.

Для дальнейших расчетов вводим несколько условных точек: M (x_M, y_M, z_M) — источник излучения; P (x_P, y_P, z_P) — призма; T (x_T, y_T, z_T) — целевая точка.

В соответствии с разработанной концепцией коммутатора его задачей является позиционирование призмы при соблюдении следующих условий:

призма должна позиционироваться в такую точку пространства P, чтобы оптическая ось излучателя проходила через нее и являлась прямой MP;

оптическая ось MP излучателя должна быть перпендикулярна входной грани призмы для исключения преломления излучения в ней;

оптическая ось PT отраженного призмой излучения должна проходить через целевую точку T.

Примем эталонное положение призмы за начало координат. Зададим ось MP излучения как прямую, пролегающую в пространстве, описанную в параметрическом виде системой уравнений:

$$\begin{cases} x = x_M + t; \\ y = y_M - \operatorname{tg}(\alpha - A_{\text{г}})t; \\ z = z_M + \operatorname{tg}(A_{\text{в}})t, \end{cases} \qquad (5)$$

где x, y, z — декартовые координаты точки прямой PM; t — параметр, имеющий действительное значение.

Целевую точку T зададим как находящуюся на эталонной отраженной оси.

Зададим плоскость I, перпендикулярную оси MP излучения и проходящую через целевую точку T, в виде уравнения:

$$I(x - x_t) - \operatorname{tg}(\alpha - A_{\text{г}})(y - y_t) + \\ + \operatorname{tg}(A_{\text{в}})(z - z_t) = 0, \qquad (6)$$

где x, y, z — декартовые координаты точки плоскости I.

Поскольку точка T лежит на оси Z, ее координаты x_T и y_T равны нулю. Координату z_T обозначим как L_{PT} — расстояние от призмы до целевой точки. Таким образом, уравнение (6) преобразуется к виду:

$$x - \operatorname{tg}(\alpha - A_{\text{г}})y + \operatorname{tg}(A_{\text{в}})z - \operatorname{tg}(A_{\text{в}})L_{PT} = 0. \qquad (7)$$

Координаты точки пересечения оси MP излучения с плоскостью I определены посредством подстановки в уравнение (7) значений x, y, z из системы уравнений (5). Полученное выражение имеет вид:

$$x_M + t - \operatorname{tg}(\alpha - A_{\text{г}})(y_M - \operatorname{tg}(\alpha - A_{\text{г}})t) + \\ + \operatorname{tg}(A_{\text{в}})(z_M + \operatorname{tg}(A_{\text{в}})t) - \operatorname{tg}(A_{\text{в}})L_{PT} = 0. \qquad (8)$$

Параметр t, характерный для точки пересечения, определяется уравнением, полученным при преобразовании уравнения (8):

$$t = \frac{-x_M + \operatorname{tg}(\alpha - A_{\text{г}})y_M - \operatorname{tg}(A_{\text{в}})z_M + \operatorname{tg}(A_{\text{в}})L_{PT}}{1 + \operatorname{tg}(\alpha - A_{\text{г}})^2 + \operatorname{tg}^2(A_{\text{в}})}. \qquad (9)$$

Параметр t, найденный по выражению (9) при определенных отклонениях $A_{\text{г}}$ и $A_{\text{в}}$, будет определять точку $P(x_P, y_P, z_P)$ положения призмы в трехмерном пространстве (координаты переносных степеней свободы манипулятора оптического коммутатора) при подстановке в систему уравнений (5).

Позиционирование призмы по ориентирующим степеням подвижности достигается коммутатором в два этапа:

поворот призмы вокруг некоторого вектора PR на такой угол β, при котором нормаль выходной грани пройдет через точку T, т. е. нормаль должна совпасть с прямой PT;

поворот призмы вокруг прямой PT на такой угол τ, при котором входная грань станет перпендикулярной оси излучения (прямой PM).

Для дальнейшего описания позиционирования призмы введем схему перемещений призмы с изображением углов поворота и их векторов, а также промежуточных положений призмы (рис. 3).

Дальнейшие перемещения призмы опишем на примере излучателя, расположенного на некотором расстоянии L_{MP} от оптического коммутатора, причем необходимый угол поворота призмы для опроса этого излучателя равен α. На рис. 3 данный излучатель условно показан точкой M, штрихпунктирными линиями показан ход его эталонного излучения, а штриховыми — разъюстированного.

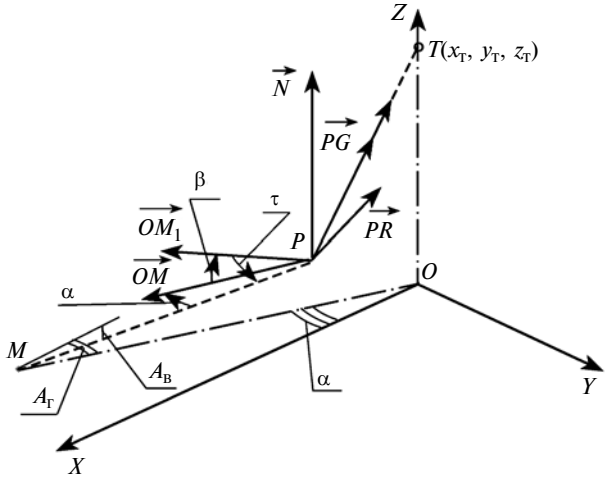


Рис. 3. Схема перемещения призмы коммутатора

Поскольку все излучатели расположены в одной плоскости, координаты точки M (x_M, y_M, z_M) определяет следующая система уравнений:

$$\begin{cases} x_M = L_{MP}\cos\alpha; \\ y_M = L_{MP}\sin\alpha; \\ z_M = 0, \end{cases}$$

где L_{MP} — расстояние от излучателя до оптического коммутатора; α — угол поворота призмы при опросе данного излучателя.

При возникновении вертикальной $A_в$ и горизонтальной $A_г$ разъюстировок ось излучения изменит направление и будет соответствовать прямой MP.

После позиционирования призмы переносными степенями свободы из начального положения (начало координат) в точку P (x_P, y_P, z_P) нормаль входной грани призмы будет задаваться вектором $\vec{OM}$ с координатами $L_{MP}\cos\alpha$, $L_{MP}\sin\alpha$, 0, параллельным прямой OM. Нормаль выходной грани призмы будет задаваться вектором $\vec{N}$, параллельным оси Z.

Далее необходимо совместить нормаль выходной грани с прямой PT, чтобы отраженное призмой излучение попадало в целевую точку T. Это достигается поворотом платформы с призмой на угол β вокруг вектора $\vec{PR}$, причем вектор должен быть перпендикулярен прямой PT и вектору $\vec{N}$. Для этого введем вектор $\vec{PT}$, параллельный прямой PT с координатами, определяемыми вычитанием координат точки P из координат точки T. В результате вектор $\vec{PT}$ имеет следующие координаты:

$$\vec{PT} = \begin{pmatrix} 0 - x_P \\ 0 - y_P \\ L_{PT} - z_P \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} -x_P \\ -y_P \\ L_{PT} - z_P \end{pmatrix}.$$

Вектор $\vec{PR}$, вокруг которого осуществляется поворот, является векторным произведением векторов $\vec{N}$ и $\vec{PT}$ и имеет следующие координаты:

$$\vec{PR} = \vec{N} \times \vec{PT} =$$

$$= \begin{pmatrix} 0(L_{PT} - z_P) - 1(-y_P) \\ 1(-x_P) - 0(L_{PT} - z_P) \\ 0(-y_P) - 0(-x_P) \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} y_P \\ -x_P \\ 0 \end{pmatrix}. \quad (10)$$

Угол β поворота является углом между вектором $\vec{PT}$ и вектором $\vec{N}$ и определяется формулой:

$$\beta = \arccos\left(\frac{\vec{N} \cdot \vec{PT}}{|\vec{N}| \cdot |\vec{PT}|}\right) =$$

$$= \arccos\left(\frac{z_{PT}}{\sqrt{x_{PT}^2 + y_{PT}^2 + z_{PT}^2}}\right). \quad (11)$$

Полученные выше угол β поворота, координаты вектора $\vec{PR}$ (x_{PR}, y_{PR}, z_{PR}) и координаты точки P (x_P, y_P, z_P) используются в системе уравнений (4) для расчета длин штанг гексапода (обобщенные координаты q_1, ..., q_6).

После поворота платформы с призмой на угол β вокруг вектора $\vec{PR}$, нормаль входной грани призмы будет соответствовать вектору $\vec{OM}_1$. Координаты вектора $\vec{OM}_1$ (x_{OM_1}, y_{OM_1}, z_{OM_1}) наряду с координатами верхних шарниров определяются на основе матрицы поворота, аналогичной матрице (2) для $\vec{OM}$, и выражены в виде произведения матрицы поворота на координаты вектора $\vec{OM}$:

$$\begin{pmatrix} x_{OM_1} \\ y_{OM_1} \\ z_{OM_1} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \cos\beta + (1-\cos\beta)x_{PR}^2 & (1-\cos\beta)x_{PR}y_{PR} - \sin\beta z_{PR} & (1-\cos\beta)x_{PR}z_{PR} + \sin\beta y_{PR} \\ (1-\cos\beta)y_{PR}x_{PR} + \sin\beta z_{PR} & \cos\beta + (1-\cos\beta)y_{PR}^2 & (1-\cos\beta)y_{PR}z_{PR} - \sin\beta x_{PR} \\ (1-\cos\beta)z_{PR}x_{PR} - \sin\beta y_{PR} & (1-\cos\beta)z_{PR}y_{PR} + \sin\beta x_{PR} & \cos\beta + (1-\cos\beta)z_{PR}^2 \end{pmatrix} \times \begin{pmatrix} x_{OM} \\ y_{OM} \\ z_{OM} \end{pmatrix}.$$

Полученное направление нормали OM_1 входной грани заведомо не совпадает с направлением прямой PM. Однако их совпадение необходимо для того, чтобы излучение падало перпендикулярно на входную грань призмы. Поставленная задача достигается собственным вращением призмы (вкруг прямой PT) на такой угол τ, при котором входная грань будет перпендикулярна оси излучения (прямой PM).

Основой для описанного выше действия является нахождение угла τ между $\vec{OM}_1$ и $\vec{PM}$. Согласно закону для нахождения угла между векторами, аналогичному примененному в выражении (11), формула для нахождения угла τ имеет вид:

$$\tau = \arccos\left(\frac{\vec{OM}_1 \cdot \vec{PM}}{\left|\vec{OM}_1\right| \cdot \left|\vec{PM}\right|}\right) =$$

$$= \arccos\left(\frac{x_{OM_1}x_{PM} + y_{OM_1}y_{PM} + z_{OM_1}z_{PM}}{\sqrt{x_{OM_1}^2 + y_{OM_1}^2 + z_{OM_1}^2}\sqrt{x_{PM}^2 + y_{PM}^2 + z_{PM}^2}}\right). \quad (12)$$

Поворот на угол τ осуществляется вокруг вектора $\vec{PG}$, определяемого векторным произведением $\vec{OM}_1$ и $\vec{PM}$. Вектор $\vec{PM}$ параллелен прямой PM и имеет координаты, получаемые вычитанием координат точки P из координат точки M. В результате $\vec{PM}$ имеет следующие координаты:

$$\vec{PM} = \begin{pmatrix} x_M - x_P \\ y_M - y_P \\ z_M - z_P \end{pmatrix}.$$

Вектор $\vec{PG}$ имеет координаты, получаемые в результате произведения векторов $\vec{OM}_1$ и $\vec{PM}$:

$$\vec{PG} = \vec{OM}_1 \times \vec{PM} =$$

$$= \begin{pmatrix} y_{OM_1}(z_M - z_P) - z_{OM_1}(y_M - y_P) \\ z_{OM_1}(x_M - x_P) - x_{OM_1}(z_M - z_P) \\ x_{OM_1}(y_M - y_P) - y_{OM_1}(x_M - x_P) \end{pmatrix}.$$

На основании полученного угла τ и координат вектора $\vec{PG}$ (x_{PG}, y_{PG}, z_{PG}) осуществляется корректирующий поворот призмы по степени подвижности собственного вращения.

Конкретное направление вращения привода на угол τ выбирается с учетом направления вектора $\vec{PG}$. Если $\vec{PG}$ сонаправлен с $\vec{PT}$, то вращение идет против часовой стрелки (если смотреть с положительного направления $\vec{PT}$), в противном случае — по часовой стрелке. Направление векторов определяется при проверке значения косинуса угла ρ между векторами $\vec{PG}$ и $\vec{PT}$ согласно выражению:

$$\cos\rho = \frac{\vec{PG} \cdot \vec{PT}}{\left|\vec{PG}\right| \cdot \left|\vec{PT}\right|} =$$

$$= \frac{x_{PG}x_{PT} + y_{PG}y_{PT} + z_{PG}z_{PT}}{\sqrt{x_{PG}^2 + y_{PG}^2 + z_{PG}^2}\sqrt{x_{PT}^2 + y_{PT}^2 + z_{PT}^2}}. \quad (13)$$

Векторы сонаправленны, если $\cos\rho = 1$. В противном случае косинус $\cos\rho = -1$. Таким образом, результирующий угол γ поворота привода призмы можно описать уравнением:

$$\gamma = \alpha - \tau\cos\rho. \quad (14)$$

Подводя итог, приведем краткое содержание разработанного алгоритма. Для излучателя, стоящего на расстоянии L_{MP} от оптического коммутатора при угле α поворота призмы, компенсация разъюстировок $A_г$ и $A_в$ будет включать в себя следующие действия:

1. Позиционирование штанг гексапода в соответствии с уравнениями, определяющими q_1, ..., q_6 в системе (4). При этом значение угла β определяется выражением (11), координаты x_{PR}, y_{PR}, z_{PR} — выражением (10), а координаты x_P, y_P, z_P — выражением (5) с параметром t, определенным по уравнению (9).

2. Вращение призмы коммутатора в соответствии с уравнением, определяющим q_7 в системе (4), при этом значение угла γ определяется выражением (14), для которого угол τ определяется выражением (12), а косинус угла ρ — выражением (13).

Разработанный алгоритм позволяет компенсировать угловые разъюстировки излучателей в системе с целью попадания их излучения в целевую точку. Работоспособность алгоритма доказана практически при испытаниях образца оптического коммутатора, описанных в работе [5].

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Подураев Ю. В.** Основы мехатроники: Учеб. пособие. М.: МГТУ "СТАНКИН", 2000. 80 с.

2. **Глазунов В. А.** Разработка манипуляционных механизмов с параллельно-перекрестной структурой // Проблемы машиностроения и надежности машин. 2008. № 2. С. 90—100.

3. **Кобзев А. А., Потанин Ю. С.** Формирование главной обратной связи в системе автоюстировки на базе оптического коммутатора для многоканальных лазерных комплексов // Фундаментальные исследования. 2014. № 9—2. С. 262—266.

4. **Потанин Ю. С.** Математический алгоритм работы оптического коммутатора многоканальных лазерных систем // Современные проблемы науки и образования. 2014. № 3. URL: www.science-education.ru/117-13641

5. **Потанин Ю. С., Кобзев А. А., Сенюшкин А. Г.** Испытания оптического коммутатора на базе привода с параллельной кинематикой // Современные проблемы науки и образования. 2014. № 6. URL: www.science-education.ru/120-17088

УДК 629.5:62.2

В. В. САВИНКИН, д-р техн. наук (Северо-Казахстанский ГУ им. М. Козыбаева, Казахстан, г. Петропавловск),
В. Н. КУЗНЕЦОВА, д-р техн. наук (Сибирская государственная автомобильно-дорожная академия, Россия, г. Омск), e-mail: cavinkin7@mail.ru

Принципы перераспределения нагрузки при отклонении пятна контакта от проектной оси симметрии в парах зацепления поворотной платформы одноковшового экскаватора

Исследованиями подтверждено, что на уровень загруженности контактной поверхности в парах зацепления поворотной платформы одноковшового экскаватора влияет не только величина силы, приходящейся на единицу площади контакта, но и коэффициент смещения контактного пятна от проектной оси симметрии зуба. Установлено, что увеличение отклонения пятна контакта от проектной оси повышает энергоемкость процесса поворота платформы на 17÷42 %.

Ключевые слова: проектная ось симметрии, перераспределение нагрузки, мощность, редуктор, энергоемкость.

It is confirmed by research, that on load level of contact surface in gear pair of a rotating platform of a single-bucket excavator influences not only force value per unit contact area, but displacement coefficient of contact spot from design axis of tooth symmetry. It is determined, that increase of spot displacement from the design axis increases energy consumption of platform rotation process by 17÷42 %.

Keywords: design axis of symmetry, load redistribution, power, reducer, energy consumption.

На энергоемкость рабочего процесса копания экскаватора существенное влияние оказывает поворот его платформы, который сопровождается большими динамическими нагрузками [1, 2]. Диапазон изменения циклической нагрузки напрямую зависит от режимов работы экскаватора (разгон — торможение) и суммы моментов сил, возникающих в разные периоды поворота платформы. Энергоэффективность поворота платформы экскаватора во многом зависит от динамических, силовых и мощностных характеристик редуктора кинематики поворотного круга и конструктивных особенностей энергосберегающего привода платформы, конструкция которого представлена на рис. 1. Энергосберегающий привод поворотной платформы преобразует крутящий и инерционный моменты в полезную работу через силу, создаваемую электрорекуператором. На быстроходном валу *18* редуктора зафиксирована центральная шестерня *10*, постоянно взаимодействующая с сателлитами *11*. Сателлиты, расположенные в корпусе *20*, обеспечивают вращение водила *8* и вала *24* редуктора. Увеличение крутящего момента и уменьшение частоты вращения поворотной платформы осуществляет блок, содержащий центральную шестерню *10*, находящуюся в постоянном зацеплении с сателлитами *11* и *9*, которые перемещаются по нижним внутренним зубьям венца корпуса *19*, вращая водило *8* и вал *24*. Вал *24* установлен в корпусе *22* на сдвоенных радиально-сферических подшипниках *4* и *7*, обеспечивающих вращение вала *24* и распределение динамических нагрузок в проектной плоскости. На валу *24* между верхним и нижним радиально-сферическими подшипниками, установлен датчик *5* угла поворота платформы, имеющий герметичный корпус. Контактная клемма датчика выведена через специальное отверстие в корпусе *22*. Контроль крутящего момента при динамических нагрузках осуществляет датчик *3*, расположенный на валу *24* между радиально-сферическим подшипником *4* и шестерней *2*.

Шестерня *2*, зафиксированная на валу *24*, перемещаясь по внутреннему венцу опорно-поворотного круга *1*, поворачивает платформу относительно ходового устройства экскаватора. При увеличении крутящего момента на шестерне *2*, считываемого датчиками *3* и *5*, срабатывает электрорекуператор, содержащий электродвигатель *26* и приводную шестерню *25*. Управленческую команду осуществляет программно-логический контроллер *27*.

Определяя энергетические составляющие редуктора поворота платформы экскаватора и отдельных его узлов, исследовали мощность в зацеплении [3, 4]. В результате зависимость энергетических затрат редуктора при повороте платформы была модернизирована с учетом исследованных сил и ускорений для заданного угла φ поворота платформы:

$$N_{ш} = \sum_{i=1}^{n} \phi_{\tau i} \Sigma R_i + F_{ш} r_{ш} (n_{ш} - n_{к}) K_a. \qquad (1)$$

В формуле (1) $N_{ш}$ — мощность в зацеплении шестерни; $\phi_{\tau i}$ — касательная сила инерции; R_i — плечо приложения силы; $F_{ш}$ — сила, приложенная к шестерне; $r_{ш}$ — радиус делительной окружности шестерни; $n_{ш}$ — частота вращения шестерни; $n_{к}$ — частота вращения опорно-поворотного круга; K_a — коэффициент, учитывающий влияние нагрузки.

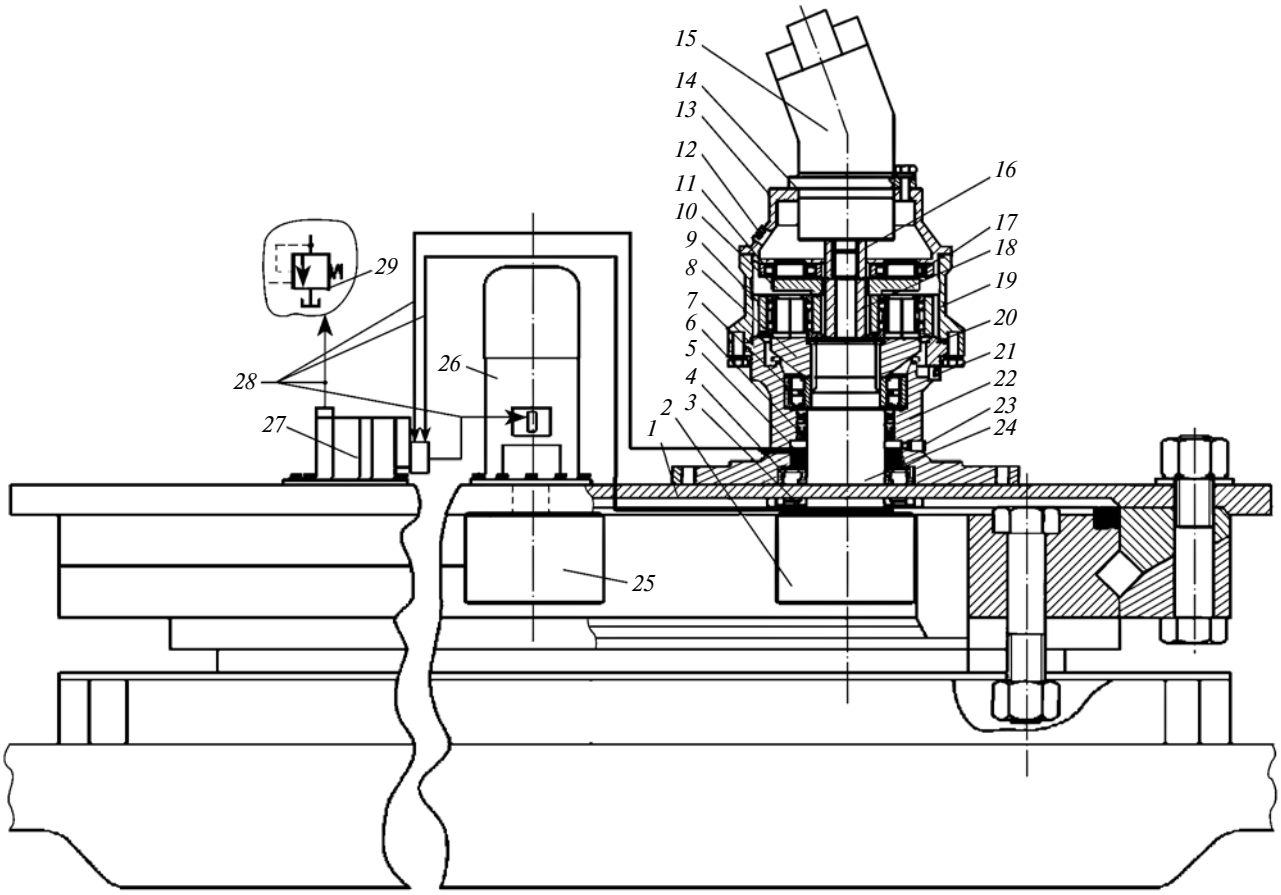


Рис. 1. Энергосберегающий привод поворотной платформы экскаватора:

1 — опорно-поворотный круг; *2* — шестерня; *3* и *5* — датчики крутящего момента и угла поворота платформы; *4* и *7* — радиально-сферические подшипники; *6* и *17* — уплотнительные манжеты; *8* — водило; *9* и *11* — сателлиты; *10* — центральная шестерня; *12* — обратный клапан; *13* — верхняя крышка редуктора; *14* — посадочное отверстие; *15* — гидромотор; *16* — направляющая; *18* — быстроходный вал редуктора; *19* и *20* — съемные корпуса; *21* и *23* — тавотницы; *22* — нижний корпус редуктора; *24* — тихоходный вал редуктора; *25* и *26* — шестерня и электродвигатель электрорекуператора; *27* — программно-логический контроллер; *28* — шины контакта; *29* — редукционный клапан

Исследованиями установлено, что одним из критериев оценки эффективности динамического процесса поворота платформы экскаватора является мощность в зацеплении шестерни *2* (см. рис. 1) вала *24* редуктора с зубчатым венцом опорно-поворотного круга *1*. Определяя крутящий момент $M_к$ шестерни *2* с венцом опорно-поворотного круга через мощность N_{max} гидромотора *15* и частоту $n_г$ вращения его вала, можно исследовать режимные и эксплуатационные показатели силовой установки и получить данные по энергоемкости каждой операции процесса разработки грунта. Зависимость крутящего момента от перепада давления в гидроприводе описывается равенством $M_к = 65{,}528p^{1{,}006}$. Все перечисленные факторы будут варьироваться в зависимости от времени t_1 разгона, времени t_3 торможения и угла φ поворота платформы, соответствующего Δt_i.

Ведущие ученые в области проектирования механических и гидравлических передач Т. М. Башта, В. В. Ведерников, А. Е. Гинзбург, А. П. Крикун, В. Я. Кудрявцев, О. В. Лебедев, Б. А. Любимов, И. В. Фрумкис, В. А. Хохлов и др. обосновали теоретическую базу и предложили методику расчета гидрообъемных и гидродинамических передач [5—7]. Развитие получили исследования по созданию эффективных гидроприводов многоотраслевого назначения. Сопоставление эффективности механических, электрических, пневматических и гидравлических передач — сложная задача, так как даже выбор необходимой совокупности их показателей строго не регламентирован и представляет определенные трудности. Более того, в зависимости от типа и назначения рассматриваемой машины может изменяться и значимость того или иного показателя.

Следовательно, актуальной становится задача снижения удельной энергии, затраченной на единицу работы, выполненной экскаватором. Частично данная задача может быть решена путем разработ-

ки вспомогательного механизма поворота платформы экскаватора с меньшими входными параметрами гидромотора (давление $p_ж$ потока рабочей жидкости, частота $n_г$ вращения первичного вала гидромотора).

Конечную работу (поворот платформы) совершает ведущее зубчатое колесо двухступенчатого планетарного редуктора поворотной платформы. Следовательно, в задачу снижения энергоемкости поворота платформы входит исследование распределения сил и напряжений, возникающих в кинематических связях редуктора и опорно-поворотного круга [8].

В известных методиках расчета долговечности механизмов, предложенных И. И. Артоболевским, Н. И. Левитским и В. Н. Кудрявцевым, авторы придерживаются единого мнения, что низшие пары — более износостойкие, чем высшие, так как износ при равных условиях пропорционален удельному давлению. Предел контактной выносливости и число рабочих циклов в известных методиках также определяются твердостью рабочих поверхностей. Однако исследованиями установлено, что значения нагрузки, действующей в единицу времени на протяжении всего жизненного цикла механизма, важнее. В связи с этим выдвинута гипотеза, что энергоэффективность и долговечность механизма можно повысить путем равномерного перераспределения нагрузки по всей контактной поверхности. Теоретическое решение поставленной задачи основывалось на известных законах А. С. Проникова, в которых износ рассматривается как величина, обратно пропорциональная твердости. Целью приведенных ниже расчетов на прочность рабочих поверхностей зубьев является предупреждение преждевременного выхода из строя зубчатых колес из-за усталостного выкрашивания и отслаивания, а за показатель загруженности поверхности зуба примем максимальное напряжение смятия по Герцу на площадке упругого касания:

$$\sigma_H = z_ш \sqrt{\frac{q}{2\rho_{пр}}} \le [\sigma_H], \qquad (2)$$

где $z_ш$ — число зубьев шестерни; $\rho_{пр}$ — приведенный радиус кривизны; q — удельная контактная нагрузка; $[\sigma_H]$ — максимальное допустимое напряжение смятия по Герцу.

Максимальное напряжение смятия по Герцу на площадке упругого касания представим как:

$$\sigma_H = Z_H Z_M Z_\varepsilon \sqrt{\frac{\omega_{Ht} u \pm 1}{d_{w1} u}} \le [\sigma_H], \qquad (3)$$

где Z_H — коэффициент, учитывающий влияние коэффициента неравномерности распределения нагрузки по ширине зубчатого венца; Z_M — коэффициент, учитывающий контактную прочность; Z_ε — коэффициент, учитывающий влияние величины ε_α на нагрузочную способность прямозубых передач; ω_{Ht} — угловая скорость колеса редуктора; d_{w1} — начальный диаметр зубчатого колеса; u — передаточное число.

Формулы (2) и (3) свидетельствуют о том, что условия возникновения критических напряжений σ_H смятия зависят от площади пятна касания, формируемого на рабочей ширине b_w зубчатого венца, с учетом радиуса $\rho_{пр}$ кривизны в области зацепления. Именно площадь пятна контакта зубьев будет ограничивать окружную силу P_{Ht} от действующей относительно диаметра d_ω начальной окружности удельной контактной нагрузки:

$$q_к = \frac{P_n}{l_к} K_{H\beta} K_{Hv} K_{H\alpha},$$

где P_n — сила, действующая в нормальном сечении; $l_к$ — длина пятна контакта, м; $K_{H\beta}$ — коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по ширине зубчатого венца; K_{Hv} — коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку; $K_{H\alpha}$ — коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки между зубьями.

При длительной эксплуатации происходит незначительный износ поверхности, способствующий неплотному прилеганию контактных поверхностей и, как следствие, смещению проектных осей зацепления (изменение структуры механизма), что вызывает перераспределение нагрузки на поверхности зубьев венца.

Предположим, что на уровень загруженности контактной поверхности влияет не только величина силы, приходящейся на единицу площади, но и коэффициент смещения контактного пятна от оси проектной симметрии зуба. Также предположим, что данный коэффициент характеризует направление вектора приложенной силы и косвенно предопределяет долговечность.

При воздействии удельной нагрузки на контактные поверхности в точках приложения сил возникают моменты. С отдалением пятна контакта от проектной оси симметрии и увеличением его длины возрастает и действующий момент. Действие больших моментов в короткий период времени, например при разгоне (t_1) или торможении (t_3) платформы (в течение 0,2÷0,35 с), приводит к нарушению условия равенства критических напряжений изгиба $\sigma_H \le [\sigma_H]$. Нарушение данного условия вызывает излом зубьев опорно-поворотного круга вне зависимости от величины износа. Значит, коэффициент λ смещения контактного пятна от оси про-

ектной симметрии зуба играет существенную роль при формировании моментов и влияет на оценку ресурса механизма:

$$\lambda = \frac{l_к Z_\varepsilon^2 \Delta i}{b_w(d_w - d_f)},$$

где Δi — отклонение пятна контакта от проектной оси; d_w, d_f — диаметры начальной окружности и окружности впадин зубчатого колеса.

Немаловажно оценить роль коэффициента Z_ε^2, учитывающего влияние величины ε_α на нагрузочную способность прямозубых передач. Более точные коэффициенты дает полиномиальное равенство:

$$\lambda = -7{,}0434(Z_\varepsilon^2)^2 + 20{,}616(Z_\varepsilon^2) - 13{,}218.$$

Наиболее адекватные значения момента, учитывающего контактную прочность, определим с применением коэффициента λ отклонения пятна контакта от проектной оси:

$$M_{H1} \le [M_{H1}] = \frac{b_w d_{w1}^2 [k_0]\lambda\theta}{2(u \pm 1)}, \qquad (4)$$

где $[M_{H1}]$ — допустимый момент; $[k_0]$ — коэффициент, учитывающий долговечность; θ — коэффициент неравномерности распределения нагрузки по длине зуба.

Как установлено исследованиями, существенный вклад в изменение величины действующих моментов изгиба вносит коэффициент λ отклонения от проектной оси. Более точно данную характеристику описывает зависимость $M_{H1} = 5{,}161\,\lambda^2 - 1{,}605\lambda + 7{,}693$.

Следовательно, можно оценить, как изменяется коэффициент долговечности K_{HL}^2, учитывающий влияние эквивалентного числа N_{HE} циклов изменения напряжений, в зависимости от коэффициента λ при заданной твердости поверхности:

$$K_{HL}^2 = \sqrt[3]{N_{H0}/N_{HE}}.$$

Базовое число циклов перемен контактных напряжений определим из условий твердости поверхности: $N_{H0} = 30(HB)^{2,4}$. Эквивалентное число N_{HE} циклов изменения напряжений при действии переменной нагрузки определим с учетом коэффициентов λ и θ:

$$N_{HE} = \sum_i \left[\frac{M_{1i} + \nu_H M_{H1}}{M_{H1}(1 + \nu_H)}\right]^3 n_{ц1i}\lambda\theta, \qquad (5)$$

где M_{1i} — момент на шестерне, соответствующий i-й нагрузке; $n_{ц1i} = 60 n_{1i}^h t_{Li}$ — число циклов изменения напряжений шестерни при действии момента M_{1i} (t_{Li} — продолжительность действия нагрузки M_{1i} за полный срок службы).

С учетом аппроксимации данных, числа N_{HE} циклов изменения напряжений и коэффициента λ уравнение (5) примет вид:

$$N_{HE} = -63{,}56\ln(\lambda) + 43{,}365; \quad R^2 = 0{,}935.$$

При исследовании влияния перекоса осей на работу кинематической пары зацепления изучали и процесс распределения нагрузки среди зубьев. Для расчета пары зацепления применяли метод суперпозиции, рассматривая представленные факторы отдельно.

Таким образом, предложенная математическая модель распределения нагрузки по поверхностям зубьев кинематической пары "ведущее зубчатое колесо — венец опорно-поворотного круга" позволяет более точно оценить влияние коэффициента λ отклонения пятна контакта от проектной оси на долговечность механизма. Как установлено исследованиями, коэффициент λ существенно влияет на значение момента, возникающего в шестерне зацепления, а следовательно, будет характеризовать и мощность, затрачиваемую редуктором поворотной платформы на преодоление сил сопротивления.

С увеличением асимметрии износа в пятне контакта увеличивается и энергоемкость процесса поворота платформы, значит, равенство (1) примет вид:

$$N_ш = \sum_{i=1}^{n} \phi_{\tau i} \sum R_i + (F_ш r_ш + M_{H1})(n_ш - n_к)K_a,$$

где

$$\sum_{i=1}^{n} \phi_{\tau i} \sum R_i = \frac{\varphi m r^2}{t_1^2};$$

$$M_{H1} = \frac{b_w d_{w1}^2 [k_0]\lambda\theta}{2(u \pm 1)}.$$

Предложенный метод расчета долговечности зубьев венца поворотного механизма, а также установленная зависимость между величиной θ (5) и величинами $z_ш$ и λ, позволяет учитывать воздействие внешних нагрузок и осевого смещения пятна контакта при расчете моментов изгиба. Как видно из равенства (4), чем больше коэффициенты λ и θ, тем больше значения M_{H1}. Установлено, что распределение нагрузки на зубьях шестерен при смещении осей зацепления происходит неравномерно и с разной скоростью. Увеличение отклонения λ пятна контакта от проектной оси повышает энергоемкость процесса поворота платформы на 17÷42 %. Результаты исследований показали, что режимы

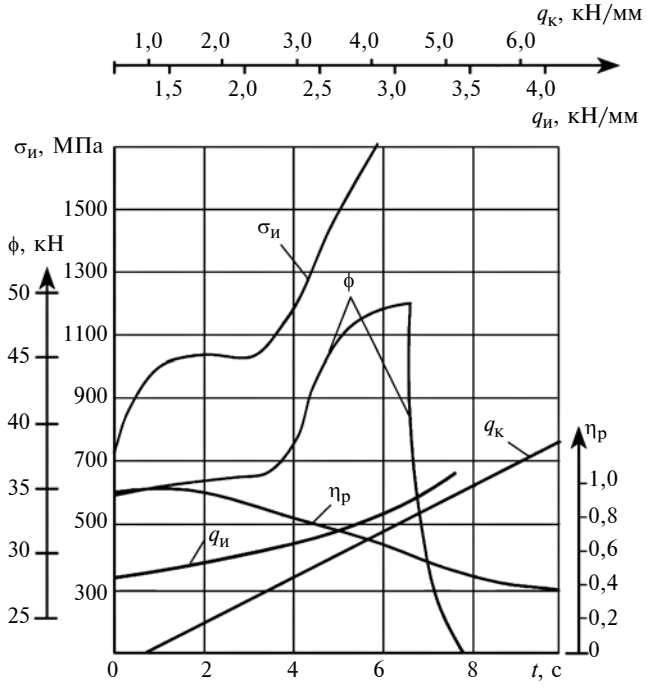


Рис. 2. Изменения во времени *t* работы редуктора его общего КПД $\eta_р$, напряжений $\sigma_и$ в зацеплении пары "ведущее зубчатое колесо — опорно-поворотный круг", силы φ инерции, удельных окружных сил контакта ($q_к$) и изгиба ($q_и$)

работы механизма поворота платформы оказывают существенное влияние не только на снижение КПД и экономичности, но и на касательную силу инерции платформы экскаватора и действующие напряжения изгиба в парах зацепления (рис. 2).

Анализируя зависимости (см. рис. 2), видим, что пиковые значения нагрузки в механизме поворота платформы экскаватора приходятся на t = 2,7 и 6,8 с работы, что соответствует периодам времени разгона (t_1) и торможения (t_3) платформы. При разгоне поворотной платформы за короткий промежуток времени t_1 вследствие больших собственных масс и угла поворота φ = 90÷110° возникает сила инерции ϕ = 35÷36 кН. С увеличением силы ϕ инерции в момент t_1 наблюдается рост удельной окружной силы в зубчатых колесах механизма поворота до 1,75 кН/мм. Действие указанных сил неизбежно приводит к появлению контактных напряжений σ_H и напряжений изгиба $\sigma_и$ на контактных поверхностях зубьев. Опасность работы механизма при разгоне заключается в том, что действующие напряжения σ_H и $\sigma_и$ не распределены по всей поверхности, а сконцентрированы только вдоль ширины контактного зуба и в крайних точках эвольвенты прилегающих зубьев. Величина нагрузок циклически изменяется в зависимости от угла φ поворота платформы. Каждому периоду такта поворота платформы соответствует нагрузочный режим, который сопровождается нарастающими силами инерции, вызывающими неравномерно распределенные по контактным поверхностям зубчатых колес напряжения изгиба (см. рис. 2).

Таким образом, установлено, что наиболее энергоемкими периодами динамического процесса поворота платформы являются разгон и торможение, при которых формируется пик критически опасных напряжений изгиба $\sigma_и > [\sigma_и]$ и контакта $\sigma_H > [\sigma_H]$, соответствующий углу поворота платформы φ = 90÷110°. Основная причина облома зубьев венца опорно-поворотного круга — формирование концентрации напряжений $\sigma_и$ и σ_H за короткий промежуток времени t_3 = 0,093 с на малом пятне контакта, равном площади боковой поверхности зуба.

Определена мощность $N_ш$ зацепления ведущего зубчатого колеса и венца опорно-поворотного круга, характеризующая энергоемкость такта поворота.

Установленные соотношения исследованных показателей помогут выработать комплекс мер по снижению влияния внешних сил инерции и оптимальному перераспределению нагрузки в зацеплении в течение поворота платформы на угол φ без потери мощности в зубчатом зацеплении, особенно в критический промежуток времени t_i.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Ананин В. Г.** Результаты экспериментальных исследований и моделирования рабочего оборудования одноковшового экскаватора // Вестник Томского государственного архитектурно-строительного университета. 2013. № 1 (38). С. 205—213.

2. **Проников А. С.** Параметрическая надежность машин. М.: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2002. 560 с.

3. **Савкин А. Н., Багмутов В. П.** Прогнозирование усталостной долговечности высоконагруженных конструкций: Монография. Волгоград: ВолгГТУ, 2013. 363 с.

4. **Кузнецова В. Н., Савинкин В. В.** Методика обоснования силовых и прочностных параметров редуктора поворотной платформы землеройной машины // Материалы междунар. науч.-прак. конф. "Фундаментальные и прикладные науки — основа современной инновационной системы". Омск: СибАДИ, 2015. С. 178—184.

5. **Кирдяшев Ю. Н.** Многопоточные передачи дифференциального типа. Л.: Машиностроение, 1981. 223 с.

6. **Завьялов А. М.** Основы теории взаимодействия рабочих органов дорожно-строительных машин со средой: Дис. ... д-ра техн. наук. Омск 1999. 252 с.

7. **Крикун В. Я., Манасян В. Г.** Расчет основных параметров гидравлических экскаваторов с рабочим оборудованием обратная лопата. М.: Изд-во Ассоциации строительных вузов, 2001. 103 с.

8. **Исследование** и совершенствование параметров одноковшовых экскаваторов в условиях Сибири: Отчет о НИР № 8006992 КрПИ (рук. В. П. Павлов). Красноярск: Изд-во КрПИ, 1984. 130 с.

УДК 519.95:621.3.049.774

В. Е. БОЛНОКИН, Е. Н. ИВАШОВ, В. И. СТОРОЖЕВ, доктора технических наук, Д. И. МУТИН, НГУЕН ДИНЬ ЧУНГ, кандидаты технических наук (ФГУП "Научно-исследовательский и экспериментальный институт автомобильной электроники и электрооборудования"), e-mail: ienmiem@mail.ru

Алгоритмы оптимизации пространственного размещения транспортно-складских комплексов

Изложен метод проектирования пространственного облика производственных транспортно-складских комплексов. Рассмотрены задачи оптимизации расположения компонентов транспортных терминалов и складских систем, обеспечивающих выполнение таких функциональных задач, как погрузка-выгрузка, хранение, переработка грузов при минимизации затрат на их создание и обеспечение функционирования.

Ключевые слова: оптимизация, транспорт, склад.

The design method for spatial concept of manufacturing storage-retrieval complexes is given. The optimization problems of location of transport terminal components and warehouse systems, assuring accomplishment of such functional problems as loading-discharging, storage, cargo handling at minimization of cost on their creation and management support are considered.

Keywords: optimization, transport, warehouse.

Транспортная инфраструктура играет важную роль в экономике России с ее протяженной береговой линией, огромными сельскохозяйственными площадями и ресурсами полезных ископаемых. В транспортную инфраструктуру входят различные транспортно-складские комплексы (ТСК): грузовые, пассажирские и смешанные, стоимость которых с входящими в них транспортными терминалами, складскими системами, специализированными комплексами первичной обработки достигает нескольких миллиардов долларов. Для эффективного функционирования и оптимальных затрат при разработке новых ТСК необходима тщательная проработка значимых для их эксплуатации факторов и, в первую очередь, пространственные параметры и рациональное размещение компонентов. Для решения данных задач используют автоматизированное проектирование на основе математического моделирования, системного анализа и оптимизации обликов разрабатываемых и подлежащих модернизации ТСК. Предварительные исследования с применением математических моделей и оптимизационных процедур позволяют объективно оценить предлагаемые решения с учетом экономических и функциональных аспектов.

Анализ структур, составов и режимов функционирования ТСК показал, что для повышения их качества и снижения материальных затрат необходимо:

повысить качество предварительного проектирования, направленного на оптимизацию их структуры, пространственных характеристик, компоновки элементов, основного технологического и вспомогательного оборудования;

повысить эффективность отдельных функциональных участков (зон погрузки-выгрузки, хранения, специальной обработки, транспортных и ремонтных зон, магистралей), исполнительных модулей и оборудования;

улучшить планирование и управление всего комплекса.

Оптимизация ТСК, его системы управления и планирования должна быть направлена на синхронизацию показателей производительности разных участков и зон.

Эффективность специализированного оборудования определяется в основном уровнем применяемых технологий. Улучшение же структурных и объемных параметров, систем управления и планирования может обеспечить значительное повышение эффективности уже имеющейся технологической базы, что особенно важно при модернизации ТСК.

Цели настоящей работы — построение математических моделей и разработка компьютерных программ для поиска рационального размещения элементов ТСК, оптимизация предварительного проектирования пространственного облика ТСК, при котором решаются следующие задачи: сокращение затрат на создание ТСК при условии обеспечения необходимого технологического оборудования и функциональных зон, создание удобных внутренней транспортной системы и внешних транспортных терминалов.

Данная задача имеет математическое выражение

$$C_{\text{ТСК}} = C_{\text{з}} + C_{\text{с}}.$$

Здесь $C_{\text{ТСК}}$ — стоимость создания ТСК; $C_{\text{з}} = \alpha\Pi S$ — стоимость занимаемого ТСК земельного участка, где ΠS — площадь земельного участка; $C_{\text{с}} = \beta\Pi S_1$ — стоимость строений, где ΠS_1 — площадь, занимаемая строением; α, β — константы, зависящие от ряда факторов, основными из которых являются местоположение ТСК и этажность строений.

Без ограничения общности можно принять двухэтажную схему, так как к ней приводятся более общие схемы увеличением нижеприведенных ограничений.

Пусть $\Pi S_i^{(1)}$ $(i = 1, ..., n_1)$ — площадь i-й компоненты ТСК, которая может быть размещена только

на первом этаже или на земле; $\Pi S_j^{(2)}$ $j = 1, ..., n_2$ — площадь j-й компоненты, которая может быть размещена на втором или первом этаже. Тогда

$$\sum_{j=1}^{n_2} \Pi S_j^{(2)} \le \Pi S_1; \quad \sum_{i=1}^{n_1} \Pi S_i^{(1)} \le \Pi S.$$

Расстояния между компонентами на земле и втором этаже должны быть больше ширины δ^1 внутренних поездов на земле (первом этаже) и ширины δ^2 поездов на втором этаже:

$$\mathrm{d}(S_{i1}^{(1)}, S_{i2}^{(1)}) = \mathrm{d}(z_{i1}^{(1)}, z_{i2}^{(1)} \ge \delta^1,$$
$$i = 1, ..., n_1, \quad i_2 = 1, ..., n_1, \quad i_1 \ne i_2.$$

Для любых точек $z_{i1}^{(1)}$ и $z_{i2}^{(1)}$:

$$\forall z_{i1}^{(1)} \in S_{i1}^{(1)}; \forall z_{i2}^{(1)} \in S_{i2}^{(1)};$$
$$\mathrm{d}(S_{j1}^{(2)}, S_{j2}^{(2)}) = \mathrm{d}(z_{j1}^{(2)}, z_{j2}^{(2)}) \ge \delta^{(2)},$$
$$j_1 = 1, ..., n_2, \quad j_2 = 1, ..., n_2, \quad j_1 \ne j_2,$$
$$\forall z_{j1}^{(2)} \in S_j^{(2)}, \quad \forall z_{j2}^{(2)} \in S_j^{(2)}.$$

Таким образом, задача предварительного проектирования пространственного облика ТСК на основе оптимизации размещения его элементов формулируется следующим образом: размещение функциональных компонентов в зоне ТСК должно удовлетворять условиям:

$$(\alpha \Pi S + \beta \Pi S_1) \to \min_{\text{раз}};$$
$$\sum_{i=1}^{n_1} \Pi S_i^{(1)} \le \Pi S;$$
$$\sum_{j=1}^{n_2} \Pi S_j^{(2)} \le \Pi S_1;$$
$$\mathrm{d}(S_{i1}^{(1)}, S_{i2}^{(1)}) \ge \delta^{(1)}, \quad \forall i_1, i_2 = 1, ..., n_1, \quad i_1 \ne i_2;$$
$$\mathrm{d}(S_{j1}^{(2)}, S_{j2}^{(2)}) \ge \delta^{(2)}, \quad \forall j_1, j_2 = 1, ..., n_2, \quad j_1 \ne j_2. \quad (5)$$

Рассмотрим постановку задачи оптимизации размещения компонентов ТСК. Типовая структура производства состоит из следующих компонентов:

зоны загрузки-выгрузки (причалы, платформы, терминалы и т. д.);

склады хранения и зоны для обработки грузов;

офисы администрации и компьютерный центр управления ТСК;

транспортные зоны и магистрали.

В более сложных случаях отдельные компоненты (подсистемы) ТСК можно разбивать на отдельно функционирующие части, увеличивая общее число взаимных связей. В общем случае типовой ТСК состоит из 15÷20 отдельных территорий,

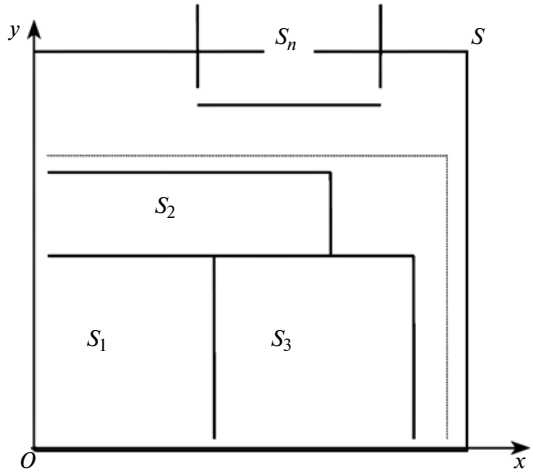


Рис. 1

включенных (совместно с подъездными и внутренними транспортными зонами и магистралями) в общую площадь ТСК. В общем случае общая зона S ТСК площадью nS включает в себя отдельные зоны $S_1, ..., S_n$ компонент площадями $nS_1, ..., nS_n$ численностью n ($n \ge 1$) (рис. 1). Предполагается, что все площади измеряются в специальных единицах, а все участки расположены в системе координат xy.

С позиций теории множеств основные принципы взаимосвязи множеств $S_1, ..., S_n$ и S можно формализовать следующим образом:

$$S_i \le S \text{ для всех } i = 1, ..., n;$$

$$S_i \cap S_j = \varnothing \text{ для всех } i, j = 1, ..., n,$$
$$\text{если } i \ne j \ (\varnothing \text{ — символ пустого множества}).$$

Критерий качества распределения компонентов ТСК может оцениваться по формуле

$$F = nS - \Sigma nS_i,$$

которую следует минимизировать при наличии геометрических ограничений: $\forall i = 1, ..., n$: $S_i \subseteq S$; $\forall i, j = 1, ..., n$: $S_i \cap S_j = \varnothing$ ($\forall$ — квантор общности).

В несколько иной форме задачу оптимизации можно поставить как задачу минимизации критерия: $F_1 = nS \to \min$, при наличии аналогичных ограничений:

$$\forall i = 1, ..., n: S_i \le S; \quad \forall i, j = 1, ..., n: S_i \cap S_j = \varnothing.$$

При этом оптимизация проводится по всем распределениям S: $i = 1, ..., n$, а также по всем $S \in \{S\}$, где $\{S\}$ — множества геометрических фигур заданной конфигурации (например, прямоугольников) таких, что $\forall S_i$, $i = 1, ..., n$: $S_i \le S$.

Множество $\{S\}$ может трактоваться как все множество возможных зон ТСК. Заметим, что в простых случаях, когда все множества являются пря-

моугольниками и определяются граничными точками с координатами:

$$S = \{x, x; y, y\}; \quad S_i = \{x_i, x_i; y_i, y_i\}, \quad i = 1, ..., n,$$

геометрические ограничения включения и пустого пересечения легко трансформируются в линейные неравенства:

$$\forall i, j \quad i = 1, ..., n: \quad x \le x_i \le x_i \le x; \quad y \le y_i \le y_i \le y,$$

а также, если $x_{\min} = \min\{x_i, x_j\}$ достигается на i (без ограничения общности),

$$\forall i, j = 1, ..., n, x_i \le x_i \le x_i: x_i < x_j$$
$$\text{для } \forall x_j: x_j \le x_j \le x_j.$$

Для другой координаты аналогично.

Таким образом, описан вид критерия, а также система ограничений для задачи оптимизации размещения компонентов ТСК. При этом заметим, что пока не учитываются другие важные факторы, связанные с оценкой приемлемости того или иного варианта размещения компонентов ТСК.

Данный тип ограничений определяется технологическими особенностями построения производственной структуры и формализуется в виде совокупности ограничений:

$$\Phi_1(S_i, i \in \{1, ..., n\}) = 0, \; i = 1, ..., m,$$

где Φ_1 — логические (коньюктивно-дизьюнктивные) формы, определяющие необходимость построения функционально-технологических цепочек: "терминал — склад — участок 1 —, ..., — участок К — склад — терминал" в соответствии с конкретными технологическими процессами, описываемыми процессами погрузки-загрузки, хранения, транспортировки, специальной обработки.

Если стоимость одной квадратной единицы площади составляет μ, то общая стоимость площади, занятой ТСК, составляет μS. Таким образом, критерии F и F_1 преобразуются в μF и μF_1, что является наиболее простым линейным случаем.

В более сложных случаях цена площади, занимаемой функциональными элементами ТСК, является нелинейной функцией $M(S)$ от площади S, что отражает введение шкалы налогов на большие излишки площади. Кроме того, ценовую функцию $M(\cdot)$ можно рассчитать как интеграл по некоторой ценовой функции плотности $\mu(x, y)$: $M = \iint \mu(x, y)\mathrm{d}x\mathrm{d}y$. В данном случае учитывается разница цен участков. Например, более высокую цену имеют участки земли, прилегающие к берегам рек и каналов, являющихся естественными транспортными магистралями, или участки, находящиеся в пределах или вблизи крупных населенных пунктов и т. д.

Перейдем к моделированию и оптимизации параметров ТСК. Функции распределенного иерархического функционирования ТСК формируются с помощью многоступенчатых процессов принятия решения. Так как во многих практических задачах цели функционирования динамической системы ТСК определены неоднозначно, то вариант размещения можно выбрать только с помощью векторного критерия на основании соответствующих принципов оптимизации. При этом решение принимается в условиях ограничения времени на вычисление требуемого варианта размещения компонентов комплекса. Таким образом, качество синтезированных вариантов размещения определяется возможностью достижения оптимума в данной конкретной итерации принятия решения.

Методика оптимизации имитационной модели состоит из двух компонентов: модели, прогнозирующей оценку эффективности размещения, и процедуры оптимизации параметров и режимов функционирования.

Задачи оптимизации размещения компонентов ТСК можно свести к задачам целочисленного программирования с общей формулировкой: пусть R^m — m-мерное евклидово пространство; Z^m — его целочисленная решетка, т. е. набольшее подмножество R^m, состоящее из векторов $y = \{y_1, ..., y_m\}^T$, все компоненты которых целочисленные. На Z задан функционал F и некоторое подмножество D решетки Z^m. Требуется найти y_{opt}, удовлетворяющее условию

$$y_{\text{opt}} \in D \subseteq Z; \quad F(y_{\text{opt}}) = \underset{y \in D}{\text{opt}}\, F(y). \qquad (1)$$

Здесь opt — операция определения оптимума, в данном случае минимума функционала F; D — множество допустимых значений аргумента, которое, как правило, задается с помощью ограничений вида

$$F_1(y) \le 0, ..., F_l(y) \le 0, \; l \ge 0. \qquad (2)$$

Для решения задачи (6), (7) использовали два метода: метод статистической оценки экстремальных значений критериев эффективности и метод поиска приближенного решения, состоящего из процедуры поиска зон, содержащих локальные допустимые экстремумы и процедуры локального улучшения решения путем формирования показателя роста функционала эффективности заданной окрестности — аналога дискретного псевдоградиента.

С помощью первого метода формируется оценка $\min\limits_{x \in D} F(x)$, которая запоминается с полученными предоптимальными значениями критерия $F_1^*, ..., F_m^*$. Полученная оценка $\min\limits_{x \in D} F(x)$ является тестом на приемлемость решения приближенного поиска оптимальных аргументов [1].

Если наилучшее к данному шагу решение достаточно близко к оптимальному

$$\Delta F(x_H) = \left| F(x_H) - \min_{x \in D} F(x) \right| < \varepsilon, \qquad (3)$$

где ε — заданное значение, то возможна остановка процедуры поиска.

Если процедура поиска приближенного значения функционала критерия заканчивается по каким-либо другим причинам, то $\Delta F(x_H)$, определяемое (8), позволяет оценить качество полученного решения x_H, чтобы попытаться проанализировать возможность снижения точности решения ε.

Предположим, что в результате имитационного эксперимента получена некоторая скалярная функция $f(x)$, зависящая от m-мерного параметра x, принадлежащего некоторому дискретному множеству $x \in R^m$. Так как отдельные реализации эксперимента строятся с привлечением методов моделирования стохастических процессов, то зависимость функционала f от данного значения параметра x имеет неоднозначный, вероятностный характер. Это приводит к необходимости постановки задачи оптимизации имитационной модели в рамках теории стохастического программирования. В качестве критерия, как правило, выбирается функция математического ожидания $F(x) = Mf(x)$. На основании наблюдения отдельных реализаций $f(x)$ требуется найти экстремальные точки функционала $F(x)$.

Пусть множество оптимизируемых параметров дискретно и конечно. Без ограничения общности можно считать, что x имеет вид декартова произведения $\{n_1, ..., N_1\}^T \otimes ... \otimes \{n_m, ..., N^m\}^T$, где n_1, $N_1 \geq 0$ — целочисленные верхняя и нижняя границы изменения i-го параметра ($i = 1, ..., m$); m — число оптимизируемых параметров. Считаем заданными на X некоторый детерминированный функционал качества (критерий F) и некоторое множество $D(D \in X)$. Критерий F вычисляется, а принадлежность множеству идентифицируется в ходе имитационного эксперимента. Множество допустимых значений аргумента D задается, как правило, с помощью совокупности ограничений вида (7).

С практических позиций необходимо получить устойчивые результаты оптимизации в широком классе решаемых задач. Решить общую задачу позволяет алгоритм оптимизации дискретных имитационных моделей (АОДИМ), апробированный при решении ряда практических оптимизационных задач.

Введем соответствующую метрике H окрестность точки радиуса M:

$$U_H(y, M) = \{Z : H(y, z) \leq M\};$$

$$U_H(y, M) = \bigcup_{j=1}^{M} \{z : H(y, z) = j\}.$$

Процедура эффективного прохождения всех точек данной окрестности основана на многократном решении диофантовых уравнений вида $x_1 + ... + x_m = j$, $j = 1, ..., M$ с вращением каждого решения в пространстве R^m вокруг точки y.

Пусть поиск минимума функционала F выполняется в области D, задаваемой системой неравенств

$$F_1(y) + G_1(y) = 0, ..., F_i(y) + G_i(y) = 0, \qquad (4)$$

где все функции $G_i(y)$ неотрицательные. Так как, с одной стороны, функции $G_i(y) = -F(y)$ — неотрицательные на множестве D, а, с другой стороны, каждый элемент $y \in D$, для которого все $G_i(y) \geq 0$ ($i = 1, ..., l$), принадлежат также множеству D, то $D = D'$, и исходная задача эквивалентна задаче, задаваемой выражением (9).

Характеристика недопустимости решения: $U(y) = \sum_{i=1}^{l} A_i x_i G_i(y)$, где A_i ($i = 1, ..., l$) — набор отрицательных весовых коэффициентов; x_i — оператор Хэвисайда функции $G_i(y)$: если $G_i(y) \geq 0$, то $x_i = 1$, если $G_i < 0$, то $x_i = 0$. Можно считать, что x_0 совпадает с началом координат. Тогда определим

$$S_{i,r} = \frac{1}{M_{i,r}} \sum_{i=1}^{M_{i,r}} \{F(x_{ij}) - f(x_0)\} \frac{(x_{ij} - x_0)}{H(x_0, x_{ij})},$$
$$i = 1, ..., 2^m, \qquad (5)$$

где суммирование выполняется по всем элементам M_{ir} множества A_{ir}, находящейся в i-м октанте R^m части окрестности $U_H(x_0, r)$ ($r = 1, ..., R$; R задается априори):

$$M_{ir} = \sum_{j=0}^{r} \tilde{K}(m, j).$$

Ограничения (10) учитывают введением в выражение (9) вместо каждого слагаемого, соответствующего недопустимому значению x, функции недопустимости данного x, учитывающей информацию о функционале F на множестве X, например, $\theta_1(x) = \max_{y \in X} \max\{F(y), -F(y)\}$.

Для последующего поиска выбирают октант с номером $N_n \in (1, ..., 2^m)$.

Центральным в алгоритме является поиск части окрестности $U_H(x, r)$, в которой достигается минимум среднего значения обобщенного градиента функционала F. Это позволяет прогнозировать тенденции изменения функционала F и обеспечивает продвижение в направлении уменьшения F с помощью процедуры линейного поиска.

При решении практических задач поиска целесообразно применение АОДИМ в сочетании с процедурами случайного поиска, предназначенными для отделения локальных экстремумов.

Основу имитационного моделирования системы ТСК составляют:

концептуальная модель функционирования ТСК: описание структуры и состава комплекса, номенклатуры грузов, находящихся на обработке в

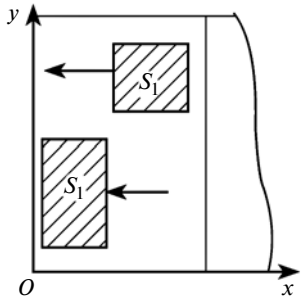


Рис. 2

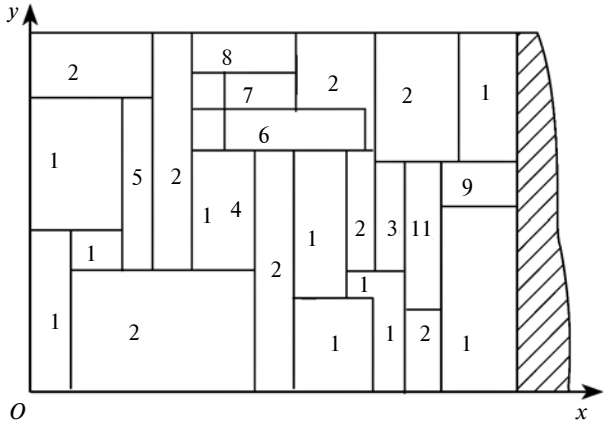


Рис. 3

ТСК, логики функционирования, которые задаются в виде ориентированного графа, описывающего прохождение материальных потоков и функции переключения;

совокупность числовых характеристик, отражающих временны́е диаграммы функционирования системы;

программы, реализующие имитационные модели функционирования ТСК.

Изложенная методика позволяет синтезировать алгоритм поиска оптимального значения критерия эффективности размещения элементов ТСК, суть которого заключается в следующем: на множестве всевозможных решений $\{G\}$ генерируется псевдослучайная выборка $g_1, ..., g_N$ допустимых размещений, т. е. размещений, удовлетворяющих функциональным ограничениям $\Phi_1, ..., \Phi_K$. Это может быть достигнуто, например, путем прямой отсортировки недопустимых решений. Далее происходит вычисление соответствующей выборки значений критерия $F(g_1), ..., F(g_N)$. С помощью изложенных выше алгоритмов осуществляется вычисление $F_{opt} = \min\limits_{g \in \{G\}} F(g)$. Последнее значение F_{opt} используется в процедуре дальнейшего случайного поиска (возможно, управляемого) в качестве критерия остановки процедуры поиска, например, по мере достижения очередным "наилучшим" текущим размещением $g_т$ достаточной близости с позиций разности значений критерия: $|F(g_т) - F_{opt}| \le \varepsilon_з$, где $\varepsilon_з$ — требуемый заданный уровень близости значений критериальной функции от оценки потенциально достижимого значения F_{opt}.

Рассмотрим некоторые важнейшие особенности представленной процедуры в ее практическом использовании применительно к реальным задачам размещения элементов ТСК.

Введем ряд допущений, отражающих реальный облик проектируемых портовых комплексов:

1) без ограничений общности область S можно моделировать связным простым многоугольником, в котором одна из сторон (как правило, наиболее протяженная) направлена вдоль направляющей линии O_x в соответствии с введенной прямоугольной системой координат;

2) фигуры элементов размещения $S_1, ..., S_n$ представлены прямоугольниками со сторонами $\{a_i, b_i\}$, $i = 1, ..., n$ (рис. 2, 3);

3) выборка $g_1, ..., g_N$ формируется на каждом i-м ($i = 1, ..., N$) шаге путем случайной генерации очередности размещения элементов $S_1, ..., S_n$ на площади S каким-либо определенным правилом. Например, от точки O, начиная вдоль оси O_x до пересечения с границей S и далее, путем заполнения слоя в сторону увеличения значений y, т. е. послойно (см. рис. 2, 3). При этом допускается генерация поворотов элементов S_i на углы, кратные 90° (могут быть сгенерированы и другие углы).

Таким образом, разработаны компьютерные программы [2], позволяющие осуществлять поиск рационального размещения элементов ТСК. Отдельные процедуры допускают управление ходом поиска путем ввода опорных частичных размещений, на основании которых с помощью стохастических поисковых процедур производится продолжение (догенерация) процедур размещения. Это реализуется с помощью фиксации положения и ориентации отдельных базовых элементов размещения на основании конструкторского опыта, функциональной целесообразности и т. д. Это позволяет существенно снизить время, необходимое для решения задачи размещения.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Болнокин В. Е., Чинаев П. И.** Анализ и синтез систем автоматического управления на ЭВМ — алгоритмы и программы. М.: Радио и связь. 1991. 348 с.

2. **Болнокин В. Е., Старостин А. К.** Методы оптимизации размещения компонентов транспортно-складских комплексов // АВТОэлектроника и электрооборудование. 2002. № 4. С. 26—32.

УДК 539.374.376

А. В. ХОХЛОВ (НИИ механики МГУ им. М. В. Ломоносова), e-mail: andrey-khokhlov@ya.ru

Критерий разрушения и кривые длительной прочности, порождаемые определяющим соотношением нелинейной теории наследственности Ю. Н. Работнова[1]

Исследованы общие свойства кривых ползучести и длительной прочности нелинейного определяющего соотношения Работнова с двумя произвольными материальными функциями. Изучен встроенный в него критерий разрушения при растяжении и сжатии, порождаемый выбором ограниченной материальной функции.

Ключевые слова: вязкоупругопластичность, ползучесть, критерий разрушения, длительная прочность, разносопротивляемость.

The general properties of creep and long-term strength curves of Rabotnov non-linear constitutive relation with two arbitrary material functions are considered. The built-in failure criterion at tension and compression, produced by selection of limited material function, is formulated.

Keywords: viscoelastoplasticity, creep, failure criterion, long-term strength, multimodulus behavior.

Определяющее соотношение (ОС) нелинейной теории наследственности [1—13] описывает одномерные изотермические процессы деформирования хтруктурно-стабильных вязкоупругопластичных материалов, связывая истории изменения напряжения $\sigma(t)$ и деформации $\varepsilon(t)$ в данной точке тела:

$$\varphi(\varepsilon(t)) = \int_0^t \Pi(t-\tau)\mathrm{d}\sigma(\tau);$$

$$\sigma(t) = \int_0^t R(t-\tau)\varphi'(\varepsilon(\tau))\mathrm{d}\varepsilon(\tau), \quad t \le 0, \qquad (1)$$

где $\Pi(t)$, $R(t)$ — функции ползучести (ФП) и релаксации (ФР); $\varphi(u)$ — дополнительная материальная функция (МФ), введенная Работновым. Предполагается, что входные процессы $\sigma(t)$ или $\varepsilon(t)$ — кусочно-непрерывные и кусочно-гладкие функции на любом отрезке. На линеале непрерывных кусочно-гладких функций при $t \ge 0$ (обратные) операторы (1) имеют вид:

$$\varphi(\varepsilon(t)) = \Pi(0)\sigma(t) + \int_0^t \dot{\Pi}(t-\tau)\sigma(\tau)\mathrm{d}\tau;$$

$$\sigma(t) = R(0)\varphi(\varepsilon(t)) + \int_0^t \dot{R}(t-\tau)\varphi(\varepsilon(\tau))\mathrm{d}\tau. \qquad (2)$$

ОС (2), обобщающее линейное ОС вязкоупругости с произвольной функцией ползучести $\Pi(x)$ (точнее, с регулярной $\Pi(x)$, то есть такой, что $\Pi(0+) \ne 0$ и $R(0+) < \infty$) посредством введения МФ $\varphi(u)$ было предложено Ю. Н. Работновым в 1948 г. [1]. В работах [1—3] ОС (2) (с $\Pi(0+) \ne 0$) называется соотношением наследственной теории ползучести и пластичности, в работе [4] используется название нелинейная теория наследственности. В монографии [8, с. 218] Ю. Н. Работнов писал: "При формулировке теории автор пытался построить теорию наследственной ***пластичности***, применимую для описания существенно необратимой ползучести материалов при высоких температурах ...".

В зарубежных публикациях ОС (1) называют уравнением квазилинейной вязкоупругости (QLV) [14—24], а его автором считается Y. C. Fung [14, 16].

В работах [1—13] ОС (1) прилагается к описанию поведения стеклопластиков, графита, металлов и сплавов, в работах [14—24] — связок, сухожилий и других биологических тканей (см. библиографию в работах [25, 26]). При моделировании функцию $\varphi(u)$ авторы определяли численно в отдельных точках и не использовали аналитические представления для нее (за исключением многочлена четвертого порядка [6, 8]). Тщательное аналитическое изучение общих свойств основных теоретических квазистатических кривых (деформирования, релаксации, ползучести при базовых программах нагружения) ОС (1) с произвольными МФ и необходимых ограничений на МФ, а также систематическое исследование комплекса моделируемых эффектов в зависимости от характеристик МФ, границ области применимости ОС (1) и их маркеров (за исключением требования подобия изохронных кривых ползучести [1—8]) до сих пор не проводились.

Цель настоящей статьи, как и всего цикла работ по анализу ОС Работнова, — восполнить эти пробелы, выявить возможности и преимущества ОС (1) по сравнению с линейным ОС вязкоупругости и с более сложными и громоздкими нелинейными ОС, расширить и уточнить сферу его обоснованного применения в моделировании деформирования и длительной прочности вязкоупругопластичных материалов, обладающих выраженной нелинейной наследственностью и скоростной чувствительностью (к ним относятся полимеры, композиты, пены, керамика, асфальтобетоны, твердые топлива, тита-

[1] Работа выполнена при финансовой поддержке РФФИ, грант № 17-08-01146.

новые сплавы, коррозионностойкие стали, связки, сухожилия и другие биологические ткани).

Материальные функции ОС (1) и встроенный критерий разрушения

Из трех МФ в ОС (1) только две независимые, так как ФР и ФП связаны условием взаимной обратности операторов (1), отображающих друг в друга функции $\sigma(t)$ и $e(t) = \varphi(\varepsilon(t))$: $\int_0^t \Pi(t-\tau)R(\tau)d\tau = t$.

Одномерное линейное ОС вязкоупругости, инвариантное относительно сдвигов по времени, получается из ОС (1) при $\varphi(x) = x$:

$$\sigma(t) = \int_0^t R(t-\tau)d\varepsilon(\tau);$$

$$\varepsilon(t) = \int_0^t \Pi(t-\tau)d\sigma(\tau),\ t \geq 0. \qquad (3)$$

Оно содержит только одну независимую МФ. ОС (3) задаются, в частности, все модели, состоящие из линейных пружин и демпферов посредством параллельных и последовательных соединений [ФП классических реологических моделей будут использованы для иллюстрации общих свойств ОС (1)]. Схемы и названия всех двух-, трех- и четырехзвенных моделей (в терминологии нет единства) приведены в работе [27]. Можно доказать, что множество всех несократимых n-звенных моделей распадается ровно на два класса эквивалентности:

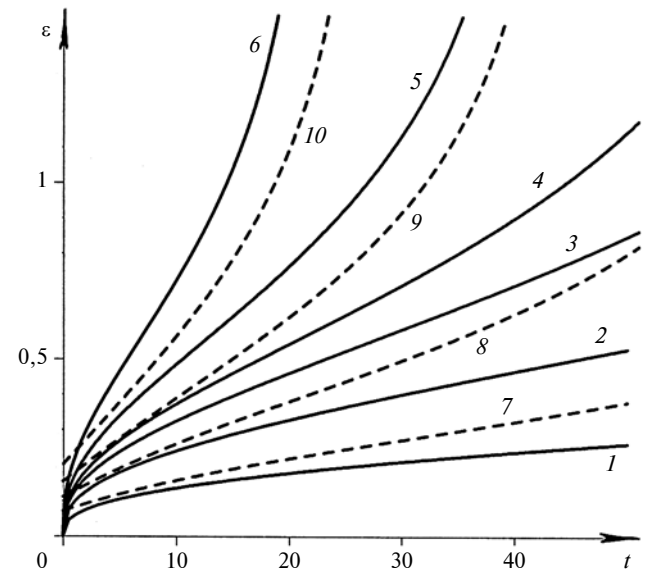


Рис. 1. Кривые ползучести моделей с МФ (5) в сочетании со степенной ФП при напряжениях $\bar{\sigma}$ = 0,5 (*1*); 0,8 (*2*); 1,0 (*3*); 1,1 (*4*); 1,3 (*5*); 1,6 (*6*) (сплошные линии) и с ФП (4) при $\bar{\sigma}$ = 0,4 (*7*); 0,6 (*8*); 0,8 (*9*); 1,0 (*10*) (штриховые линии)

РеМ-n — регулярные модели (с ФП: $\Pi(0) \neq 0$), и СиМ-n — сингулярные модели (ФР содержит слагаемое $\eta\delta(t)$); при этом структурно-различные модели называются эквивалентными, если задаются одинаковыми семействами ФП или ФР. В частности, эквивалентны друг другу трехзвенные РеМ Пойнтинга—Томсона и Кельвина ([27], рис. 1, *а*), а все четыре РеМ-4 ([27], рис. 1, *в*) эквивалентны модели стандартного тела (последовательному соединению моделей Максвелла и Фойгта, т. е. РеМ-2 и СиМ-2).

Свойства основных теоретических кривых линейных ОС (3) вязкоупругости с произвольной ФП, необходимые математические и феноменологические ограничения на ФП и ФР проанализированы в работах [27—30].

На ФП и ФР в ОС (1) наложим априори те же минимальные ограничения, что и в линейной теории: $\Pi(t)$ и $R(t)$ должны быть положительными и дифференцируемыми на интервале $(0; \infty)$, $\Pi(t)$ — возрастающей и выпуклой вверх [28], ФР $R(t)$ — убывающей и выпуклой вниз на $(0; \infty)$ (в точке $t = 0$ ФР может иметь интегрируемую особенность или δ-сингулярность). Из данных условий, в частности, следует существование пределов $\Pi(0+) \geq 0$, $\dot{\Pi}(+\infty) \geq 0$ и $R(+\infty) \geq 0$ [28, 30]. Например, семейство ФП

$$\Pi(t) = \alpha t + \beta - \gamma e^{-\lambda t},\ \lambda > 0,\ \alpha, \beta \geq 0,\ \gamma \in [0, \beta] \quad (4)$$

порождает все РеМ-4 при $\gamma \in (0; \beta)$, $\alpha, \beta > 0$, а при $\alpha = 0$ — все РеМ-3. Так как $\Pi(0) = \beta - \gamma$, то ФП (4) порождает СиМ, если $\gamma = \beta$: при $\lambda\beta = 0$ — ньютоновскую жидкость [ФР $R = \eta\delta(t)$], при $\alpha = 0$ — модель Фойгта, при $\alpha > 0$ получаются все СиМ-3 ($R = \eta\delta(t) + Ee^{-\mu t}$). При $\gamma = 0$ выражение (4) дает модель Максвелла. Случай $\gamma < 0$ приводит к нарушению ограничения $\Pi(t) \leq 0$, что влечет возрастание кривой обратной ползучести (противоречие с данными испытаний материалов) [28].

На МФ $\varphi(u)$ в ОС (1) необходимо наложить следующие минимальные априорные требования [25, 26]: $\varphi(u)$ непрерывно дифференцируема и строго возрастает на $(\omega_-; 0) \cup (0; \omega_+)$ (возможны случаи $\omega_- = -\infty$, $\omega_+ = +\infty$ и $\varphi'(0) = +\infty$), причем $\varphi(0+) = \varphi(0-) = 0$ (в противном случае входному процессу $\varepsilon(t) \equiv 0$ соответствует ненулевой отклик $\sigma(t)$). Для материалов с одинаковым поведением при растяжении и сжатии $\omega_- = -\omega_+$ и МФ $\varphi(u)$ нечетная. Из возрастания $\varphi(u)$ следует существование обратной функции $\Phi := \varphi^{-1}$ на интервале $D_\Phi = (\underline{x}; \bar{x})$, где $\bar{x} := \sup\varphi(u) = \varphi(\omega_+ - 0)$, $\underline{x} := \inf(u) = \varphi(\omega_- + 0)$, и обратимость ОС (1). Величины $\bar{x}$ и $\underline{x}$ — важные характеристики МФ φ и Φ, существенно влияющие на поведение теоретических кривых ОС (1) [16]. Если $\bar{x} < +\infty$, то при $\omega_+ = \infty$ $\Phi(x)$ имеет вер-

тикальную асимптоту $x = \bar{x}$, а при $\omega_+ < \infty$ $\Phi(x)$ непрерывно продолжается в точку $\bar{x}$: $\Phi(\bar{x}) = \omega_+$. Если $\underline{x} > -\infty$, то при $\omega_- = -\infty$ $\Phi(x)$ имеет вертикальную асимптоту $x = \underline{x}$, а при $\omega_- > -\infty$ $\Phi(x)$ непрерывно продолжается в точку $\underline{x}$: $\Phi(\underline{x}) = \omega_-$.

Конечность ω_+ или $\bar{x}$ (или ω_- и $\underline{x}$) означает, что благодаря такому выбору МФ в ОС (1) встроен критерий разрушения при растяжении (сжатии), обеспечивающий обрыв определенных теоретических кривых (ползучести, деформирования и др.) в некоторый момент времени, когда деформация достигает критического значения или стремится к бесконечности. Эта тема в публикациях не рассматривалась. Влияние свойств МФ $\varphi(u)$ (в частности, конечности параметров ω_+, $\bar{x}$, ω_-, $\underline{x}$) на теоретические кривые ОС (1) не исследовалось. В работах [1—13] $\varphi(u)$ предполагалась (как следует из вычислений) аналитической и обратимой на всей вещественной оси (радиус сходимости ряда не обсуждался), несмотря на то что конечность $\bar{x}$ вовсе не особый случай: например, задача моделирования дробно-линейной зависимости Шестерикова—Юмашевой [31] для скорости ползучести от напряжения [$V(\sigma) = A\sigma/(\sigma_* - \sigma)$, $x \in [0; \sigma_*)$] приводит к следующей МФ [25]:

$$\varphi(u) = \sigma_*(1 - e^{-u/A}), \quad u \geq 0;$$

$$\Phi(x) = A\ln[\sigma_*/(\sigma_* - x)], \tag{5}$$

$$x \in [0; \bar{x}), \ \bar{x} = \sigma_* < \infty.$$

О качественном анализе ОС Работнова

К ОС (1) применена технология качественного анализа ОС для вязкоупругопластичных материалов, разработанная ранее в статьях [27—30, 32—35], в которых подробно изучены два новых нелинейных ОС с двумя МФ для вязко-упруго-пластических материалов, учитывающие историю деформирования и нагружения, нелинейная модель Максвелла с двумя МФ и линейное интегральное ОС вязкоупругости.

Выведены в общем виде [25, 26] уравнения семейств всех основных квазистатических кривых ОС (1): семейств диаграмм деформирования (ДД) при постоянных и кусочно-постоянных скоростях деформации или нагружения; кривых ползучести при ступенчатом нагружении (в частности, обратной ползучести); кривых ползучести (КП) и кривых релаксации (КР) с произвольной начальной стадией нагружения до заданного уровня ($\bar{\varepsilon}$ или $\bar{\sigma}$) и др. Так, уравнения диаграмм деформирования ОС (1) с постоянными скоростями деформации или нагружения (отклики на программы $\varepsilon(t) = at$, $a > 0$ и $\sigma = bt$, $b > 0$) имеют вид:

$$\sigma(\varepsilon, a) = \int_0^{\varepsilon} R(a^{-1}(\varepsilon - x))\varphi'(x)\mathrm{d}x;$$

$$\sigma(\varepsilon, b) = bF(\varphi(\varepsilon)/b), \ \varepsilon \in [0, \omega), \tag{6}$$

где $Q(t) := \int_0^t \Pi(\tau)\mathrm{d}\tau$, $F(x)$ — обратная функция к Q.

При минимальных априорных ограничениях на МФ аналитически исследованы качественные свойства семейств всех теоретических кривых ОС (1): интервалы монотонности и выпуклости, точки перегиба, асимптотика кривых, отклики на разрывы входного процесса, монотонность зависимости от параметров нагружения, характер и скорость сходимости семейств к предельным кривым, условия затухания памяти и т. п., в зависимости от двух МФ и параметров нагружения.

Например, кривые релаксации ОС (1) при мгновенном деформировании $\varepsilon(t) = \bar{\varepsilon}h(t)$ имеют вид: $\sigma(t, \bar{\varepsilon}) = \varphi(\bar{\varepsilon})R(t)$. КР убывают по t и возрастают по $\bar{\varepsilon}$, так как $R(t)$ убывает, а $\varphi(u)$ возрастает. КР подобны и имеют точно такую же форму, как для линейного ОС (3) [$\sigma(t) = cR(t)$], но зависимость КР от $\bar{\varepsilon}$ уже не линейна, а задается МФ φ. Существенно, что φ не влияет на форму КР и на время (спектр) релаксации. Изохронные КР $\sigma(t, \bar{\varepsilon}) = \varphi(\bar{\varepsilon})R(t)$ уже не прямолинейны, а при $t \to 0$ их семейство сходится к кривой $\sigma(\varepsilon) = R(0)\varphi(\varepsilon)$, совпадающей с мгновенной ДД, к которой сходятся оба семейства ДД (6) на луче $\varepsilon \geq 0$ при $a \to \infty$ или $b \to \infty$, если $\Pi(0) \neq 0$. Подобие КР — важный индикатор применимости ОС (1). Разделение переменных в КР позволяет определить обе МФ по нескольким экспериментальным КР материала для разных $\bar{\varepsilon}$, если наблюдается их подобие.

Иследования свойств семейств всех теоретических кривых ОС (1) показали, что для адекватного описания типичных экспериментальных кривых вязкопластичных материалов (основных реологических эффектов) дополнительные ограничения на ФП и МФ $\varphi(u)$ не требуются. Для описания некоторых особенностей поведения материалов — отсутствие остаточной деформации при обратной ползучести, затухание памяти, существование точки перегиба у КП или ДД, конечность мгновенного модуля, существование мгновенной ДД, отличие от нуля длительного модуля и т. п., — требуется наложить дополнительные ограничения на МФ ОС (1).

Анализ позволил указать характерные особенности поведения теоретических кривых ОС (1), которые могут является индикаторами применимости ОС, удобными для экспериментальной проверки,

т. е. необходимыми признаками, которые следует установить у экспериментальных кривых, прежде чем описывать поведение материала посредством ОС (1). Подобный качественный анализ всех семейств теоретических кривых ОС — важная стадия аттестации любого ОС [25—30, 32—35], создания паспорта-руководства модели, фундамент для разработки способов идентификации, верификации и численной реализации.

Свойства кривых ползучести при постоянном напряжении

КП ОС (1) при мгновенном нагружении $\sigma(t) = \bar{\sigma} h(t)$ имеют вид:

$$\sigma(t, \bar{\sigma}) = \Phi(\bar{\sigma}\Pi(t)) \text{ при } \underline{x} < \bar{\sigma}\Pi(t) < \bar{x}, \qquad (7)$$

где $\bar{x} := \sup\varphi(u)$, $\underline{x} := \inf\varphi(u)$ — верхняя и нижняя грани области определения $\Phi(x)$.

Семейство КП (7) возрастает по $\bar{\sigma}$, так как возрастает Φ, а при любом $\bar{\sigma} > 0$ (будем рассматривать этот случай) КП возрастает по t на всем промежутке, где $\bar{\sigma}\Pi(t) < \bar{x}$. Если $\bar{x} = \infty$ (как для линейного ОС (3)), то КП с $\bar{\sigma} > 0$ определены при всех $t \geq 0$. Если $\bar{x} < \infty$, то $\bar{\sigma}\Pi(t) \in D_\Phi$ только при $\bar{\sigma} < \bar{x}/\Pi(0)$ & $\Pi(t) < \bar{x}/\bar{\sigma}$. Это означает, что КП существует только для напряжений $\bar{\sigma} < \sigma_+$, где $\sigma_+ := \bar{x}/\Pi(0)$, и обрывается в момент t_*, удовлетворяющий уравнению $\Pi(t_*) = \bar{x}/\bar{\sigma}$ при условии, что $\bar{\sigma} > \bar{x}/\Pi(\infty)$ (если $\Pi(\infty) < \infty$, КП с $\bar{\sigma} < \bar{x}/\Pi(\infty)$ определена на всем луче $t \geq 0$).

Таким образом, если $\bar{x} < \infty$ и $\Pi(0) \neq 0$, то параметр $\sigma_+ := \bar{x}/\Pi(0) = E\bar{x}$ имеет смысл предела (мгновенной) прочности при растяжении, и в ОС (1) уже встроен критерий разрушения. Если $\omega_+ < \infty$, разрушение при растяжении происходит по достижению критической деформации: $\varepsilon_* := \Phi(\bar{x}) = \omega_+$. Если $\Phi(\bar{x}) = \infty$ (т. е. $\omega_+ = +\infty$, и $\varphi(u)$ имеет горизонтальную асимптоту $y = \bar{x}$), то любая КП для $\bar{\sigma} > \bar{x}/\Pi(\infty)$ имеет вертикальную асимптоту $t = t_*$, где $t_* = p(\bar{x}/\sigma)$, $p(x)$ — обратная функция к $\Pi(t)$, $x \in [\Pi(0); \Pi(\infty))$. Если $\Pi(\infty) < \infty$ и $\bar{\sigma} < \bar{x}/\Pi(\infty)$, то уравнение $\Pi(t) = \bar{x}/\bar{\sigma}$ решений не имеет, и КП определена при всех $t \geq 0$. Поэтому уравнение кривой длительной прочности при растяжении имеет вид:

$$t_* = p(\bar{x}/\bar{\sigma}) \text{ при } \bar{\sigma} \in (E_\infty\bar{x};\ E\bar{x}),$$

где $E := 1/\Pi(0)$, $E_\infty := 1/\Pi(\infty)$ — мгновенный и длительный модули диаграмм деформирования линейного ОС (3) [27].

В случае $\bar{\sigma} < 0$ надо заменить $\bar{x}$, ω_+ и σ_+ на $\underline{x}$, ω_- и σ_-, где $\sigma_- := \underline{x}/\Pi(0)$ — предел прочности на сжатие. КП существует только для напряжений $\sigma_- < \bar{\sigma} < \sigma_+$. Если $\underline{x} > -\infty$, то КП с $\bar{\sigma} < 0$ обрывается в момент t^*, удовлетворяющий уравнению $\Pi(t^*) = \underline{x}/\bar{\sigma}$, если $|\bar{\sigma}| > \underline{x}/\Pi(\infty)$ [если $\Pi(\infty) < \infty$, то КП с $|\bar{\sigma}| < \underline{x}/\Pi(\infty)$ не обрывается и определена при всех $t \geq 0$]. Уравнение кривой длительной прочности при сжатии:

$$t^* = p(\underline{x}/\bar{\sigma}) \text{ при } \bar{\sigma} \in (E\underline{x};\ E_\infty\underline{x}).$$

Из выражения (7) следует, что изохронные КП $\sigma = \varphi(\varepsilon)/\Pi(t)$ подобны, что является одним из необходимых признаков применимости ОС (1). Ю. Н. Работнов писал [8, с. 216]: "Подобие изохронных кривых для металлов было отмечено как некий эмпирический факт; именно этот факт был положен в основу при формулировке закона нелинейной наследственности". В работах [1—8] подобие изохронных КП материала рассматривается как ***достаточное*** условие применимости ОС (2), а не только необходимое. Если $\Pi(0) \neq 0$, то при $t \to 0$ семейство изохронных КП сходится к кривой $\sigma = \varphi(\varepsilon)/\Pi(0)$ (совпадающей с мгновенной диаграммой деформирования, к которой сходятся оба семейства ДД (6) при стремлении скоростей a и b к бесконечности); если $\Pi(0) = 0$, то сходятся к вертикальной прямой $\varepsilon = 0$.

Из выражения (7) вытекает способ идентификации МФ: по экспериментальным КП для разных значений $\bar{\sigma}$ строится изохронная КП $\sigma(\varepsilon)$ (при любом фиксированном t) и по ней определяется МФ $\varphi(\varepsilon) = \sigma(\varepsilon)\Pi(t)$ с точностью до постоянного множителя, затем определяют ФП по одной КП $\varepsilon(t)$: $\Pi(t) = \varphi(\varepsilon(t))/\bar{\sigma}$. В работах [1—8] рассматривались только регулярные модели с $\Pi(0) = 1$, затем МФ φ определялась экстраполяцией семейства изохронных КП в точку $t \to 0$.

Из выражения (7) находим скорость ползучести: $\dot{\varepsilon}(t) = \bar{\sigma}\dot{\Pi}(t)\Phi'(\bar{\sigma}\Pi(t))$. Ее зависимость от $\bar{\sigma}$ задается функцией $\bar{\sigma}\Phi'(\bar{\sigma})$. МФ $\varphi(u)$ можно найти и по известной зависимости скорости ползучести от напряжения: если $\dot{\varepsilon}(\bar{\sigma}) = V(\bar{\sigma})$ (где $V'(x) > 0$ и $V''(x) > 0$), то Φ находится из ДУ $x\Phi'(x) = V(x)$ с начальным условием $\Phi(0) = 0$. Например, для дробно-линейной функции Шестерикова [31] $V(x) = Ax(\sigma_* - x)^{-1}$, $x \in [0; \sigma_*)$ (σ_* — предел прочности) уравнение примет вид $\Phi'(x) = A(\sigma_* - x)^{-1}$, и его решение — МФ (5). Для $r(x) = Ax^n(\sigma_* - x)^{-n}$ получим:

$$\Phi = \Phi_n := AP_{n-1}(\sigma_*/(\sigma_* - x)) + \\ + A(-1)^{n-1}\ln[\sigma_*/(\sigma_* - x)],$$

где $P_{n-1}(z)$ — многочлен степени $n - 1$, в частности, для $n = 2$ имеем:

$$\Phi_2 = \frac{Ax}{\sigma_* - x} - A\ln\frac{\sigma_*}{\sigma_* - x}.$$

Производная $\dot{\Pi}(t)$ убывает на луче $t > 0$ (см. п. 1) и потому имеет предел $\nu \geq 0$ при $t \to \infty$ [28]; тогда по

правилу Лопиталя и $\Pi(t)/t \to \nu$, т. е. $\Pi(t) = \nu t + o(t)$, если $\nu > 0$. Следовательно, при $t \to \infty$ скорость ползучести $\dot{\varepsilon}(t) = \bar{\sigma}\dot{\Pi}(t)\Phi'(\bar{\sigma}\Pi(t))$ стремится к пределу $V(\bar{\sigma}) = \bar{\sigma}\nu\Phi'(\bar{\sigma}\Pi(\infty))$. Этот переход к переделу $t \to \infty$ возможен лишь при условии, что $\bar{\sigma}\Pi(t) \in D_\Phi$ при всех $t > 0$, т. е. $\underline{x} < \bar{\sigma}\Pi(\infty) < \bar{x}$ (если $\bar{x} = +\infty$ и $\underline{x} = -\infty$, то любая КП определена при всех $t > 0$; если же $\bar{x} < \infty$ и $\bar{\sigma} > \bar{x}/\Pi(\infty)$, то переход к пределу $t \to \infty$ невозможен, так как КП с $\bar{\sigma} > 0$ не определена при $t > t_*$). Предел $V(\bar{\sigma})$ конечен, если ФП ограничена или $\Phi'(\infty) < \infty$. Если ни одно из этих двух условий не выполнено, т. е. $\Pi(\infty) = \infty$ & $\Phi'(\infty) = \infty$, то $V(\bar{\sigma}) = \infty$ (скорость ползучести неограниченно нарастает при больших t). Для линейного ОС (3) $\Phi(x) = x$, и скорость ползучести всегда стремится к конечному пределу $V(\bar{\sigma}) = \bar{\sigma}\nu$ [28], т. е. при $\nu \neq 0$ ползучесть выходит на установившийся режим.

Таким образом, из наличия МФ $\varphi(x)$ в ОС (1) вытекают следующие ***качественные отличия свойств его КП с*** $\bar{\sigma} > 0$ ***по сравнению с линейным ОС.***

1) Зависимость КП (и скорости ползучести) от $\bar{\sigma}$ не линейная (изохронные КП не прямолинейны).

2) КП ОС (1) не обязаны быть выпуклыми вверх, возможно наличие точек перегиба и моделирование КП со всеми тремя стадиями. Напротив, КП линейного ОС вязкоупругости всегда выпуклы вверх на всем луче $t > 0$, поэтому линейное ОС не способно описывать стадию ускоряющейся ползучести [28], а скорость ползучести всегда стремится при $t \to \infty$ к конечному пределу $V(\bar{\sigma}) = \bar{\sigma}\nu$, $\nu := \dot{\Pi}(\infty)$. А для нелинейного ОС (1) возможны случаи стремления скорости ползучести к бесконечности, причем как при $t \to \infty$, так и при $t \to t_*$.

3) Если $\bar{x} < +\infty$, то в ОС (1) встроен критерий разрушения, обеспечивающий обрыв КП с $\bar{\sigma} > 0$ и позволяющий моделировать длительную прочность при растяжении, а если $\underline{x} > -\infty$, то при сжатии.

Кривую ползучести со всеми тремя стадиями можно получить, например, выбрав $\Pi = \alpha t + \beta$ (как у модели Максвелла) и МФ $\Phi(x)$ с точкой перегиба: $\Phi(x) = A[\arcsin(x/C - 1) + 0{,}5\pi]$, $x \in [0, 2C]$ ($\bar{x} = 2C$, $\omega_+ = \pi A$, точка перегиба $\tilde{x} = C$) или

$$\Phi = A[\vartheta(x/C)^n + (1 - \vartheta)(x/C)^m],$$

$$x \geq 0, \quad n > 1, \quad m < 1, \quad \vartheta \in (0; 1)$$

($\bar{x} = \infty$, $\tilde{x} = Cq^{1/(n-m)}$, $q := m(1 - m)(1 - \vartheta)/[n(n - 1)\vartheta]$), весовой параметр $\vartheta \in (0; 1)$ позволяет совместить точку перегиба $\tilde{x}$ с любой точкой $x > 0$.

На рис. 1 показана зависимость от $\bar{\sigma}$ КП двух моделей, полученных из РеМ-4 (ФП (4) с $\lambda = 0{,}1$; $\alpha = 0{,}02$; $\beta = 1$; $\gamma = 0{,}5$) и степенной ФП $\Pi(t) = t^{1/3}/3$ введением МФ (5) с $A = 0{,}5$, $\bar{x} = \sigma_* = 1{,}5$, дающей для скорости ползучести зависимость $V(\bar{\sigma}) = A\bar{\sigma}(\sigma_* - \bar{\sigma})^{-1}$ [31]. Для степенной ФП приведены КП с $\bar{\sigma} = 0{,}5$; 0,8; 1; 1,1; 1,3; 1,6 (сплошные КП), для РеМ-4 — при $\bar{\sigma} = 0{,}4$; 0,6; 0,8; 1 (штриховые КП). Так как $\Phi(x)$ имеет асимптоту $x = \sigma_*$, то КП $\varepsilon(t) = A\ln[\sigma_*/(\sigma_* - \bar{\sigma}\Pi(t))]$ с $\bar{\sigma} > \sigma_*/\Pi(\infty)$ неограниченно растут при $t \to p(\sigma_*/\bar{\sigma})$, т. е. обладают вертикальной асимптотой $t = t_*$, где $t_* = p(\sigma_*/\bar{\sigma})$ (для рассматриваемых ФП это выполнено при всех $\bar{\sigma} > 0$, так как $\Pi(\infty) = \infty$).

Уравнения и свойства кривых длительной прочности

Выше было показано, что если МФ φ ограничена, т. е. $\bar{x} < +\infty$, то в ОС (1) уже встроен критерий разрушения: КП (7) с $\bar{\sigma} > 0$ существует только для напряжений $\bar{\sigma} < \sigma_+$, не превосходящих предела прочности $\sigma_+ := \bar{x}/\Pi(0)$, и обрывается в момент t_* такой, что $\Pi(t_*) = \bar{x}/\bar{\sigma}$, если $\bar{\sigma} > \bar{x}/\Pi(\infty)$. Таким образом, если $\bar{x} < \infty$, то уравнение кривой длительной прочности (КДП) при растяжении имеет вид:

$$\sigma(t_*) = \bar{x}/\Pi(t_*), \quad t_* > 0$$

или

$$t_* = p(\bar{x}/\sigma), \quad \bar{x}/\Pi(\infty) < \sigma < \bar{x}/\Pi(0), \tag{8}$$

где $\sigma = \bar{\sigma}$ — упрощенное обозначение для $\bar{\sigma} > 0$; $p(x)$ — обратная функция к $\Pi(t)$ [из свойств Π следует, что $p(x)$ возрастает и выпукла вниз на луче $[\Pi(0); \Pi(\infty))$].

Если $\underline{x} > -\infty$, уравнение кривой длительной прочности при сжатии имеет вид:

$$\sigma(t^*) = \underline{x}/\Pi(t^*), \quad t^* > 0$$

или

$$t^* = p(\underline{x}/\sigma), \quad \underline{x}/\Pi(0) < \sigma < \underline{x}/\Pi(\infty). \tag{9}$$

Важно, что *форма КДП (8), (9) определяется только функцией ползучести, а МФ* φ *влияет на нее только через параметр* $\bar{x}$ *(или* $\underline{x}$*):* конкретный вид МФ φ не важен, влияет только величина ее верхней (или нижней) грани: она является коэффициентом растяжения КДП (8) вдоль оси σ.

Для любой допустимой ФП (см. п. 1) *КДП* $\sigma(t_*) = \bar{x}/\Pi(t_*)$ *убывает и выпукла вниз* (тогда и КДП в обратной форме $t_*(\sigma) = p(\bar{x}/\sigma)$ убывает и выпукла вниз):

$$\sigma'(t_*) = -\bar{x}\Pi(t_*)^{-2}\dot{\Pi}(t_*) < 0,$$

$$\sigma''(t_*) = 2\bar{x}\Pi(t_*)^{-3}(\dot{\Pi}(t_*))^2 - \bar{x}\Pi(t_*)^{-2}\ddot{\Pi}(t_*) > 0,$$

так как $\ddot{\Pi}(t_*) \leq 0$. Это верно и для КДП при сжатии [см. выражение (9)].

Для регулярных моделей начальное (наибольшее) значение КДП $\sigma = \sigma(t_*)$ при $t_* = 0$ конечно:

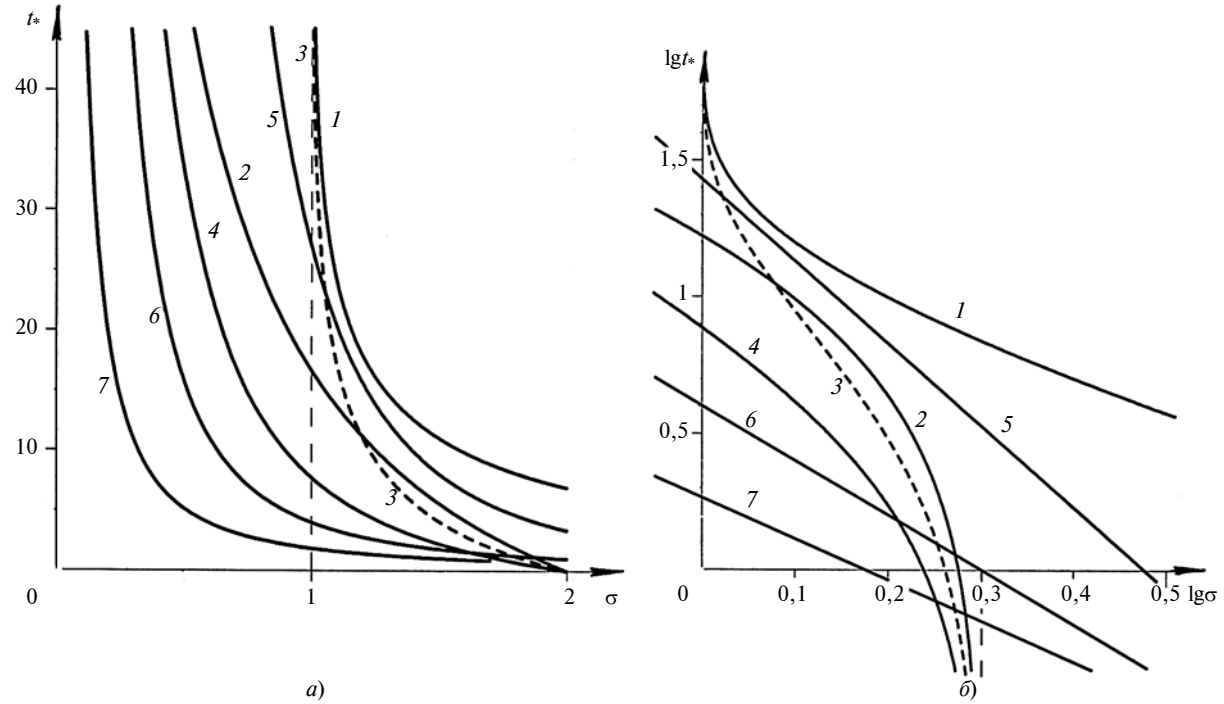


Рис. 2. Кривые длительной прочности моделей Фойгта (*1*), Максвелла (*2*), Кельвина (*3*), РеМ-4 (*4*) и трех моделей со степенными функциями ползучести с разными показателями (*5—7*):
а — в осях σ — t_*; *б* — в осях lgσ — lgt_*

$\sigma(0+) = \bar{x}/\Pi(0) = \sigma_+ < \infty$ (или $\sigma(0+) = \underline{x}/\Pi(0)$ при сжатии). Для нерегулярных моделей $\sigma_+ = +\infty$ и $\sigma(0+) = \infty$, т. е. КДП (8) и (9) в форме $\sigma = \sigma(t_*)$ имеют вертикальную асимптоту $t_* = 0$, а КДП в обратной форме $t_* = t_*(\sigma)$ определена при всех $\bar{x}/\Pi(\infty) < \sigma$ (или $\sigma < \underline{x}/\Pi(\infty)$) и обладает горизонтальной асимптотой $t_* = 0$ при $\sigma \to +\infty$ (или $\sigma \to -\infty$).

Например, для модели Максвелла $\Pi = \alpha t + \beta$, $p = (x - \beta)/\alpha$ и $t_*(\sigma) = \bar{x}\alpha^{-1}\sigma^{-1} - \beta\alpha^{-1}$, $\sigma > 0$. Для модели Кельвина — $\Pi = \beta - \gamma e^{-\lambda t}$, $\Pi(\infty) = \beta < \infty$, $p(x) = \lambda^{-1}\ln[\gamma/(\beta - x)]$ и $t_*(\sigma) = \lambda^{-1}\ln[\gamma/(\beta - \bar{x}\sigma^{-1})]$, где $\sigma \in (\bar{x}\beta^{-1};\ \bar{x}(\beta - \gamma)^{-1})$ (при $\sigma < \bar{x}\beta^{-1}$ КП не обрывается никогда). Для модели с ФП $\Pi = Bt^u$, $u \in (0; 1]$, имеем $p = (x/B)^{1/u}$ и $t_*(\sigma) = (\bar{x}/B)^{1/u}\sigma^{-1/u}$, $\sigma > 0$ (в осях lgt_* − lgσ эта КДП является частью прямой с угловым коэффициентом $k = -1/u < 0$).

Таким образом, свойства КДП (8) и (9), порождаемых ОС (1), совпадают с общими качественными свойствами типичных экспериментальных КДП вязкоупругопластических материалов: анализ данных испытаний различных реономных материалов показал, что КДП $t_*(\sigma)$ всегда убывают, $t_*(\sigma) \to +\infty$ при $\sigma \to \sigma_0$ и $t_*(\sigma) \to 0$ при $\sigma \to \sigma_*$, где $\sigma_0 \geq 0$ — порог ползучести; $\sigma_* > 0$ — предел мгновенной прочности σ_*. КДП многих материалов в осях lgt_* − lgσ представляют собой отрезки прямой с угловым коэфициентом $\mu < 0$ (рис. 2, *б*, КДП *4—6*) или двухзвенные ломаные. В последнем случае отрезок, соответствующий $\sigma < \sigma_1$ (участок хрупкого разрушения), составляет с осью lnσ меньший угол, чем отрезок КДП для $\sigma > \sigma_1$ (участок вязкого разрушения), т. е. $|\mu_1| < |\mu_2|$.

На рис. 2, *а* приведены КДП (8) для моделей с $\bar{x} < \infty$ ($\bar{x} = 1$) с разными ФП, а именно: ФП Фойгта, Максвелла, РеМ-3, РеМ-4 ($\lambda = 0{,}1$ в выражении (4)) и тремя степенными ФП: $\Pi(t) = Bt^u$ с $u = B = 1/3$; $u = B = 0{,}5$; $u = B = 2/3$ (кривые *5—7*; с увеличением показателя *u* КДП $t_*(\sigma)$ смещаются вниз и влево). Если ФП ограничена, то $\sigma > \bar{x}/\Pi(\infty) > 0$ (при $\sigma < \bar{x}/\Pi(\infty)$ КП не обрывается) и КДП $t_*(\sigma)$ имеет вертикальную асимптоту $\sigma = \bar{x}/\Pi(\infty)$ (см. КДП *1*, *3* с $\Pi(\infty) = \beta = 1$). Если же $\Pi(\infty) = \infty$, то КДП имеет асимптоту $\sigma = 0$ (см. рис. 2, кривые *2*, *4*, *5—7*). У регулярных моделей КДП $t_*(\sigma)$ обращаются в нуль при $\sigma = \sigma_+$, где $\sigma_+ := \bar{x}/\Pi(0) = 2$ — предел (мгновенной) прочности (кривые *2—4*), а КДП нерегулярных моделей определены при всех $\sigma > 0$ и имеют при $\sigma \to +\infty$ асимптоту $t_* = 0$ (кривые *1*, *5—7*).

На рис. 2, *б* приведены те же КДП, но в координатах lgσ − lgt_* (в них степенные КДП *5—7* становятся прямыми). У КДП регулярных моделей (КДП *2—4*) появляется вертикальная асимптота lgσ = lgσ_+.

В случаях $\bar{x} = +\infty$ или $\underline{x} = -\infty$ (в частности, для линейного ОС (3)) с целью моделирования разрушения и длительной прочности к ОС (1) необхо-

димо добавить внешний критерий разрушения, например, деформационный или один из двух семейств критериев, учитывающих историю деформирования, предложенных и исследованных в работе [33]. Желательно, чтобы выбранные КР и ОС (1) хорошо взаимодействовали, т. е. позволяли вывести общее уравнение теоретической кривой ползучести $\varepsilon = \varepsilon(t; \sigma)$ и КДП $t_* = f(\sigma)$, аналитически исследовать в общем виде зависимость свойств КДП от материальных функций и параметров ОС и КР и указать ограничения на них, обеспечивающие совпадение свойств теоретических КДП с типичными качественными свойствами экспериментальных КДП.

В настоящей работе сделан первый шаг качественного анализа ОС Работнова (1): при минимальных ограничениях на МФ выведены уравнения семейств КП и КДП, аналитически изучены их общие качественные свойства, влияние на них характеристик МФ, способы настройки ОС и его индикаторы применимости. Доказано, что свойства теоретических КП и КДП, порождаемых ОС (1), совпадают с общими качественными свойствами типичных экспериментальных КП и КДП реономных материалов.

Анализ позволил сопоставить комплекс реологических явлений, которые ОС (1) может адекватно описывать с возможностями линейного ОС (3) вязкоупругости, которое оно обобщает, указать как наследуемые свойства, так и дополнительные возможности нелинейного ОС по сравнению с линейным. Из наличия МФ $\varphi(u)$ в ОС (1) вытекают следующие принципиально качественные отличия свойств его КП по сравнению с линейным ОС (3):

1) не линейная зависимость КП (и скорости ползучести) от напряжения $\bar{\sigma}$ (изохронные КП не прямолинейны);

2) кривые ползучести ОС (1) с $\bar{\sigma} > 0$ не обязаны быть выпуклыми вверх, возможно наличие точек перегиба и моделирование КП со всеми тремя стадиями;

3) если $\bar{x} < +\infty$ [если выбрана ограниченная сверху МФ $\varphi(u)$], то в ОС (1) встроен критерий разрушения, обеспечивающий обрыв КП с $\bar{\sigma} > 0$ и позволяющий моделировать длительную прочность при растяжении, если $\underline{x} > -\infty$ — при сжатии; если $\omega_+ < \infty$, разрушение при ползучести (в случае $\bar{\sigma} > 0$) происходит по достижению критической деформации $\varepsilon_* := \Phi(\bar{x}) = \omega_+$, если $\omega_+ = \infty$ [как, например, у МФ (5)], то встроенный в ОС (1) критерий разрушения не совпадает с деформационным, и время разрушения находится из условия неограниченного возрастания скорости ползучести при $t \to t_*$;

4) для регулярных моделей [с $\Pi(0) \neq 0$], параметр $\sigma_+ := \bar{x}/\Pi(0) = E\bar{x}$ имеет смысл предела (мгновенной) прочности при растяжении ($\sigma_- := E\underline{x}$ — при сжатии).

Для ограниченной МФ φ выведены уравнения (8) и (9) КДП ОС (1) при растяжении и сжатии. Доказано, что для любых допустимых МФ обе КДП всегда убывают и выпуклы вниз, причем форма КДП определяется только функцией ползучести, а МФ φ влияет на КДП лишь через один скалярный параметр [$\bar{x} := \sup\varphi(x)$ в случае $\sigma > 0$ и $\underline{x} := \inf\varphi(u)$ в случае $\sigma > 0$], входящий в уравнение КПД (8) как коэффициент сжатия вдоль оси σ.

В следующих статьях будут представлены результаты анализа качественных свойств остальных теоретических кривых ОС (1): кривых деформирования при постоянных и кусочно-постоянных скоростях нагружения и деформации, кривых скоростной чувствительности, кривых релаксации и ползучести с произвольной начальной стадией нагружения, "аномальной" ползучести и релаксации после начальной перегрузки [36—38], откликов на ступенчатые и циклические программы нагружения, эволюции петель гистерезиса, условий описания эффекта Маллинза, рэтчетинга и приспособляемости (shakedown) и других эффектов. На основании анализа будут составлены более полные списки индикаторов применимости ОС (1), удобных для экспериментальной проверки, и его возможностей в моделировании поведения классов вязкоупругопластичных материалов, обладающих выраженной нелинейной наследственностью, скоростной чувствительностью и разносопротивляемостью (полимеров, композитов, керамик, асфальтобетонов, твердых топлив, сплавов, пен, биологических тканей и т. п.).

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Работнов Ю. Н.** Некоторые вопросы теории ползучести // Вестник МГУ. 1948. № 10.

2. **Наместников В. С., Работнов Ю. Н.** О наследственных теориях ползучести // ПМТФ. 1961. Т. 2. № 4. С. 148—150.

3. **Работнов Ю. Н.** Ползучесть элементов конструкций. М.: Наука, 1966. 752 с.

4. **Работнов Ю. Н., Паперник Л. Х., Степанычев Е. И.** Приложение нелинейной теории наследственности к описанию временных эффектов в полимерных материалах // Механика полимеров. 1971. № 1. С. 74—87.

5. **Дергунов Н. Н., Паперник Л. Х., Работнов Ю. Н.** Анализ поведения графита на основе нелинейной наследственной теории // ПМТФ. 1971. № 2. С. 76—82.

6. **Работнов Ю. Н., Паперник Л. Х., Степанычев Е. И.** Нелинейная ползучесть стеклопластика ТС8/3-250 // Механика полимеров. 1971. № 3. С. 391—397.

7. **Работнов Ю. Н., Суворова Ю. В.** О законе деформирования металлов при одноосном нагружении // Известия АН СССР. МТТ. 1972. № 4. С. 41—54.

8. **Работнов Ю. Н.** Элементы наследственной механики твердых тел. М.: Наука, 1977. 384 с.

9. **Мельшанов А. Ф., Суворова Ю. В., Хазанов С. Ю.** Экспериментальная проверка определяющего уравнения для металлов при нагружении и разгрузке // МТТ. 1974. № 6. С. 166—170.

10. **Осокин А. Е., Суворова Ю. В.** Нелинейное определяющее уравнение наследственной среды и методика определения его параметров // ПММ. 1978. Т. 42. № 6. С. 1107—1114.

11. **Суворова Ю. В., Алексеева С. И.** Нелинейная модель изотропной наследственной среды для случая сложного напряженного состояния // МКМ. 1993. № 5. С. 602—607.

12. **Суворова Ю. В., Алексеева С. И.** Инженерные приложения модели наследственного типа к описанию поведения полимеров и композитов с полимерной матрицей // Заводская лаборатория. Диагностика материалов. 2000. Т. 66. № 5. С. 47—51.

13. **Суворова Ю. В.** О нелинейно-наследственном уравнении Ю. Н. Работнова и его приложениях // МТТ. 2004. № 1. С. 174—181.

14. **Fung Y. C.** Stress-strain history relations of soft tissues in simple elongation // Biomechanics, Its Foundations and Objectives. New Jersey: Prentice-Hall, 1972. P. 181—208.

15. **Sauren A. A., Rousseau E. P.** A concise sensitivity analysis of the quasi-linear viscoelastic model proposed by Fung // J. Biomech. Eng. 1983. V. 105. P. 92—95.

16. **Fung Y. C.** Biomechanics. Mechanical Properties of Living Tissues. New York: Springer-Verlag, 1993. 568 p.

17. **Linear** and quasi-linear viscoelastic characterization of ankle ligaments / J. R. Funk, G. W. Hall, J. R. Crandall, W. D. Pilkey // J. Biomech. Eng. 2000. V. 122. P. 15—22.

18. **Application** of nonlinear viscoelastic models to describe ligament behavior / P. P. Provenzano, R. S. Lakes, D. T. Corr, Jr. R. Vanderby // Bomechanics and Modeling in Mechanobiology. 2002. V. I. P. 45—57.

19. **Abramowitch S. D., Woo S. L.-Y.** An improved method to analyze the stress relaxation of ligaments following a finite ramp time based on the quasi-linear viscoelastic theory // J. Biomech. Eng. 2004. V. 126. P. 92—97.

20. **De Frate L. E., Li G.** The prediction of stress-relaxation of ligaments and tendons using the quasi-linear viscoelastic model // Biomechanics and Modeling in Mechanobiology. 2007. V. 6. № 4. P. 245—251.

21. **Duenwald S. E., Vanderby R., Lakes R. S.** Constitutive equations for ligament and other soft tissue: evaluation by experiment // Acta Mechanica. 2009. V. 205. P. 23—33.

22. **Lakes R. S.** Viscoelastic Materials. UK: Cambridge Univ, 2009. 462 p.

23. **De Pascalis R., Abrahams I. D., Parnell W. J.** On nonlinear viscoelastic deformations: a reappraisal of Fung's quasi-linear viscoelastic model // Proc. R. Soc. A. 2014. V. 470. 20140058. DOI: 10.1098/rspa. 2014.0058.

24. **A discrete** spectral analysis for determining quasi-linear viscoelastic properties of biological materials / B. Babaei, S. D. Abramowitch, E. L. Elson at al. // J. Royal. Soc. Interface. 2015. V. 12. 20150707. DOI: 10.1098/rsif.2015.0707.

25. **Хохлов А. В.** Общие свойства кривых ползучести и длительной прочности, порождаемых нелинейной теорией наследственности Ю. Н. Работнова. Отчет о НИР № 5288. НИИ механики МГУ. 2015. 74 с.

26. **Хохлов А. В.** Анализ свойств семейства диаграмм деформирования, порождаемых нелинейной теорией наследственности Ю. Н. Работнова. Отчет о НИР № 5327. НИИ механики МГУ. 2016. 65 с.

27. **Хохлов А. В.** Общие свойства диаграмм деформирования линейных моделей вязкоупругости при постоянной скорости деформации // Проблемы прочности и пластичности. 2015. Вып. 77. № 1. С. 60—74.

28. **Хохлов А. В.** Кривые обратной ползучести в рамках линейной вязкоупругости и необходимые ограничения на функцию ползучести // Проблемы прочности и пластич. 2013. Вып. 75. № 4. С. 257—267.

29. **Хохлов А. В.** Свойства кривых релаксации с начальной стадией деформирования с постоянной скоростью в линейной теории наследственности // Вестник Московского университета. Сер. 1. Математика. Механика. 2017. № 3. С. 43—46.

30. **Хохлов А. В.** Качественный анализ общих свойств теоретических кривых линейного определяющего соотношения вязкоупругости // Наука и образование. МГТУ им. Н. Э. Баумана. Электрон. журн. 2016. № 5. С. 187—245: http://technomag.edu.ru/doc/840650.html

31. **Шестериков С. А., Юмашева М. А.** Конкретизация уравнения состояния при ползучести // Изв. АН СССР. МТТ. 1984. № 1. С. 86—91.

32. **Хохлов А. В.** Определяющее соотношение для реологических процессов с известной историей нагружения. Кривые ползучести и длительной прочности // Изв. РАН. МТТ. 2008. № 2. С. 140—160.

33. **Хохлов А. В.** Критерии разрушения при ползучести, учитывающие историю деформирования, и моделирование длительной прочности // Изв. РАН. МТТ. 2009. № 4. С. 121—135.

34. **Хохлов А. В.** Нелинейная модель вязкоупругопластичности типа Максвелла: свойства кривых ползучести при ступенчатых нагружениях и условия накопления пластической деформации // Машиностроение и инженерное образование. 2016. № 3. С. 35—48.

35. **Хохлов А. В.** Свойства нелинейной модели вязкоупругопластичности типа Максвелла с двумя материальными функциями // Вестник Московского университета. Сер. 1. Математика. Механика. 2016. № 6. С. 36—41.

36. **Khan F., Yeakle C.** Experimental investigation and modeling of non-monotonic creep behavior in polymers. // Int. J. Plasticity. 2011. V. 27. P. 512—521.

37. **Drozdov A. D., Dusunceli N.** Unusual mechanical response of carbon black-filled thermoplastic elastomers // Mechanics of Materials. 2014. V. 69. P. 116— 131.

38. **Fernandes V. A., De Focatiis D. S.** The role of deformation history on stress relaxation and stress memory of filled rubber // Polymer Testing. 2014. V. 40. P. 124—132.

УДК 621.64ГПА

С. В. ЗЛОБИН, А. Н. ЕРМОШИН (Публичное АО НПО "Искра", г. Пермь),
А. А. МАКАРОВ, А. П. ШЕРСТОБИТОВ (АО "ЭКАТ", г. Пермь),
e-mail: zsv705@iskra.perm.ru

Технология рекуперации тепла с принудительным отбором выхлопных газов газотурбинных газоперекачивающих агрегатов

Рассматривается новая технология рекуперации тепла газотурбинных установок с принудительным отбором выхлопных газов. Дается анализ экономической эффективности систем вентиляции и обогрева и противообледенительной системы воздухоочистительного устройства газоперекачивающего агрегата.

Ключевые слова: газотурбинная установка, газоперекачивающий агрегат, система рекуперации тепла, противообледенительная система, система воздушного обогрева, теплообменник.

The new technology of heat recovery with forced extraction of exhaust gases of gas-turbine power plants is considered. The analysis of economic effectiveness of ventilating and warm systems and anti-icing system of air-cleaning facility of a gas-compressor unit is presented.

Keywords: gas-compressor unit, gas-turbine power plant, heat recovery system, anti-icing system, warm-air system, heat exchanger.

При работе газоперекачивающих агрегатов (ГПА) выделяется большое количество тепловой энергии, которая в виде высокотемпературных отработавших газов газотурбинной установки (ГТУ) выбрасывается в атмосферу через выхлопной тракт. Существует много методов использования этой энергии, чаще всего — это установка в тракте выхлопа разных теплообменных аппаратов. Эти методы довольно эффективны и позволяют значительно повысить энергоэффективность ГПА в целом, но есть такие существенные недостатки, как, например, создание дополнительного сопротивления выхлопного тракта, которые приводят к падению мощности турбины, усложняют обслуживание данных агрегатов. Для их исключения и повышения энергоэффективности ГПА серии "Урал" специалистами НПО "Искра" совместно с АО "ЭКАТ" разработана система рекуперации тепла (СРТ) с принудительным отбором отработавших газов из выхлопного тракта. Тепловая энергия СРТ используется для функционирования систем вентиляции и обогрева (СВО) и противообледенительной системы (ПОС) комплексного воздухоочистительного устройства (КВОУ) ГПА. Принципиальная схема СРТ в составе ГПА "Урал" представлена на рис. 1.

Система работает следующим образом. Продукты сгорания газотурбинного двигателя ГПА с температурой ≈400÷500 °С выбрасываются в атмосферу по штатной системе *1* выхлопа, в которую врезан газоход *2* для отбора части продуктов сгорания, направляемых в пластинчатый теплообменник (ПТО) (линия охлаждения) типа "газ — газ", отдав часть тепловой энергии, продукты сгорания отводятся от ПТО по газоходам *3* и *5* вентилятором В1 и нагнетаются обратно в шахту выхлопа. Для снижения тепловой нагрузки на вентилятор В1 в схеме предусмотрен газоход *4* с автоматической регулирующей заслонкой ВН1, в котором еще горячие продукты сгорания разбавляются атмосферным воздухом до приемлемой температуры. При этом расположение вентилятора В1 после ПТО обеспечивает, во-первых, разрежение по всей линии охлаждения ПТО и в газоходах *1—5*, что предотвращает нежелательный переток дымовых газов в линию нагрева ПТО, по которой проходит нагреваемый поток, направляемый на полезные нужды, во-вторых, снижает

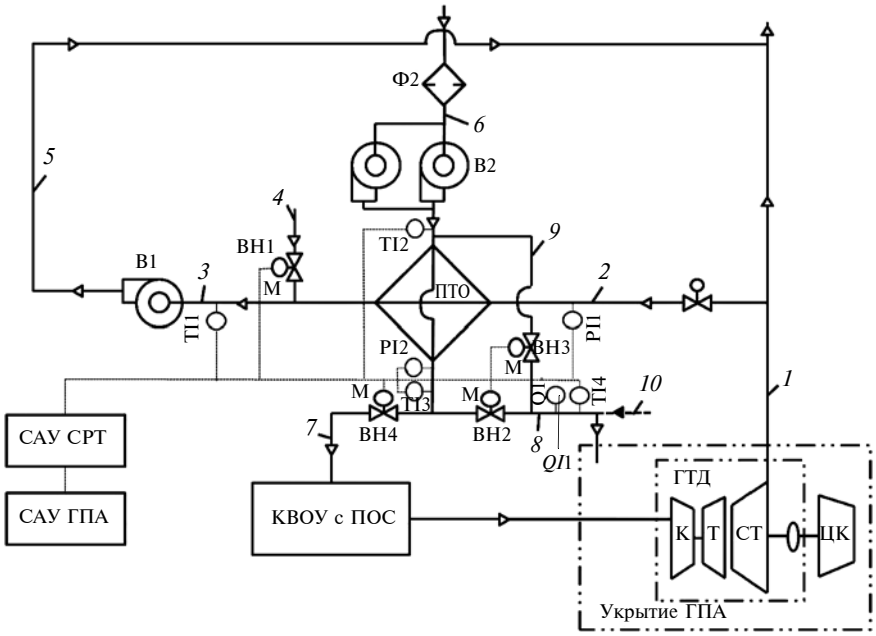


Рис. 1. Принципиальная схема СРТ в составе ГПА "Урал":
тонкие линии — линии информационных и управляющих сигналов; линии с двумя точками — условные зоны укрытий ГПА и ГТД

газодинамическое сопротивление штатной выхлопной системы *1*.

Параллельно с отбором продуктов сгорания СРТ вентилятор В2 забирает наружный воздух, предварительно очищая его в фильтрах Ф2. Поток чистого атмосферного воздуха по газоходу *6* нагнетается в ПТО (линия нагрева), после которого прогретый воздух направляется на нужды ПОС и СВО соответственно по газоходам *7* и *8*. Поскольку для СВО температура воздуха не должна превышать 60 °С, то в схеме предусмотрена линия *9*, по которой в результате взаимной работы регулируемых заслонок ВН2—ВН4 требуемое для разбавления горячего воздуха на линии *8* перед входом в укрытие количество атмосферного воздуха направляется в обход ПТО. Блок заслонок обеспечивает также требуемое распределение расхода горячего воздуха на ПОС и СВО укрытия ГПА.

Заслонками ВН1—ВН4 управляет автоматическая система (САУ) СРТ по показаниям контрольно-измерительных приборов — датчиков температуры ТІ1—ТІ4 и датчиков давления РІ1 и РІ2. Дополнительно возможно частотное регулирование вентиляторами В1 и В2 с целью оптимизации объемного расхода газов и температурного режима работы СРТ. Газоход *10* служит для подключения мобильного передвижного тепловентилятора (МПТ) для обогрева помещения на период пуска и останова ГПА.

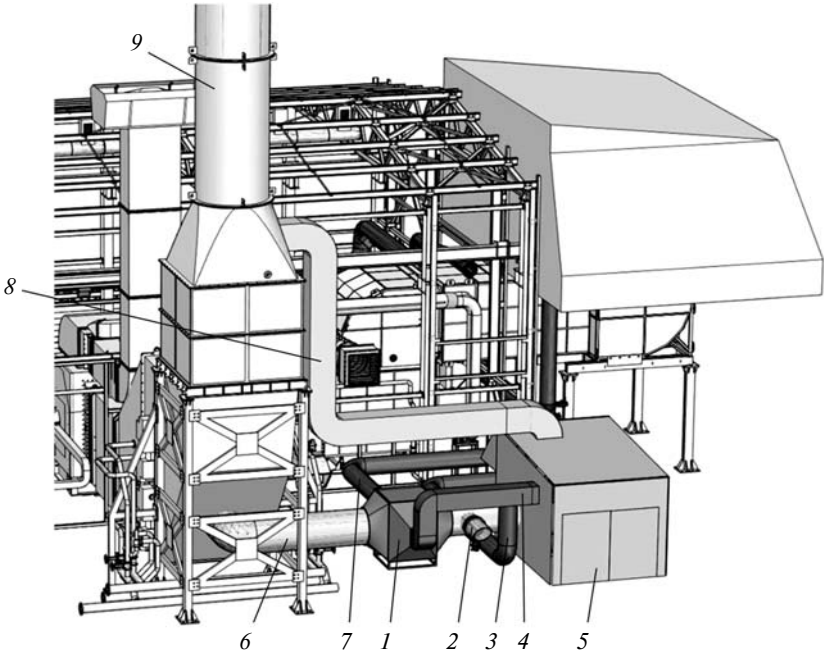


Рис. 2. Компоновка СРТ в составе ГПА серии "Урал" ангарного исполнения

1 — теплообменник (ТО); *2* — канал поступления наружного воздуха; *3* — воздухоход наружного воздуха в обход ТО; *4* — воздухоход подачи наружного воздуха в ТО; *5* — блок вентиляторов; *6* — газоход отбора продуктов сгорания ГТУ из системы выхлопа в ТО; *7* — газоход подачи воздуха после ТО на нужды ГПА; *8* — отвод продуктов сгорания после ТО в шахту выхлопа; *9* — система выхлопа

Основной парк ГПА производства НПО "Искра" комплектуется газотурбинными двигателями (ГТД) разработки ОАО "Авиадвигатель", поэтому ПТО рассчитывали для параметров выхлопных газов ГТД серии ПС-90 мощностью от 10 до 25 МВт. Для обеспечения надежной работы СВО и ПОС КВОУ ГПА даже при экстремально низких температурах (−50 °С) тепловая мощность ПТО должна быть не менее 1 МВт. В соответствии с вышеуказанными исходными данными провели тепловые и газодинамические расчеты, по результатам которых выбрали оптимальные технические характеристики ПТО. В табл. 1 приведены технические характеристики ПТО для ГТУ-16П (двигатель ПС90-ГП2) и ГТУ-25П (двигатель ПС90-ГП-25) мощностью соответственно 16 и 25 МВт.

По полученным массогабаритным и газодинамическим характеристикам ПТО определили диаметры газоходов и подбирали основное оборудование — вентиляторы, контрольно-измерительные приборы, запорно-регулирующую арматуру и т. д. На их основании разработали компо-

Таблица 1

Технические характеристики ПТО

Параметр	ГТУ-16П				ГТУ-25П			
Температура наружного воздуха, °С	−50		0		−50		0	
Режим работы ГТУ	min	ном.	min	ном.	min	ном.	min	ном.
Температура выхлопных газов на входе в ПТО, °С	215	340	322	454	222	330	335	450
Температура нагретого воздуха после ПТО, °С	158	248	278	299	169	257	282	296
Температура выхлопных газов после ПТО, °С	101	124	175	102	76	110	165	80
Расход выхлопных газов ГПА, кг/с	11	6,0	8	3,7	10	5,9	7,0	3,7
Расход нагреваемого воздуха, кг/с	5,0	3,6	3,5	3,6	5,0	3,5	3,5	3,6
Максимальная передаваемая мощность, кВт	1041	1081	982	1088	1095	1078	996	1078
Габаритные размеры ПТО (Д×Ш×В), мм	1400×1400×1700							
Газодинамическое сопротивление по линии продуктов сгорания, Па, не более	1000	500	1000	300	1100	500	1000	300
Газодинамическое сопротивление по линии нагреваемого воздуха, Па, не более	300	150	200	200	250	150	200	200

новку СРТ в составе ГПА серии "Урал" ангарного исполнения (рис. 2) и определили окончательный комплект поставки с учетом стоимости газоходов, теплоизоляции, укрытия блока вентиляторов, воздушных фильтров и др. Итоговая стоимость СРТ составила 4655 тыс. руб. (Цены указаны, исходя из стоимости оборудования на март 2015 г.)

Рассмотрим экономическую эффективность СРТ относительно существующих СВО и ПОС КВОУ ГПА. В настоящее время в качестве греющего тела для ПОС КВОУ ГПА серии "Урал" используется воздух, отбираемый от компрессора ГТД, а отопление ангарных укрытий ГПА осуществляется в основном за счет СВО на базе газовых горелок (газовое отопление) или водяных калориферов (водяное отопление). Экономическую эффективность определяли по следующим критериям: капитальные затраты на реализацию существующих систем; эксплуатационные затраты на обеспечение работы существующих систем. В табл. 2 приведены капитальные затраты на реализацию существующих СВО и переплата относительно стоимости СРТ.

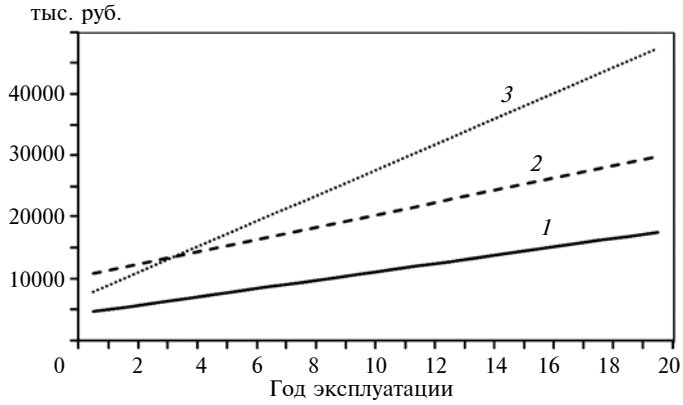


Рис. 3. Суммарные затраты на эксплуатацию разных СВО и ПОС в течение срока службы ГПА:
1 — СРТ; *2* — СВО с водяным калорифером и ПОС; *3* — СВО с газовыми горелками и ПОС

При сравнении эксплуатационных затрат необходимо учитывать: расход газа на работу газовых горелок (для СВО с газовыми горелками); перерасход топливного газа при работе ПОС, так как отбор 1 % воздуха от компрессора ГТД снижает КПД двигателя на ≈1 % (по требованиям ТУ на ГТУ допускается отбор до 2 %); энергопотребление системы; расходы на техническое обслуживание.

В табл. 3 дано сравнение эксплуатационных затрат на работу СВО с газовыми горелками (включая ПОС КВОУ) и СРТ (сравнение СВО с водяными калориферами в таблице не приведено, так как ее эксплуатационные затраты соизмеримы с затратами СРТ).

На рис. 3 приведены суммарные затраты на эксплуатацию разных СВО и ПОС в течение всего срока службы ГПА, назначенный ресурс которого не менее 150 000 ч.

Следует отметить, что СРТ может функционировать только при работающем ГТД. Поэтому при статических состояниях ГПА, таких как холодный и горячий резерв, техническое обслуживание и ремонт, пуск и останов, для поддержания необходимых температурных режимов внутри укрытия СРТ должно быть возможным подключение МПТ, входящего в комплект поставки ГПА. Такое решение позволит обогревать конкретный ГПА, отопление которого необходимо в данный момент, и не устанавливать дорогостоящие СВО (на базе газовых горелок или водяных калориферов) на каждый агрегат. Число МПТ в поставке определяется числом поставляемых ГПА на компрессорную станцию и режимом ее работы.

Таблица 2

Капитальные затраты, тыс. руб., на реализацию СВО и ПОС КВОУ

Основные комплектующие	На базе газовых горелок	На базе водяных калориферов
Блок аппаратуры СВО	6000	7300
ПОС	1000	1000
Водяные регистры и тепловые завесы укрытия	—	2700
Воздуховодная обвязка, включая обратный и противопожарный клапаны и дроссельные заслонки	840	840
ИТОГО:	7840	11 840
Переплата по отношению к СРТ	3185	7185

Таблица 3

Сравнительные эксплуатационные затраты на СВО и ПОС КВОУ

Основные расходы	СВО на базе газовых горелок и ПОС КВОУ	СВО и ПОС на базе СРТ
Расход газа на обеспечение работы СВО, $м^3$/год (4,594 р. за 1 $Нм^3$)	236 124 (1 085)	— (—)
Перерасход топливного газа при работе ПОС, $м^3$/год (для ПС-90ГП2 16 МВт)	102 740 (472)	— (—)
Энергопотребление, кВт · ч (2,71 р. за кВт · ч)	90 720 (246)	151 200 (410)
Расходы на техническое обслуживание	— (300)	— (300)
ИТОГО:	(2103)	(710)

Примечание. В таблице приведены величины расходов, в скобках — затраты в тыс. руб.

УДК 621.373.826

В. И. ШАСТИН, канд. техн. наук (Сибирская академия права, экономики и управления, г. Иркутск), С. К. КАРГАПОЛЬЦЕВ, д-р техн. наук (Иркутский государственный университет путей сообщения), e-mail: rio221@mail.ru

Лазерная модификация поверхностей трибологических сопряжений

Рассмотрено одно из направлений повышения физико-механических свойств и трибологических показателей поверхностей деталей цилиндро-поршневая группа ДВС авиационного назначения. На основании экспериментов и модели изнашивания модифицированных поверхностей предложен способ разработки рекомендации по оптимизации лазерной обработки.

Ключевые слова: цилиндро-поршневая группа, трибологическое сопряжение, поверхностный слой, износостойкость, лазерная обработка, микротвердость, изнашивание.

One of the directions of increasing of physical and mechanical properties and tribological parameters of surfaces of cylinder-piston group parts of airborne internal combustion engines is considered. Basing on experiments and wear model of modified surfaces the method of recommendation development on laser treatment optimization is suggested.

Keywords: cylinder-piston group, tribological conjugation, surface layer, wear resistance, laser treatment, microhardness, wear.

Одним из основных элементов двигателя внутреннего сгорания (ДВС), во многом определяющим его надежности и технические характеристики, является цилиндро-поршневая группа (ЦПГ), в которую входят гильзы цилиндров, поршни, кольца [1].

При эксплуатации ДВС на данных деталях возникают дефекты: износ сопрягаемых поверхностей, повышение их шероховатости, изменения форм (овальность, конусность, седлообразность), образование нагара, раковин, трещин и сколов, что ухудшает работу двигателя [2, 3]. Для повышения ресурса и безотказности ДВС сопряженные поверхности данных деталей должны иметь низкий коэффициент трения и обладать высокой износостойкостью, сохранять формы, выдерживать высокие давления, механические и тепловые нагрузки, обладать высокой теплопроводностью и коррозионной стойкостью в активных средах. Для этого поверхности трения должны иметь оптимальные триботехнические характеристики и высокие физико-механические свойства [2, 4].

При дефектации и ремонте деталей ЦПГ особое внимание уделяют рабочей поверхности гильзы цилиндров, определяют ее геометрические параметры, форму изношенной поверхности и параметры шероховатости. При наличии трещин, сколов, раковин гильзу отбраковывают [1, 3].

Восстанавливают рабочую поверхность гильзы цилиндров в основном механической обработкой под ремонтный размер, но можно восстанавливать первоначальные размеры нанесением слоя металла или изменять геометрию гильзы пластическим деформированием. Для восстановления гильз цилиндров до номинального размера применяют металлизацию, гальванические покрытия, запрессовку износостойких пластин, наплавку на

(Окончание статьи. Начало см. на стр. 49)

Внедрение в состав ГПА технологий рекуперации тепла выхлопных газов ГТУ с принудительным отбором выхлопных газов является перспективным и целесообразным, так как позволяет:

существенно повысить энергоэффективность ГПА;

исключить отбор воздуха от компрессора ГТД на нужды ПОС;

исключить создание дополнительного сопротивления ПТО в тракте выхлопа;

повысить удобство обслуживания ПТО;

уменьшить стоимость реализации СВО и ПОС КВОУ ГПА снижением капитальных и эксплуатационных затрат СРТ по сравнению с применяемыми СВО и ПОС;

создать научно-технический задел по принципиально новой схеме утилизации тепловой энергии дымовых газов ГТД.

В настоящее время НПО "Искра" проводит НИОКР по данной теме, результаты которых позволят представить альтернативную СРТ, заменяющую существующие СВО и ПОС КВОУ с отбором воздуха от двигателя.

внутреннюю поверхность износостойких материалов и т. д. Однако данные способы не нашли широкого применения ввиду высокой стоимости и несоответствия требованиям стандарта по качеству [2].

Механическую обработку рабочей поверхности гильз цилиндров под ремонтный размер осуществляют растачиванием, хонингованием, шлифованием или комбинацией этих способов обработки. Для авиационных ДВС механическая обработка является основной. Растачивание и хонингование гильз цилиндров в основном применяют при наличии износа внутренней поверхности, не превышающего предельное значение. Гильзы сортируют по величине износа внутренней поверхности на ремонтные группы. Поршневые кольца, как правило, подлежат замене.

При расточке под ремонтный размер снижаются твердость обработанной поверхности и ресурс двигателей на 30÷50 %. Кроме того, возникает необходимость в производстве поршней и поршневых колец ремонтного размера [3]. Поэтому разработка и совершенствование способов восстановления и повышения износостойкости пары трения "кольцо — гильза цилиндра" весьма актуальна.

В настоящей статье рассматриваются возможность повышения физико-механических свойств и триботехнических показателей основных элементов ЦПГ ДВС авиационного назначения с учетом их конструктивных и эксплуатационных особенностей. На основании экспериментальных данных и теоретической модели изнашивания модифицированных поверхностей можно разработать рекомендации по оптимизации режимов лазерной обработки поверхностей сопряжения.

Для повышения износостойкости деталей ЦГТГ упрочняют их рабочие поверхности трения. Для этого внутреннюю поверхность гильзы цилиндров подвергают термической или химико-термической обработке, в результате на поверхности образуется модифицированный износоустойчивый слой с низким коэффициентом трения. В последнее время для этих целей все чаще применяют лазерное упрочнение, особенно в автотракторной отрасли [5—7]. Авиационные ДВС отличаются условиями работы и конструктивными особенностями этой пары трения, что обусловлено применяемыми материалами, покрытиями, экстремальными температурными условиями, большими удельными нагрузками. Кроме того, на некоторых режимах работы двигателя имеет место дефицит смазочного материала в паре трения. Особое значение имеет перспектива применения лазерного упрочнения для обеих поверхностей сопряжения. Данное направление по взаимодействию модифицированных поверхностей на сегодняшний день мало изучено.

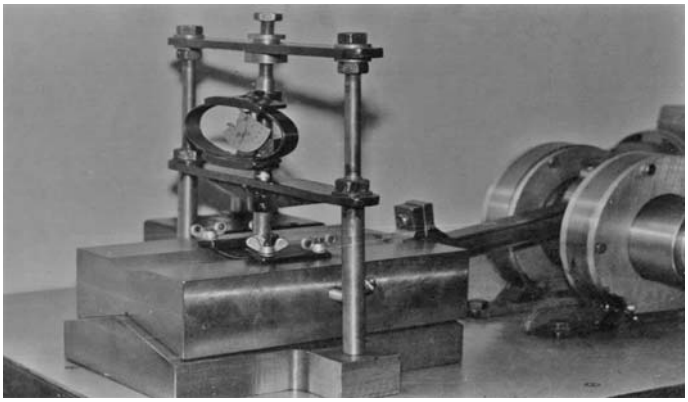


Рис. 1. Лабораторная испытательная установка пары трения "кольцо — гильза цилиндра"

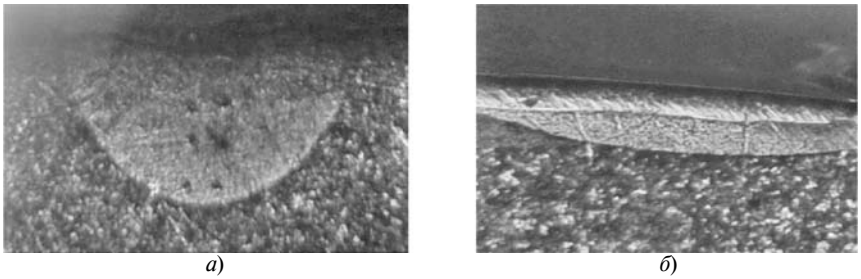
В настоящем исследовании проводили эксперименты по оценке износостойкости пары трения "кольцо — гильза цилиндра", подвергнутых лазерной термообработке, и определяли механизм их изнашивания.

Лазерной обработке подвергали элементы деталей авиационного двигателя АШ-62ИР. Из гильз цилиндра (сталь 38ХМЮА) после ремонта хонингованием вырезали образцы размерами 30 × 50 мм. Из компрессионных колец (материалы: сталь Х12-М и чугун ХТВ) образцы вырезали электроискровым методом. Чтобы избежать структурных изменений, использовали кольца первой категории.

Исследования проводили на лабораторной установке (рис. 1) на базе 10^4 циклов испытаний при частоте 100 цикл./мин.

В данном случае приблизить эксперимент к максимально реальным условиям весьма затруднительно. Однако сравнительный анализ полученных данных и идентификация механизма изнашивания могут обеспечить вполне достоверные данные.

Испытательная машина должна поддерживать устойчивые режимы и процессы изнашивания, имеющие место при работе деталей ЦПГ авиационного двигателя АШ-62ИР. Кинематическая схема привода испытательной машины имеет две ветви, составляющие замкнутый силовой контур и соединяющиеся контактом исследуемых деталей. Испытательная машина представляет собой кривошипно-шатунный механизм, обеспечивающий возвратно-поступательное движение образца (гильза цилиндра), который крепится на подвижной платформе, перемещаемой по направляющей с помощью электродвигателя. Опорная поверхность платформы, куда устанавливают фрагмент гильзы, имеет проточку, соответствующую радиусу наружной поверхности образца. Это обеспечивает жесткую ориентацию изнашиваемой поверхности относительно неподвижного образца (фрагмент поршне-



а) *б*)

Рис. 2. Микроструктуры ЗТВ стали 38ХМЮА после упрочняющей обработки (*а*, ×120) и в предельном режиме (*б*, ×50)

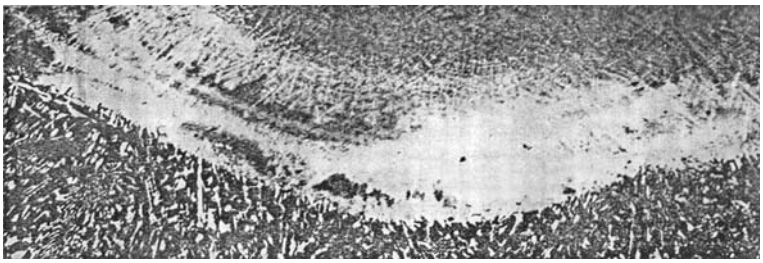


Рис. 3. Микроструктура ЗТВ чугуна ХТВ (×180)

вого кольца длиной 10 мм), который устанавливают в проточке штока, обеспечивающей его самоориентацию по поверхности сопряжения. Давление на кольцо изменяют с помощью регулировочного болта, а контролируют с помощью пружинного динамометра, который выполняет также функцию демпфера вынужденных колебаний.

Жесткая кинематическая связь элементов трения обеспечивается двумя шпильками и перемычками между ними. Перемычки одновременно являются направляющими штока нагружения и элементами для регулирования и контроля нагрузки.

При испытании можно осуществлять и сухое трение, и трение со смазочным материалом, подводимым капельным способом. Подачей масляно-абразивной смеси в зону контакта обеспечиваются ускоренные испытания, имитируя абразивное изнашивание. Поверхность скольжения платформы и направляющей смазывают консистентной смазкой при замене образцов.

Контроль износа поршневого кольца осуществляется взвешиванием с помощью аналитических весов, а гильзы цилиндра — анализом профилограмм и микрометрическими измерениями контролируемой зоны до и после испытания.

Лазерную обработку проводили при критической плотности энергии лазера без оплавления поверхностного слоя. Для данного сопряжения оплавление нецелесообразно, так как после него необходимо восстановление поверхности цилиндра хонингованием, при котором снимается значительная часть азотированного слоя, а следовательно, уменьшается число допустимых ремонтов.

Поршневые кольца также обрабатывали без оплавления, чтобы не нарушить однородность поверхностного слоя, исключить образование микротрещин. Для стального компрессионного кольца с хромовым покрытием лазерная обработка также оказалась неэффективной из-за возникновения микротрещин и последующего отслоения покрытия при испытании.

Испытания образцов на износостойкость проводили в ускоренном режиме, имитируя абразивное изнашивание. Результаты многократных испытаний сравнивали с параметрами образцов в исходном состоянии, применяли статистическую обработку данных. Трибологические показатели сопоставляли с результатами металлографических исследований по показателям физико-механических свойств модифицированного слоя, и в частности, по микротвердости.

На рис. 2, *а*, *б* представлены зоны термического влияния (ЗТВ) на гильзе цилиндра соответственно после упрочняющей обработки и обработки в предельном режиме, предшествующий оплавлению поверхности. Обработку осуществляли на лазерной установке Квант 15. Плотность W энергии лазерного излучения изменяли от 2,4 до 4,2 Дж/мм^2 при длительности импульса 0,4 мс.

Второй режим обработки характеризуется образованием микроструктуры из двух слоев. У поверхности образуется мелкодисперсный светлый слой с микротвердостью, превышающей в три раза микротвердость исходного (необработанного) материала и в два раза микротвердостью ЗТВ при упрочняющей обработке. При этом микротвердость второго слоя мало отличается от микротвердости ЗТВ, полученной при режиме упрочнения.

В большинстве железоуглеродистых сплавов при уменьшении зерна и повышении дисперсности (аморфизации) снижается коэффициент трения, увеличивается несущая способность модифицированного слоя и сокращается время приработки [8—10].

Аналогичное структурное строение ЗТВ наблюдается у чугунного кольца при критическом режиме лазерного воздействия (рис. 3). Отличие заключается лишь в соотношении толщины слоев и особенностях структурного строения.

Для оценки влияния нагрузки в зоне сопряжения проведены испытания партии образцов в исходном состоянии и после лазерного упрочнения. Установлена зависимость изнашивания от нагрузки. В качестве оптимальной принята нагрузка 80 Н.

Учитывая незначительные отклонения параметра изнашива-

ния (не превышали 12 %), испытывали по 5 образцов для каждого варианта сопряжений по лазерному воздействию.

Анализ полученных результатов показал следующее.

1. Износостойкость поверхности цилиндра после лазерного упрочнения повысилась в 1,5 раза относительно исходной поверхности. Износостойкость чугунного кольца снизилась на 35÷40 %, стального (Х12-М) — на 28÷37 %, у стального кольца с хромовым покрытием не изменилась.

2. При лазерной обработке тех же образцов на критическом режиме износостойкость цилиндра повысилась в 2,6 раза; чугунного кольца — в 1,5 раза; стального кольца без покрытия — на 15÷20 %, с хромовым покрытием — в 1,3—1,4 раза.

3. При лазерной обработке только чугунного образца на упрочняющем режиме износостойкость снизилась в 1,6 раза при увеличении износостойкости гильзы цилиндра на 35÷40 %.

4. Максимальное повышение износостойкости достигнуто при лазерном модифицировании поверхностей чугунного кольца, стального кольца без хромового покрытия и гильзы цилиндра на максимально возможном режиме лазерного упрочнения. Предельными условиями являются исключение плавления и возникновения микротрещин на обрабатываемых поверхностях. При этом износоустойчивость поверхности цилиндра может увеличиться до 5 раз, а поршневых колец — более чем в 3 раза.

Механизм изнашивания упрочненных поверхностей

При эксплуатации пары трения испытывают силовые и температурные нагрузки. На начальном этапе происходит приработка сопряженных поверхностей, изменяется их шероховатость, формируются поверхности, шероховатость которых мало зависит от исходной, т. е. полученной при механической обработке. Она зависит от условий изнашивания, физико-механических и трибологических свойств материалов сопряжения [11, 12].

После приработки в паре трения взаимодействуют поверхностные слои с повышенными показателями физико-механических и трибологических свойств, полученных вследствие упрочнения. Кроме того, в результате изнашивания увеличивается площадь контакта, снижаются удельные напряжения в контактирующих поверхностях, что обусловливает снижение интенсивности изнашивания.

Лазерное упрочнение инициирует гомогенизацию особого поверхностного слоя с повышенными несущими способностями и высокой микротвердостью по сравнению с поверхностями, прошедшими традиционное термоупрочнение. Это сокращает время приработки, так как опорная поверхность изнашивания создается при меньшей площади контакта. Кроме того, дольше сохраняются впадины, образованные при хонинговании, которые аккумулируют смазочный материал по всей контактной поверхности, снижая вероятность схватывания и интенсивного изнашивания поверхностей трения. По мере изнашивания модифицированной поверхности несущая способность сопряжения уменьшается, однако равновесное состояние поверхности сохраняется на большее время работы пары трения. Это снижает коэффициент трения термоупрочненной поверхности. При лазерной обработке двух сопрягаемых поверхностей, эффект модификации поверхностей удваивается.

Таким образом, аморфизированный слой обработанной поверхности имеет более высокие трибологические свойства, время приработки таких поверхностей значительно сокращается, что имеет большое значение, так как на этапе приработки пары трения износ может составить до 60 % от допуска на изнашивание [13]. С учетом этого можно разрабатывать рекомендаций для оптимизации производства и ремонта деталей ЦПГ.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Двигатели** внутреннего сгорания. Устройство и работа поршневых и комбинированных двигателей / Под. ред. М. Г. Круглова. М.: Машиностроение, 1980. 288 с.
2. **Мишин И. А.** Долговечность двигателей. Л.: Машиностроение, 1976. 288 с.
3. **Расчет** рабочих процессов в двигателях внутреннего сгорания / Под ред. А. С. Орлина. М.: Машиностроение, 2008. 157 с.
4. **Минаков А. П., Лустенков М. Е., Ильюшина Е. В.** Упрочняющая пневмоцентробежная обработка гильз ДВС, альтернативная финишному хонингованию // Вестник машиностроения. 2016. № 2. С. 16—21.
5. **Григорьянц А. Г., Шиганов И. Н., Мисюров А. И.** Технологические процессы лазерной обработки. М.: МГТУ им. Н. Э Баумана, 2006. 246 с.
6. **Лазерное** и электоэрозионное упрочнение материалов / Коваленко В. Г., Верхотуров А. Д., Головко Л. Ф. и др. М.: Наука, 1986. 276 с.
7. **Рыкалин Н. Н., Углов А. А., Кокора А. Н.** Лазерная обработка материалов. М.: Машиностроение, 1975. 295 с.
8. **Shastin V. I., Malov A. N.** Lazer surfacing and hardening for sliding friction constructions // Fundamental Problems of Opto- and Microelectronics. Khabarovsk. 2004. P. 263—267.
9. **Костромин С. В.** Влияние исходной структуры стали на несущую способность поверхностных слоев после лазерной обработки // Сб. науч. тр. SWorld по материалам международной НПК. 2013. Т. 6. № 1. С. 37—40.
10. **Борозинец В. Э., Костромин С. В.** Исследование структуры и свойств инструментальных сталей после лазерного упрочнения // Современные инновации в науке и технике: 3-я Междунар. науч.-практ. конф. Курск, 2013. С. 28—31.
11. **Суслов А. Г.** Качество поверхностного слоя деталей машин. М.: Машиностроение, 2000. 320 с.
12. **Крагельский И. В.** Трение и износ. М.: Машиностроение 1968. 480 с.
13. **Суслов А. Г., Дальский А. М.** Научные основы технологии машиностроения. М.: Машиностроение, 2002. 684 с.

УДК 629.423:621.891+06

В. А. КОХАНОВСКИЙ, д-р техн. наук, Д. В. ГЛАЗУНОВ, канд. техн. наук (ФГБОУ ВО "Ростовский государственный университет путей сообщения"), e-mail: glazunovdm@yandex.ru

Управление эксплуатационными показателями смазочного материала

Экспериментальными исследованиями осуществлена многофункциональная оптимизация содержания трехкомпонентного смазочного материала из битума, стеариновой кислоты и пеностекла по трем критериям — коэффициенту трения, интенсивности изнашивания гребня колес и расходу смазочного материала.

Ключевые слова: смазочный материал, симплекс-решетчатый план, многокритериальная оптимизация, коэффициент трения, расход, интенсивность, изнашивание.

The multifunctional optimization of content of three-component lubricating material from bitumen, stearic acid and foamglass on three criteria — friction coefficient, wear intensity of wheel flange and consumption of lubricating material, is implemented by experimental research.

Keywords: lubricating material, simplex-lattice design, multicriteria optimization, friction coefficient, consumption, intensity, wear.

При эксплуатации железнодорожного транспорта важное значение имеют технологии применения смазочных материалов и их эксплуатационные показатели. В ОАО "Российские железные дороги" используют свыше ста наименований смазочных материалов с годовым объемом потребления около 140 тыс. т, для приобретения которого требуется ≈ 34 000 тыс. руб. [1]. Поэтому разработки экологически безопасных и эффективных смазочных материалов с заданными свойствами остаются весьма актуальными.

Выбор компонентов смазочного материала зависит от ряда факторов, определяющих их эффективность при конкретных условиях эксплуатации. С учетом трибологических требований, экономических и экологических аспектов были отобраны наиболее перспективные компоненты. В состав смазочного материала вошли: битум — в качестве связующего и основы, стеариновая кислота — антифрикционный компонент, пеностекло — противоизносная присадка [2].

При разработке многокомпонентных компаундированных смазочных материалов с заданным составом и регулируемыми свойствами применяют симплекс-решетчатые экспериментальные планы состав-свойство. Устанавливается оптимальный состав смазочного материала по результатам многокритериальной оптимизации, т. е. при одновременном учете нескольких параметров выхода, находящихся в зоне, близкой к оптимальной [3, 4]. Параметры выхода экспериментального плана: коэффициент трения / (лабораторные исследования); расход q смазочного материала, г/10^3 км; интенсивность h изнашивания гребней колес, мм/10^4 км (натурные испытания).

На первом этапе исследований реализуется симплекс-решетчатый план третьего порядка. В данном случае геометрическое место точек, удовлетворяющее условию нормированности суммы (100 %) переменных факторов, является треугольником. На рис. 1 представлен симплекс-решетчатый план 3.3 с дополнительными контрольными точками 11 и 12, направления симплексных координат X_i показаны стрелками.

При выборе диапазонов варьирования факторов (компонент смазочного материала) (табл. 1) исходили из возможности получения однородной массы при их смешивании.

Определив диапазоны варьирования процентных содержаний C компонентов смазочного материала, составили матрицу плана, в которой компоненты системы представлены независимыми кодовыми переменными X_1, X_2, X_3.

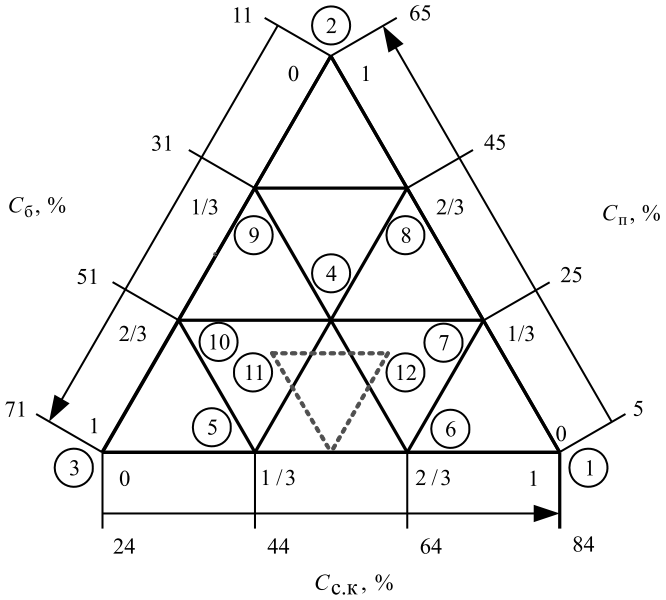


Рис. 1. Симплекс-решетчатый план по процентному содержанию битума, пеностекла, стеариновой кислоты ($C_б$, $C_п$, $C_{с.к}$) в смазочном материале

Варьирование входных параметров позволило получить одновременно результаты по трем параметрам выхода и сформировать три модели. По полученным на основании моделей изолиниям для всех выходов определили частные оптимумы состава по установленным критериям. Координаты центра треугольника с вершинами частных оптимумов в факторном пространстве дают общий оптимум.

Первый критерий эффективности смазочного материала — коэффициент трения исследовали в лабораторных условиях на машине трения СМТ-1 при температуре 50 °С в модельном трибоконтакте ролик-ролик. Состав смазочного материала соответствует матрице плана (табл. 2). Для дополнительного контроля точности полученных моделей в план эксперимента добавили две дополнительные контрольные точки 11 и 12 (по матрице Y_{1233} и Y_{1123}) (см. рис. 1). Результаты экспериментальных исследований приведены в табл. 3. Номера результатов соответствуют точкам на симплексе.

Анализ результатов исследований позволил установить следующее:

коэффициент трения изменяется в диапазоне 0,11÷0,22;

трибологические сопряжения работают в условиях граничного трения;

наименьшие коэффициенты трения соответствуют точкам, расположенным вблизи ребра симплекса.

Исследования по влиянию состава смазочного материала на его расход и интенсивность изнашивания гребней колес осуществляли в натурных условиях. В качестве натурного объекта выбран электровоз, оснащенный бесприводными гребнерельсосмазывателями. Состав смазочного материала строго соответствовал матрице симплексного плана. Результаты исследований — расход смазочного материала на 1000 км пути и интенсивность изнашивания на 10 000 км пути приведены в табл. 4 и 5.

Анализ результатов показал, что пеностекло существенно снижает расход смазочного материала (см. табл. 4). Минимальный расход соответствует нижней части симплекса (точки 4, 11) у ребра симплекса для пеностекла (см. рис. 1). Рассматриваются только трехкомпонентные системы. Параллельно с расходом фиксировали интенсивность изнашивания гребней колес (см. табл. 5).

Минимальная интенсивность изнашивания гребней колес соответствует зоне симплекса, прилегающей к нижней его части (точки 6, 10, 11), т. е. коррелирует с коэффициентом трения (см. рис. 1).

Получив экспериментальные данные в точках симплекса, соответствующих выбранному порядку модели, перейдем к ее формированию. Для изучаемой трехкомпонентной системы используем модель третьего порядка.

Таблица 1

Границы диапазонов варьирования факторов (компонентов смазочного материала)

Компонент	Натуральные переменные		Кодовые переменные	
	min	max	min	max
Стеариновая кислота	24	84	0	1
Пеностекло	5	65	0	1
Битум	11	71	0	1

Таблица 2

Матрица симплекс-решетчатого плана третьего порядка

Номер варианта	Кодовые переменные			Процентное содержание *C* (натуральные переменные), % (г)			Выход
	X_1	X_2	X_3	Стеариновая кислота	Пеностекло	Битум	
1	1	0	0	84 (84)	5 (5)	11 (11)	Y_1
2	0	1	0	24 (24)	65 (65)	11 (11)	Y_2
3	0	0	1	24 (24)	5 (5)	71 (71)	Y_3
4	1/3	1/3	1/3	44 (44)	25 (25)	31 (31)	Y_{123}
5	1/3	0	2/3	44 (44)	5 (5)	51 (51)	Y_{133}
6	2/3	0	1/3	64 (64)	5 (5)	31 (31)	Y_{113}
7	2/3	1/3	0	64 (64)	25 (25)	11 (11)	Y_{112}
8	1/3	2/3	0	44 (44)	45 (45)	11 (11)	Y_{122}
9	0	2/3	1/3	24 (24)	45 (45)	31 (31)	Y_{223}
10	0	1/3	2/3	24 (24)	25 (25)	51 (51)	Y_{233}
11	1/4	1/4	2/4	39 (39)	20 (20)	41 (41)	Y_{1233}
12	2/4	1/4	1/4	54 (54)	20 (20)	26 (26)	Y_{1123}

Таблица 3

Коэффициенты трения в трибосопряжении при разных составах смазочного материала

Номер варианта	Обозначение	Коэффициенты трения по трем испытаниям *f*			Средний выход
1	Y_1	0,140	0,120	0,120	0,126
2	Y_2	0,220	0,240	0,210	0,220
3	Y_3	0,110	0,130	0,080	0,110
4	Y_{123}	0,150	0,170	0,150	0,150
5	Y_{133}	0,130	0,120	0,100	0,110
6	Y_{113}	0,135	0,137	0,142	0,138
7	Y_{112}	0,190	0,210	0,210	0,200
8	Y_{122}	0,200	0,210	0,210	0,200
9	Y_{223}	0,170	0,190	0,170	0,170
10	Y_{233}	0,150	0,160	0,140	0,150
11	Y_{1233}	0,140	0,130	0,120	0,130
12	Y_{1123}	0,150	0,130	0,150	0,140

Таблица 4

Расходы смазочного материала при разных составах

Номер варианта	Обозначение	Расход смазочного материала по трем испытаниям q			Средний выход
1	Y_1	355	360	358	357
2	Y_2	217	209	207	211
3	Y_3	300	290	286	292
4	Y_{123}	293	296	297	295
5	Y_{133}	255	252	269	259
6	Y_{113}	293	277	279	283
7	Y_{112}	206	207	188	200
8	Y_{122}	179	204	195	193
9	Y_{223}	240	236	239	238
10	Y_{233}	291	286	287	288
11	Y_{1233}	326	320	319	321
12	Y_{1123}	345	341	338	341

Таблица 5

Интенсивность изнашивания гребней колес при разных составах смазочного материала

Номер варианта	Обозначение	Интенсивность изнашивания по трем испытаниям h			Средний выход
1	Y_1	0,980	0,920	0,960	0,950
2	Y_2	0,760	0,770	0,770	0,770
3	Y_3	0,490	0,500	0,480	0,490
4	Y_{123}	0,580	0,570	0,580	0,580
5	Y_{133}	0,420	0,430	0,430	0,430
6	Y_{113}	0,390	0,400	0,340	0,380
7	Y_{112}	0,580	0,590	0,660	0,610
8	Y_{122}	0,690	0,690	0,680	0,690
9	Y_{223}	0,680	0,640	0,650	0,650
10	Y_{233}	0,370	0,380	0,380	0,380
11	Y_{1233}	0,380	0,390	0,390	0,390
12	Y_{1123}	0,597	0,591	0,588	0,592

Таблица 6

Расчетные коэффициенты трения в трибосопряжении при разных составах смазочного материала

Уровни		Коэффициенты	
Номер	Значение	Обозначение	Значение
1	0,1100	b1	0,12670
2	0,1225	b2	0,22300
3	0,1351	b3	0,11000
4	0,1476	b12	0,13635
5	0,1602	b13	0,04050
6	0,1727	b23	−0,01418
7	0,1853	g12	0,19170
8	0,1978	g13	0,10620
9	0,2104	g23	−0,07403
10	0,2229	b123	0,39713

Общая структура модели третьего порядка:

$$Y = \sum_{1 \le i \le q} \beta_i X_i + \sum_{1 \le i < j \le q} \beta_{ij} X_i X_j + \\ + \sum_{1 \le i < j \le q} \gamma_{ij} X_i X_j (X_i - X_j) + \\ + \sum_{1 \le i < j < k \le q} \beta_{ijk} X_i X_j X_k, \qquad (1)$$

где β_{ij}, γ_{ij}, β_{ijk} — коэффициенты.

Рассчитав коэффициенты, запишем уравнение модели для каждого выхода, где f, q, h — выходы модели, т. е. соответственно коэффициент трения, расход смазочного материала и интенсивность изнашивания гребней колес подвижного состава. Переменные факторы X_1, X_2, X_3 моделей представляют собой процентное содержание компонентов смазочного материала, соответствующие точкам симплекса, в которых выполняется эксперимент.

Модель коэффициента трения трибопары ролик-ролик при нанесении на контактные поверхности смазочный материал с разным сочетанием компонентов имеет вид:

$$f = 0{,}1267X_1 + 0{,}223X_2 + 0{,}11X_3 + \\ + 0{,}13635X_1X_2 + 0{,}0405X_1X_3 - 0{,}01418X_2X_3 + \\ + 0{,}1917X_1X_2(X_1 - X_2) + 0{,}1062X_1X_3(X_1 - X_3) - \\ - 0{,}07403X_2X_3(X_2 - X_3) - 0{,}39713X_1X_2X_3. \qquad (2)$$

Используя выражение (2) и данные о процентном содержании компонентов смазочного материала в точках симплекса, входящих в рассчитываемый уровень (см. табл. 4), строим на симплексе систему изолиний. Для построения схемы изолиний для каждого выхода при разном сочетании компонентов смазочного материала использовали автоматизированную систему управления технологическими процессами (АСУТП) [5]. Расчеты выполнены программой, включают 10 уровней изолиний, для которых было рассчитано 19 293 точки. Изолинии коэффициента трения на трехкомпонентной симплексной диаграмме состава смазочного материала представлены на рис. 2 и в табл. 6.

Модель расхода при разном сочетании компонентов смазочного материала при тех же переменных факторах (модель 3) имеет вид:

$$q = 357{,}67X_1 + 211X_2 + 292X_3 - \\ - 395{,}25X_1X_2 - 242{,}25X_1X_3 + 51{,}75X_2X_3 - \\ - 282{,}75X_1X_2(X_1 - X_2) + 14{,}2425X_1X_3(X_1 - X_3) - \\ - 155{,}25X_2X_3(X_2 - X_3) + 1984{,}3647X_1X_2X_3. \qquad (3)$$

Изолинии на симплексе представлены на рис. 3 и в табл. 7.

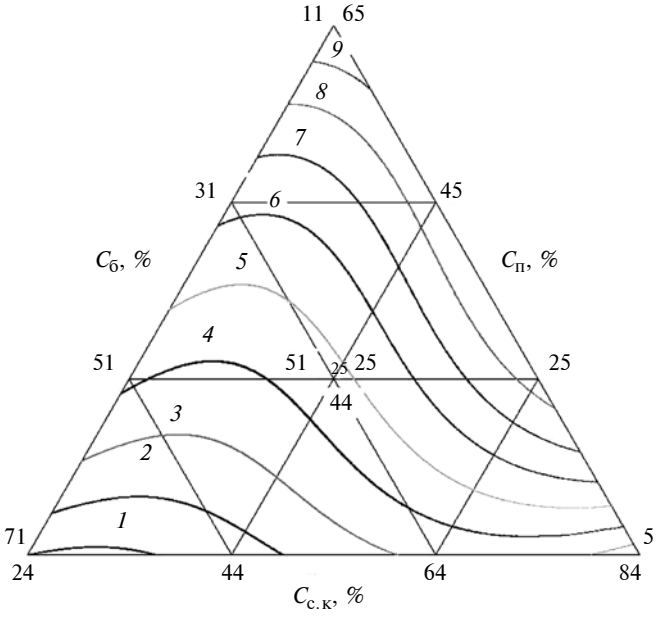


Рис. 2. Изолинии для коэффициента трения трибосопряжения "ролик — смазочный материал — ролик" при нанесении на поверхности смазочные материалы с разными процентными содержаниями компонентов

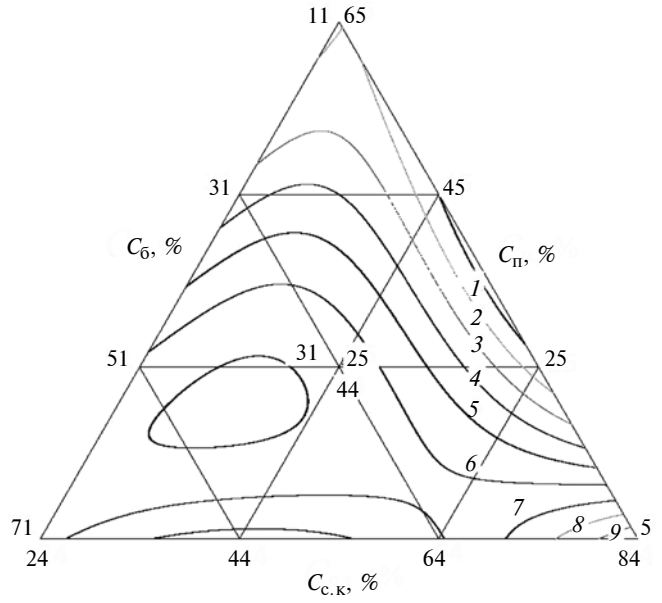


Рис. 3. Изолинии для расхода смазочного материала на 1000 км при разном сочетании компонентов

Модель интенсивности изнашивания гребней колес подвижного состава при нанесении на их поверхность смазочных материалов с разным сочетанием компонентов имеет вид:

$$h = 0{,}95X_1 + 0{,}771X_2 + 0{,}4933X_3 - 0{,}942X_1X_2 - 1{,}424X_1X_3 - 0{,}509X_2X_3 - 0{,}956X_1X_2(X_1 - X_2) - 1{,}365X_1X_3(X_1 - X_3) + 1{,}238X_2X_3(X_2 - X_3) + 4{,}415X_1X_2X_3. \quad (4)$$

Изолинии интенсивности изнашивания гребней колес на симплексе представлены на рис. 4 и в табл. 8.

Анализ полученных моделей с выходами по коэффициенту трения, интенсивности изнашивания гребней колес и расходу смазочного материала показал, что рациональные результаты сосредоточены примерно в одних и тех же зонах симплекса, т. е. при близких входных параметрах (симплексных координатах). Это позволяет выполнить наложение изолиний каждого выхода на один симплекс (рис. 5, табл. 9). Таким образом, получена зона симплекса, характеризующая оптимальный состав смазочного материала, реализующее многокритериальную оптимизацию состава по коэффициенту трения, износостойкости гребней колес и расходу смазочного материала.

Экспериментальные исследования, реализованные в соответствии с симплекс-решетчатым планом состав-свойство, позволили осуществить мно-

Таблица 7

Расчетные расходы смазочного материала при разных составах

Уровни		Коэффициенты	
Номер	Значение	Обозначение	Значение
1	193,0	b1	357,67
2	211,2	b2	211,00
3	229,5	b3	292,00
4	247,8	b12	−395,25
5	266,1	b13	−242,25
6	284,4	b23	51,75
7	302,7	g12	−285,75
8	321,0	g13	14,242
9	339,3	g23	−155,25
10	357,6	b123	1984,3647

Таблица 8

Расчетная интенсивность изнашивания колес подвижного состава при разном составе смазочного материала

Уровни		Коэффициенты	
Номер	Значение	Обозначение	Значение
1	0,38	b1	0,950
2	0,44	b2	0,771
3	0,50	b3	0,4933
4	0,57	b12	−0,942
5	0,63	b13	−1,424
6	0,69	b23	−0,509
7	0,76	g12	−0,956
8	0,82	g13	−1,365
9	0,88	g23	1,23817
10	0,95	b123	1,44506

гофункциональную оптимизацию состава смазочного материала (битума, стеариновой кислоты и пеностекла) по коэффициенту трения, интенсивности изнашивания колес и расходу смазочного материала.

Анализом регрессионных моделей третьего порядка программой АСУТП определены рациональные диапазоны варьирования процентного содержания компонентов в смазочном материале, обеспечивающие минимальную интенсивность изнашивания трибосопряжения "гребень колеса — рельс" при следующем соотношении компонентов: битума от 51 до 71 %; пластичной смазки от 24 до 44 %, пеностекла от 5 до 25 % в смазочном компаунде.

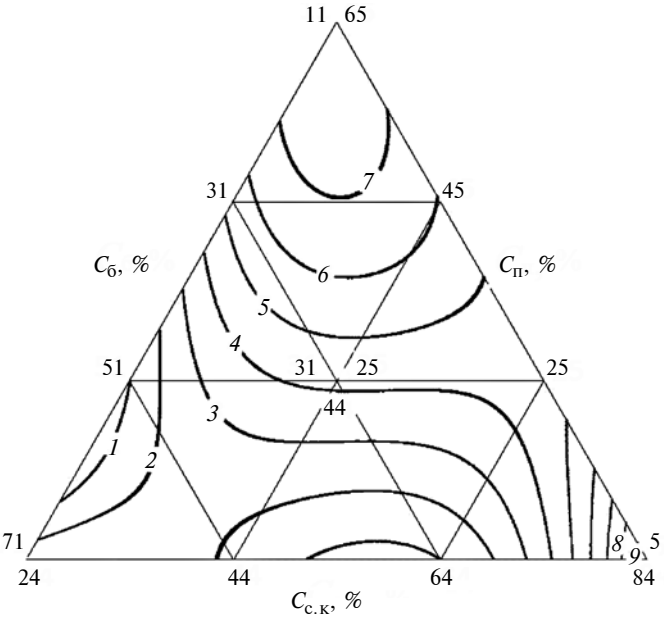


Рис. 4. Изолинии для интенсивности изнашивания гребней колес подвижного состава на 10 000 км пробега при нанесении на поверхности смазочные материалы с разными сочетаниями компонентов

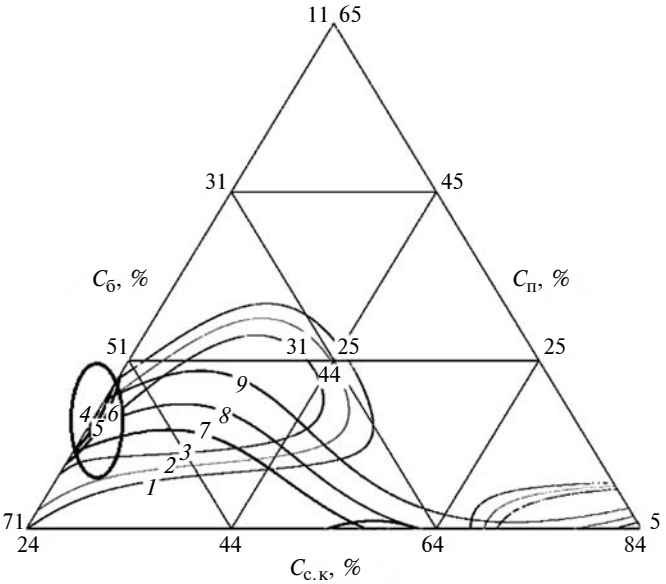


Рис. 5. Зоны пересечений изолиний для интенсивности изнашивания гребней колес, расхода смазочного материала и коэффициента трения трибосопряжения "гребень колеса — рельс" при разном сочетании компонентов смазочного материала

Таблица 9

Расчетные интенсивности изнашивания гребней колес, расходы смазочного материала и коэффициенты трения трибосопряжения "гребень колеса — рельса" при разном составе смазочного материала

Уровни			Коэффициенты			
Номер	Отклик	Значение	Обозначение	Y_1	Y_2	Y_3
1	Y_1	292	b1	357,67	0,95	0,12667
2	Y_1	296	b2	211	0,7713	0,223
3	Y_1	300	b3	292	0,49333	0,11
4	Y_2	0,348	b12	−395,2	−0,9441	0,13642
5	Y_2	0,358	b13	−242,2	−1,42499	0,04057
6	Y_2	0,368	b23	51,75	−0,50992	−0,01418
7	Y_3	0,132	g12	−282,7	−0,95355	0,19177
8	Y_3	0,137	g13	14,24247	−1,36501	0,10627
9	Y_3	0,143	g23	−155,25	1,23757	−0,07403
10	—	—	b123	1984,3	4,41936	−0,39518

Изменение состава смазочного материала для моделирования его свойств позволяет управлять его функциональными характеристиками, сдвигая один из частных критериев оптимальности в сторону увеличения.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Утина А. В., Кремнев К. С.** Методика оптимизации расхода смазочных материалов на железнодорожном транспорте // Молодой ученый. 2012. № 2. С. 145—148.

2. **Глазунов Д. В.** Повышение эффективности смазывания гребней колес тягового подвижного состава и рельсов // Автореф. дис. ... канд. техн. наук. Ростовский ГУ путей сообщения. Ростов-н/Д, 2014. 20 с.

3. **Кохановский В. А.** Системная трибоника (Методология). Ростов-н/Д: Федеральное агентство по образованию, Донской гос. техн. ун-т, 2009. 225 с.

4. **Кохановский В. А., Сергеева М. Х.** Планирование экспериментальных исследований. Ростов н/Д: Рос. Федерации, Донской ГТУ, 2014. 256 с.

5. **Жмайлов Б. Б.** Автоматизация и управление процессами технологической подготовки производства композиционных материалов. Автореф. дис. ... д-ра техн. наук. Ростов-н/Д: Донской ГТУ. 2012. 43 с.

УДК 620.17

Ю. Г. КАБАЛДИН, д-р техн. наук, Д. А. ШАТАГИН, Д. А. СИДОРЕНКОВ, А. А. ГОЛОВИН, М. С. АНОСОВ (Нижегородский ГТУ им. Р. Е. Алексеева), e-mail: uru.40@mail.ru

Оценка и диагностика структурной устойчивости материалов при низких температурах с использованием подходов нелинейной динамики и искусственного интеллекта[1]

Исследованы процесс разрушения материалов в условиях низких температур. Проанализированы сигналы акустической эмиссии при растяжении стали 45 в условиях низких температур. Установлено, что в данных условиях пределы текучести и прочности возрастают, а относительное удлинение снижается.

Ключевые слова: акустическая эмиссия, низкие температуры, вейвлет анализ, фрактальная размерность, информационная энтропия.

The materials failure process in conditions of low temperatures is studied. The signals of acoustic emission at tension of 45 Steel in conditions of low temperatures are analyzed. It is determined, that in subject conditions the yield and ultimate stresses increases, but percent elongation decreases.

Keywords: acoustic emission, low temperatures, wavelet analysis, fractal dimension, informational entropy.

Для повышения экономического потенциала России целесообразно ускоренное освоение Крайнего Севера и Арктики, включая побережье и шельф арктических морей [1—4], что обусловливает создание соответствующей инфраструктуры, транспорта, систем связи, а следовательно, решение задач по обеспечению безопасности технических объектов в регионах с холодным климатом. При этом функционирование технических объектов в северных регионах без сбоев во многом зависит от применяемых материалов. Поэтому изучение хладноломкости материалов, используемых для изготовления детали ответственных узлов транспортных средств, эксплуатируемых в условиях низких температур, весьма актуально.

Цели исследований процессов разрушения материалов при низких температурах: разработка методов оценки разрушения металлических материалов и устойчивости их структуры; установление механизмов потерь структурной устойчивости материалов при разных внешних нагружениях.

При выполнении данных исследований решаются следующие задачи:

разработка аппаратного обеспечения и программного обеспечения (ПО) исследовательских процедур по изучению структурных изменений в материалах при деформации в условиях низких температур;

исследование возможностей использования фрактальных и информационных характеристик сигналов акустической эмиссии (САЭ) при оценке разрушения материалов и их структурной устойчивости;

исследование механизмов структурных изменений в материалах при растяжении;

выбор критериев оценки структурной устойчивости на разных уровнях.

При нагружении технического объекта происходят локальные структурные изменения в материале, создающие акустические упругие волны [5], т. е. САЭ, представляющие собой последовательность разных импульсов, которые отличаются энергией, длиной, амплитудой и частотой.

Пример САЭ при растяжении образца из стали 45 показан на рис. 1. По параметрам импульсов, их числу, форме и частоте можно судить о состоянии мате-

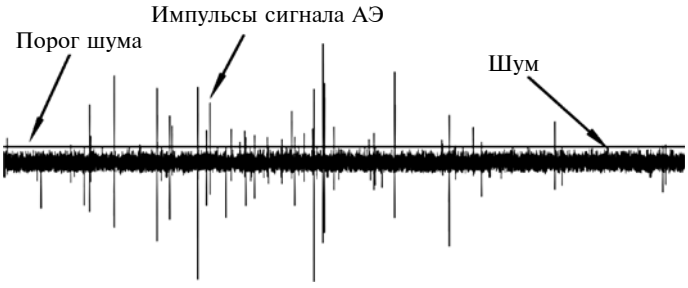


Рис. 1. САЭ при растяжении образца из стали 45

[1] Работа выполнена в рамках гранта РНФ "Разработка программного и аппаратного обеспечения для системы интеллектуальной диагностики состояния транспортных средств и конструкций в условиях Арктики при удаленном доступе".

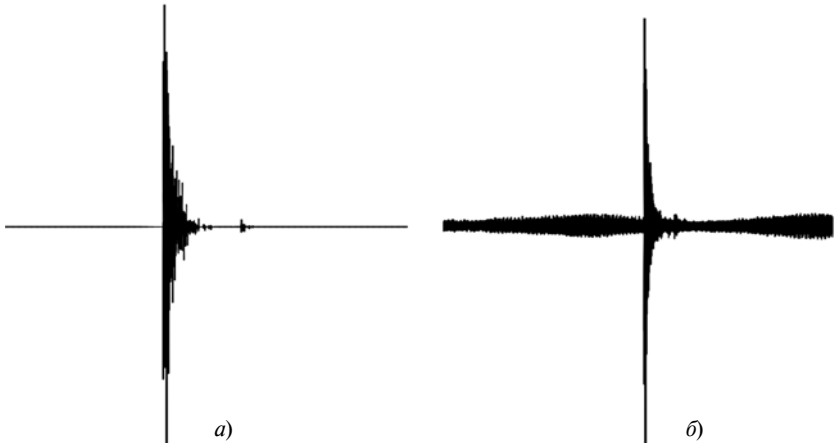


Рис. 2. Импульсы САЭ, полученные с применением wavelet-фильтра (*а*) и без него (*б*)

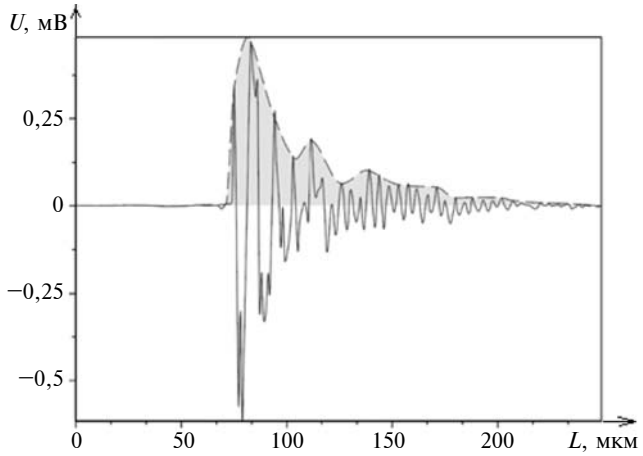


Рис. 3. Импульс САЭ с огибающей

риала. Для обработки САЭ разработано ПО, позволяющее выявлять и классифицировать импульсы в САЭ, с использованием подходов нелинейной динамики и искусственного интеллекта, на основании которых можно прогнозировать структурную устойчивость материалов.

Структура ПО (последовательность модулей):

частотный фильтр;

wavelet-фильтр;

модуль получения огибающей импульса;

модуль детектирования импульса;

модуль определения параметров САЭ;

модуль формирования базу данных (БЗ);

модуль обучения нейронной сети;

модуль классификации импульсов;

модуль прогнозирования структурной устойчивости.

При регистрации САЭ применяли датчики акустической эмиссии (АЭ): резонансные, низкочастотные, широкополосные. При использовании широкополосных датчиков необходимо убирать низкочастотные и высокочастотные полосы. Полоса пропускания широкополосных датчиков АЭ охватывает диапазон 100÷800 кГц. Низкочастотные полосы обусловлены работой механизмов, высокочастотные — работой регистрирующих приборов. В разработанном ПО частотный фильтр представляет собой цифровой фильтр, ограничивающий полосу пропускания 100÷800 кГц.

В САЭ всегда присутствует шум во всем диапазоне измерений, который затрудняет определение характеристик импульсов. Для устранения шума используют порог ограничения. Так как уровни шумов примерно одинаковые, можно рассматривать сигнал и выше шумового порога, однако при таком подходе есть вероятность потери полезной составляющей сигнала. Кроме того, некоторые импульсы могут находиться ниже шумового порога. Для подавления шума используют wavelet-фильтр.

На рис. 2 показаны примеры импульсов САЭ, полученные с применением wavelet-фильтра и без него.

Wavelet-фильтр раскладывает сигнал на полезную и шумовую составляющие. Число уровней декомпозиции выбирается в зависимости от степени зашумленности сигнала. При слишком большом числе уровней можно потерять полезную составляющую сигнала. Число уровней определяется экспериментально. Шумовую и полезную составляющие сигнала определяют по уровню энтропии полученных функций; декомпозиция продолжается до удовлетворительного значения.

Для определения границ и формы импульсов используют огибающую сигнала, которую строят на основании преобразования Гильберта с последующим сглаживанием с помощью средней скользящей функции. Это позволяет получить более четкие границы и форму импульса. Пример импульса с огибающей представлен на рис. 3.

После выделения всех импульсов САЭ в модуле "Определение параметров" устанавливают: время T зарождения импульса, максимальную амплитуду A, их продолжительность τ, энергию P, энтропию E и фрактальную размерность D. Для детального анализа дополнительно для каждого импульса строят аттрактор и wavelet-скалограмму. Импульсы и их характеристики записывают в БД структурной устойчивости материалов в табличном формате.

Полученную БД используют для обучения нейронной сети для решения задач по кластеризации. Обучение происходит с применением самоорганизующихся карт Кохонена. Число классов импульсов можно варьировать, минимальное число классов — 2. На вход нейронной сети подается массив импульсов в виде набора временны́х рядов. В процессе обучения нейронная сеть функционирует так, чтобы схожие импульсы имели близкие коэффициенты значимости. Так формируется карта признаков. Импульсы с близкими признаками формируют классы, которые выдает на выходе нейронная сеть, распознающая импульсы, возникающие в результате микропластической деформации материала при страгивании и развитии трещин.

Полученные классы импульсов характеризуют физико-механические процессы, протекающие при разрушении материала. Об их интенсивности можно судить по параметрам импульсов. При разных нагружениях перед разрушением доминируют определенные импульсы. Это можно использовать в диагностике. При диагностике образцов на растяжение в качестве диагностирующего параметра целесообразно использовать накопленную энтропию или суммарную энергию всех импульсов. В режиме реального времени выделяют импульсы из САЭ (рис. 4, *а*) и рассчитывают их энергию (рис. 4, *б*), информационную энтропию (рис. 4, *в*) и суммарную энергию, а также энтропию для выявления предельного порога, после которого следует разрушение. На рис. 4, *г* приведена диаграмма растяжения.

При изучении классов импульсов особый интерес представляет оценка фрактальной размерности аттракторов для определения динамики степеней свободы динамической системе, что позволяет оценить динамику на разных уровнях.

Анализ зависимости фрактальной размерности огибающей

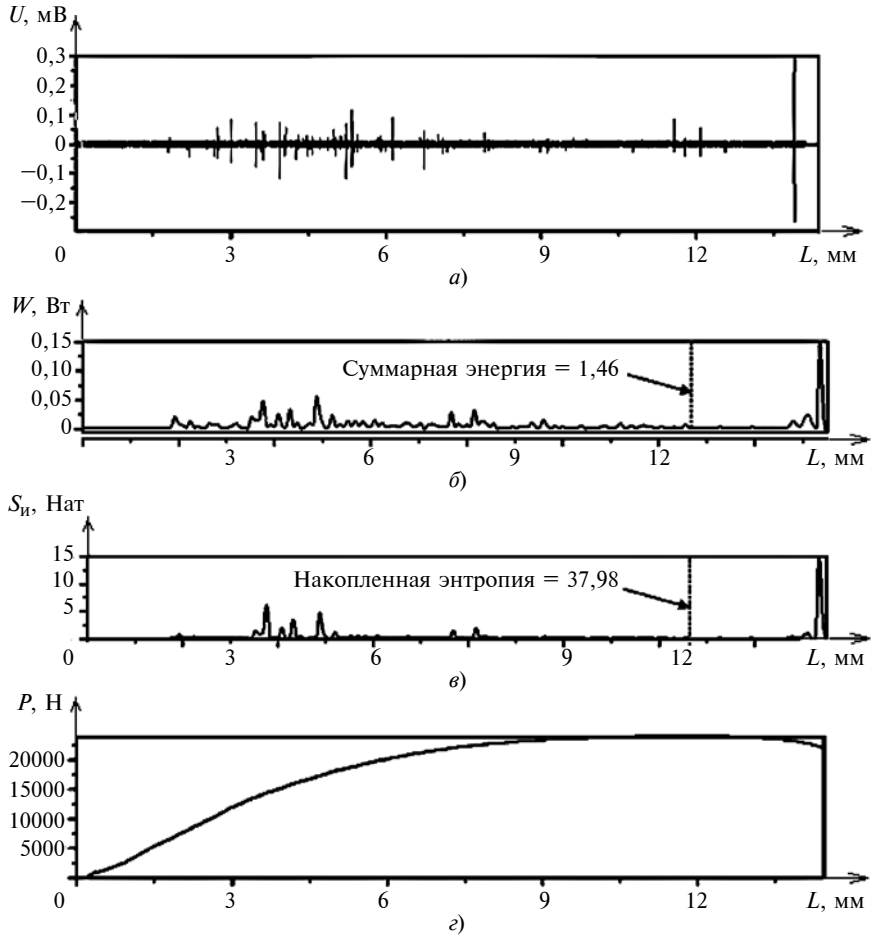


Рис. 4. САЭ (*а*), осциллограммы энергий импульсов (*б*) и информационной энтропии (*в*), диаграмма нагружения (*г*) стали 45 при температуре +20 °С

импульсов от последовательности импульсов показал, что динамика АЭ не постоянная, и при разрушении материала наблюдаются сигналы разной степени хаотичности.

На рис. 5, *а—г* представлены результаты анализа АЭ, полученные при температуре $T = -30$ °С. Показано изменение и информационной энтропии, и суммарной энергии САЭ. Суммарная энергия импульсов при температуре −30 °С составляет 0,435, что меньше, чем при температуре +20 °С. При этой же температуре энтропия импульсов составляет 17,419, что также значительно меньше, чем при температуре +20 °С. Меньше и число импульсов во всем сигнале (40 против 120). Кроме того, образец растянулся на 10 мм, а при температуре +20 °С — на 15 мм. Предел текучести материала при температуре −30 °С наступает раньше (при $L = 1$ мм), чем при температуре +20 °С (при $L = 3$ мм).

Установлено, что предел прочности и предел текучести при снижении температуры повышаются, а относительное удлинение уменьшается, что согласуется с результатами работы [4].

Анализ осциллограмм АЭ показал, что образование первичных трещин при деформации образцов из стали 45 происходит через 20 с, а разрушение заканчивается через 90 с. При температуре −30 °С образование первичных трещин при деформации образцов наблюдается через 6 с, а разрушение заканчивается через 60 с.

Фрактографические исследования изломов образцов из стали 45 (рис. 6) выявили преимущественно вязкий механизм разрушения, т. е. имеют место характерные ямки и фасетки скола

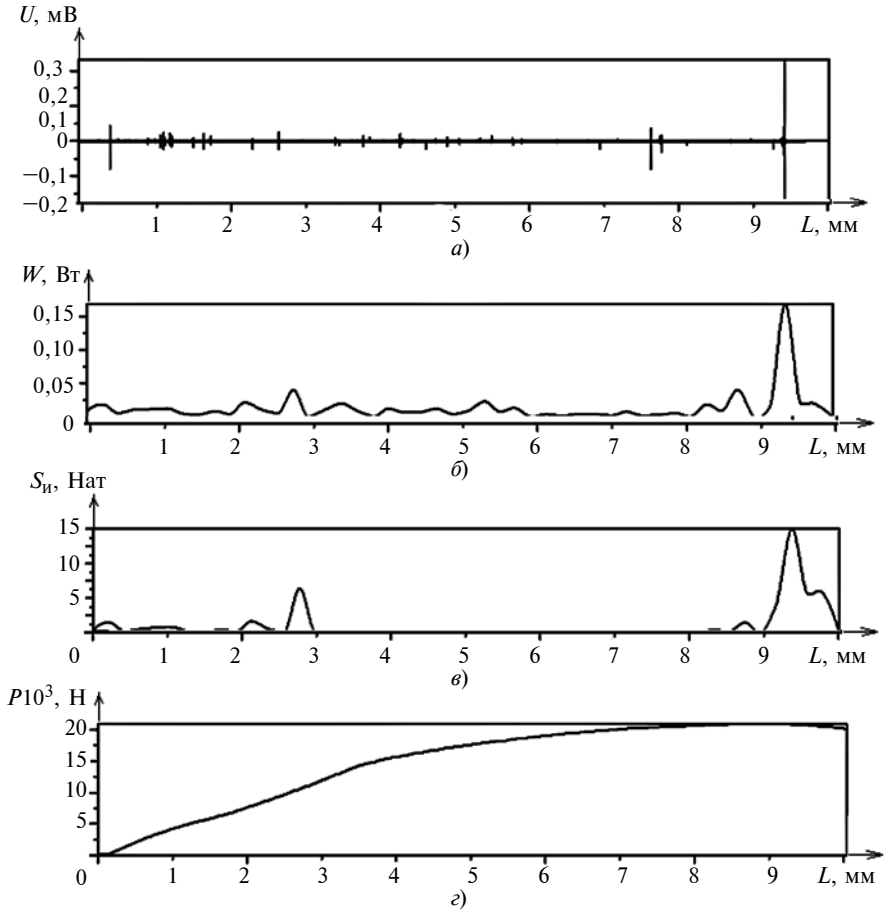


Рис. 5. САЭ (*а*), осциллограммы энергий импульсов (*б*) и информационной энтропии (*в*), диаграмма нагружения (*г*) стали 45 при температуре −30 °С

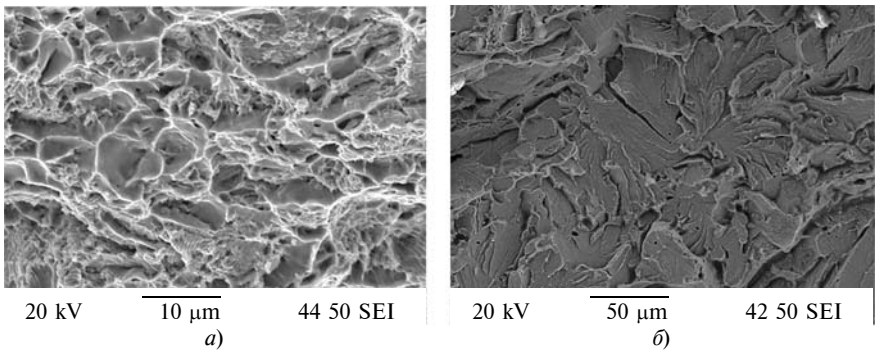


Рис. 6. Фрактограммы поверхностей разрушения стали 45 при температурах +20 (×2500) (*а*) и −30 °С (×500) (*б*)

зерен карбидов железа. Особенность разрушения стали 45 при температуре −30 °С заключается в отсутствии вязкого разрушения и возникновение в объеме в основном хрупкого разрушения, т. е. кристаллитного и межзеренного. При растяжении коррозионностойкой стали интенсивность САЭ ниже по сравнению со сталью 45. Ямки вязкого разрушения меньше, чем на изломах стали 45. При низких температурах на поверхностях разрушения также обнаружены фасетки скола карбидной фазы. Результаты фрактографических исследований интенсивности САЭ при растяжении образцов коррелируют с накопленной энергией и информационной энтропией.

Структурообразование — сверхкритическое явление [6]. Поэтому, чтобы в системе началось формирование новой структуры, отдача энтропии должна превысить некоторое критическое значение. Из рис. 4 и 5 следует, что на площадке текучести формируется новое структурное состояние. Затем при дальнейшем нагружения наблюдаются колебательные изменения структуры. Перед разрушением образца вновь происходит резкий скачок $S_и$, что обусловлено образованием критических структур и сменой механизма (масштаба) деформации, вызывающей разрушение.

Анализ зависимостей фрактальной размерности, истинной деформации и истинного напряжения показал, что началу каждого этапа повышения фрактальной размерности соответствует удвоение подведенной к образцу при деформации удельной энергии.

Анализ изменений информационной энтропии $S_и$ (см. рис. 4, 5) показал, что разрушение образца представляет собой последовательные акты самоорганизации при $dS \to \max$, которые в зависимости от изменения усилия P в текущем времени представляют собой плато, затем следует саморазрушение дефектных структур. Небольшая потеря устойчивости структурного состояния на стадии текучести — результат снижения локальной сдвиговой устойчивости кристалла, а образование шейки перед разрушением — потеря глобальной сдвиговой устойчивости, при которой формирование хаотической (вихревой) структуры происходит на всей площади образца. Последнее согласуется с результатами регистрации информационной энтропии $S_и$, которая достигает минимума при разрушении образца. Поэтому последний этап разрушения следует классифицировать как катастрофу [7].

Описанный выше сценарий потери устойчивости структурного состояния и разрушения образцов, по-видимому, имеет определенную закономерность. Развитие живого организма пред-

ставляет собой последовательность стадий автономных актов самоорганизации и бифуркации. Поэтому развивающаяся структура характеризуется возможностью перехода из большого числа допустимых равноправных состояний в одно состояние. Следовательно, эволюционизирующая система всегда проявляет только определенную динамику. Однако для сохранения самоорганизованной структуры система должна иметь возможность информационного развития, т. е. совершенствовать свою структуру. Феноменологически данный процесс можно охарактеризовать как получение дополнительной информации из внешней среды.

Анализ рис. 4 и 5 показал, что при растяжении образца стадия деформационного упрочнения сопровождается периодическим изменением информационной энтропии САЭ. Разрушение образца происходило при резком росте энтропии, что указывает на периодичность изменения структурного состояния материала при деформации. Поэтому $S_и$ следует использовать и при оценке механизма потери структурной устойчивости твердых тел при деформации, и при прогнозировании остаточного ресурса материала.

Существует ряд сценариев развития динамического хаоса в системах, приводящих к ее разрушению. Согласно Фейгенбауму [8] универсальным сценарием развития хаоса в динамических системах является удвоение периода циклов. В работе [9] экспериментально установлено, что при растяжении образца на стадии предразрушения изменение САЭ происходит по удвоенному периоду циклов. В результате движение структурных элементов (блоков, зерен) будет хаотическим, а именно вихревым. Следовательно, в процессе растяжения металла изменяются и механизм деформации, и ее масштаб.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Ларионов В. П., Ковальчук В. А.** Хладостойкость и износ деталей машин и сварных соединений. Новосибирск: Наука, Сибирское отделение, 1976. 205 с.

2. **Левин А. И., Большаков А. М., Прохоров В. А.** Риск анализ эксплуатации газопроводов в условиях низких температур // Сб. тр. конф. "Прочность материалов и конструкций при низких температурах". СПб.: НиПТ, 2000. 14—16 с.

3. **Материаловедение** / Б. Н. Арзамасов, В. И. Макаров, Г. Г. Мухин и др.; под общ ред. Б. Н. Арзамасова, Г. Г. Мухина. М.: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2003. 648 с.

4. **Ю. П. Солнцев, Б. С. Ермаков, О. И. Слепцов.** Материалы для низких и криогенных температур: Энциклопедический справочник. СПб.: ХИМИЗДАТ, 2008. 768 с.

5. **Акустическая** эмиссия в экспериментальном материаловедении / Н. А. Семашко, В. И. Шпорт, Б. Н. Марьин и др. М.: Машиностроение, 2002. 240 с.

6. **Николис Г., Пригожин И.** Структурообразование в неравновесных системах. М.: Мир, 1979. 512 с.

7. **Арнольд А. В.** Теория катастроф, теория хаоса и их приложения: Сб. Синергетика и психология. Тексты. М.: Москва, 1987. С. 230—251.

8. **Фейгенбаум М.** Универсальность в поведении нелинейных систем / Успехи физ. наук. Т. 141. 1983. № 2. С. 343.

9. **Трефилов В. И., Картузов В. В., Минаков Н. В.** Связь фрактальной размерности поверхности разрушения с механическими свойствами: Сб. ФИПС-99. Фракталы и прикладная синергетика. 1999. С. 10—11.

УДК 629.423:621.891+06

Д. В. ГЛАЗУНОВ, канд. техн. наук (Ростовский государственный университет путей сообщения), e-mail: glazunovdm@yandex.ru

Исследование значимости факторов, влияющих на ресурс смазочного материала в паре трения "колесо — рельс"

На основании анализа публикаций определены 15 факторов, оказывающих наибольшее влияние на ресурс смазочного материала в паре "колесо — рельс". Методом экспертных оценок получена диаграмма ранжирования факторов по их влиянию на выходную характеристику. Из множества априорной информации статистически выделены три доминирующие группы факторов.

Ключевые слова: смазочный материал, ресурс, пара "колесо — рельс", метод экспертных оценок, факторы.

Basing on the analysis of publications, the 15 factors, the most influencing on resource of a lubricating material in a wheel-rail pair, are determined. By expert evaluation method the diagram of factors ranking on their influence on the output characteristics is obtained. From the variety of a priory information the three dominating factor groups are statistically extracted.

Keywords: lubricating material, resource, wheel-rail pair, expert evaluation method, factors.

Одна из основных проблем железнодорожного транспорта — обеспечение надежной работы всех элементов подвижного состава и пути. Наиболее нагруженным узлом трения является пара "колесо — рельс", в которой фрикционное взаимодействие осуществляется одновременно как по поверхности катания, так и между гребнем колеса и боковой поверхностью рельса. Основная причина обточки колесных пар — износ гребней колес. В течение года обтачивается до 1 млн колесных пар. В настоящее время для уменьшения изнашивания пары "гребень колеса — рельс" согласно техническим требованиям ОАО "РЖД" на грузовых электровозах широко

применяют лубрикаторы с жидкими смазочными материалами (ЖСМ).

Основной недостаток ЖСМ — возможное попадание на поверхность катания, что снижает коэффициент сцепления. Для устранения этого недостатка разработан пластичный смазочный материал (ПСМ) РАПС. Однако применение ПСМ ограничено температурами 7÷45 °С при требуемом диапазоне −45÷+50 °С, что приводит к повышенному износу деталей сопряжения. Учитывая, что стоимость обточки одной пары ≈ 8 тыс. руб., не считая затрат на преждевременный выход из строя подвижной единицы, актуальным является повышение долговечности колесной пары созданием ПСМ, эффективного в эксплуатационном температурном диапазоне [1]. Первостепенной задачей исследования стало повышение эффективности смазывания пары "колесо — рельс" путем определения значимости факторов, влияющих на ресурс смазочного блока.

Для решения данной задачи необходимо изучить особенности нанесения ПСМ на гребень колеса с последующим переносом его на рельс, а также определить факторы, влияющие на ресурс смазочного материала, и их значимость.

Анализируя поведение ПСМ в паре "колесо — рельс", отметим, что ПСМ в форме блока — это цилиндрический стержень, диаметр которого равен ширине гребня колеса. Схема смазывания с использованием смазочного блока приведена на рис. 1.

В состав ПСМ входят: смазочный материал, наполнитель для снижения его расхода и функциональная добавка для удержания ПСМ на смазываемой поверхности. Материалом заполняют полиэтиленовую трубку, которая формирует смазочный блок и изнашивается, обеспечивая требуемый расход смазочного материала при достаточном смазывании контактной зоны. Блок под собственным весом перемещается по направляющей, контактируя с гребнем колеса, и переносится по ротапринтному принципу контактных зон на боковую поверхность головки рельса. Это происходит в контакте гребня и рельса при криволинейном движении.

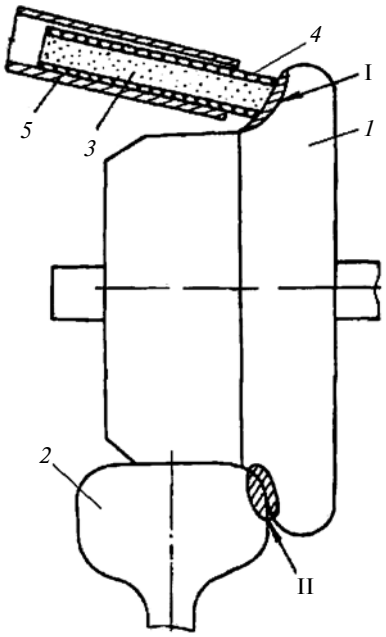


Рис. 1. Схема лубрикации гребня колеса с использованием смазочного блока:

1 — бандаж колеса; *2* — головка рельса; *3* — смазочный стержень; *4* — оболочка; *5* — направляющая; I — зона смазывания; II — зона переноса смазки

При наличии смазки на гребне колеса износ оболочки блока уменьшается. После контакта гребня колеса с боковой поверхностью головки рельса и переноса на нее смазки цикл износа блока повторяется. Кроме того, достаточное смазывание зоны контакта "гребень колеса — рельс" требует определенного расхода смазочного материала, что эквивалентно определенному износу блока [2].

Так как смазочный материал находится в полиэтиленовой трубке, то она должна изнашиваться в строгом соответствии с требуемым расходом материала. Факторы, оказывающие наибольшее влияние на ресурс смазочного материала в паре "колесо — рельс", установим с помощью метода экспертных оценок, который используют при невозможности получения достоверной априорной информации. При этом экспертная оценка является вероятностной, основанной на способности личности давать полезную информацию в условиях неопределенности. Неизвестная количественная характеристика исследуемого явления рассматривается как случайная величина, отражением точечной оценки которой является индивидуальное мнение специалиста о значимости того или иного события, процесса, параметра [3].

Анализ проводили по данным опроса двух групп экспертов: представителей отраслевой науки и специалистов железнодорожного транспорта. В первую группу вошли научные работники и преподаватели федеральных государственных бюджетных учреждений — Ростовского государственного университета путей сообщения и Донского государственного технического университета. Во вторую группу вошли сотрудники Ростовского-на-Дону электровозоремонтного завода — филиала ОАО "Желдорреммаш" и сотрудники Северо-Кавказской железной дороги — филиала ОАО "РЖД". Анализ проводили по результатам опроса 10 экспертов каждой группы. Чтобы исключить влияние авторитетных специалистов на коллективное мнение, обязательным условием экспертной оценки было то, что ее давал каждый специалист независимо от других.

Обобщив литературные данные методом ранговой корреляции (экспертных оценок), выделили следующие 15 основных факторов, влияющих на расход ПСМ:

1. Нагрузка N, Н. 2. Скорость качения, $v_{кач}$, м/с. 3. Толщина

$T_{об}$, м, оболочки устройства ПСМ. 4. Температура T, °С, окружающей среды. 5. Частота ω, Гц, колебаний активных микрообъемов поверхностей трения при введении в контакт смазочного материала. 6. Градиент температуры gradθ, °/м. 7. Контактное давление $p_к$, МПа. 8. Динамическая вязкость $\eta_{см}$, Па·с, смазочного материала. 9. Геометрические размеры (длина l, м, дорожки качения колеса). 10. Шероховатость Ra, м, поверхности гребня колеса. 11. Объем $V_{см}$, м^3, смазочного материала. 12. Работа A, Дж, внешних сил трения. 13. Масса m, кг, активного микрообъема смазочного материала. 14. Интенсивность $I_о$, Вт/м^2, охлаждения. 15. Время t, с, контакта.

Для сравнения мнений двух групп экспертов использовали расчетный коэффициент ранговой корреляции Спирмена [3]:

$$\chi_р^2 = \frac{15S_w}{mn(n+1) - \frac{1}{(n-1)}\sum_{j=1}^{m} T_j} = m(n-1)W.$$

В первой группе экспертов получили $\chi_р^2 = 34{,}9$, во второй — $\chi_р^2 = 52{,}27$. Значения полученных коэффициентов были больше табличного значения, т. е. достоверность мнения экспертов составила 95 %.

При этом коэффициент конкордации, определяемый по формуле

$$W = \frac{15S_w}{m^2(n^3 - n) - m\sum_{j=1}^{m} T_j},$$

у экспертов первой группы составил $W = 0{,}615$, а у экспертов второй группы — $W = 0{,}933$.

Коэффициент W конкордации изменяется от 0 до 1, причем $W = 1$ означает, что все эксперты одинаково оценили данный признак, а $W = 0$ означает, что в оценке данного признака нет единого мнения разных экспертов.

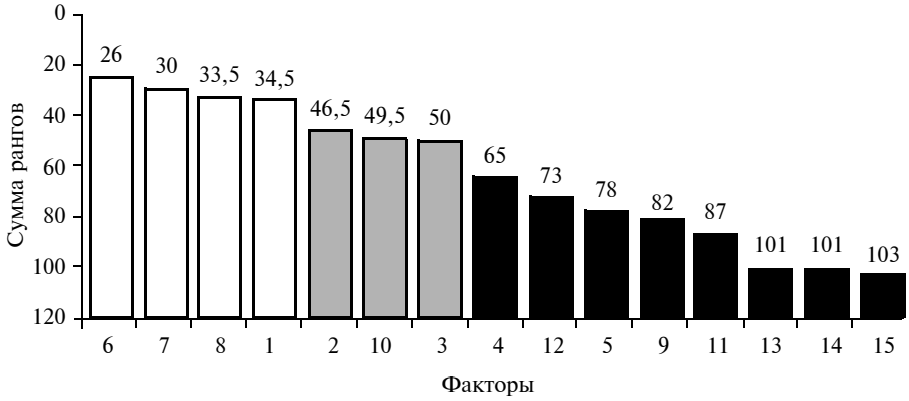


Рис. 2. Диаграмма ранжирования факторов, обобщенная по оценкам двух групп экспертов (виды факторов, см. текст)

Убедившись в значимости коэффициента ранговой корреляции и высокой вероятности согласованности ранжирования обеих групп экспертов, можно построить общую диаграмму ранжирования, для чего суммируются суммы рангов по каждому фактору и полученные значения ранжируются (рис. 2). По значимости все факторы условно можно разделить на три группы. По мнению экспертов, первую группу составляют наиболее важные факторы — 6, 7, 8, 1; вторую — факторы 2, 10, 3 (в порядке убывания их важности); третью — факторы 4, 12, 5, 9, 11, 13, 14, 15 (группы выделены на рис. 2).

Выводы

Установлено, что для достаточного смазывания контакта пары "гребень колеса — рельс" требуется определенный расход смазочного материала, эквивалентный износу смазочного блока.

На основании обобщения литературных данных определены 15 основных факторов, влияющих на ресурс смазочного материала в паре "колесо — рельс".

Методом экспертных оценок получена диаграмма ранжирования значимости каждого фактора в результирующей характеристике.

На основании статистически объективной априорной информации условно выделены три группы факторов, оказывающих наибольшее влияние на ресурс смазочного материала: нагрузка на гребень колеса, скорость качения колеса, температура окружающей среды, толщина устройства, удерживающего ПСМ. Поэтому дальнейшие экспериментальные исследования рекомендуется планировать только для этих переменных.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Глазунов Д. В.** Повышение эффективности смазывания гребней колес тягового подвижного состава и рельсов: Автореф. дис. ... канд. техн. наук. Ростовский ГУ путей сообщения. Ростов на/Д, 2014.

2. **Майба И. А., Глазунов Д. В.** Диагностика работы гребнерельсосмазывателя при помощи телевизионно-цифрового комплекса // Вестник Ростовского ГУ путей сообщения. 2010. № 3 (39). С. 24—29.

3. **Кохановский В. А., Сергеева М. Х.** Планирование экспериментальных исследований. Ростов н/Д: Донской ГТУ, 2014. 256 с.

УДК 621.9, 621.8

В. Ф. БЕЗЪЯЗЫЧНЫЙ, д-р техн. наук, А. Н. СУТЯГИН, канд. техн. наук, В. В. НЕПОМИЛУЕВ,
А. Н. СЕМЕНОВ, доктора технических наук (Рыбинский государственный авиационный технический университет им. П. А. Соловьева), e-mail: technology@rsatu.ru

Повышение износостойкости деталей машин технологическими методами

Проанализированы разные виды отказов ответственных деталей машин при работе, их причины и возможности устранения технологическими методами на стадии изготовления. На основании термодинамического подхода установлена взаимосвязь объемной интенсивности изнашивания с параметрами качества поверхностного слоя.

Ключевые слова: надежность, износостойкость, параметры качества, поверхностный слой.

The different types of failure of critical machine parts at operation, their reasons and remedy capabilities by technological methods at a stage of manufacturing are analyzed. Basing on thermodynamic approach the correlation of volume wear rate with quality parameters of a surface layer is determined.

Keywords: reliability, wear resistance, quality parameters, surface layer.

Производство качественных машин определяется износостойкостью сопряжений составляющих их узлов и деталей, изменение методов и режимов обработки поверхностей которых определяет их качество, а следовательно, надежность и работоспособность деталей. Эта проблема особенно актуальна в авиастроении, космической технике и других отраслях машиностроения.

Долговечность изделия значительно зависит от несущей способности сопрягаемых рабочих поверхностей ответственных деталей. Несущая способность поверхностей, имеющих равные параметры шероховатости, поверхностную и объемную прочность, но обработанных разными методами, может быть разной. При этом несоответствие параметров качества поверхностного слоя некоторым определенным значениям может привести к снижению эксплуатационных характеристик, как это происходит, например, с втулками подвески авиационных газотурбинных двигателей, которые уже в начале эксплуатации подвергаются фреттинг-износу.

Очень часто между эксплуатационными свойствами деталей существует причинно-следственная связь. Например, низкая износостойкость поверхностей болтов обусловливает их большой износ в узле, что является причиной увеличения зазоров при эксплуатации, а соединенные с ними детали ушковых болтов выходят из строя по причине резкого снижения усталостной прочности.

С каждым годом увеличивается количество оборудования, выработавшего назначенный ресурс, эксплуатация которого без надежных критериев безопасности недопустима. Эта проблема стала особенно актуальной в связи с высокой степенью изношенности аэрокосмических, наземных, судовых, трубопроводных и других транспортных средств и систем [1].

Традиционная для машиностроения последовательность механической обработки или химико-термического упрочнения с последующей абразивной обработкой ответственных поверхностей хотя и позволяет добиться достаточной точности геометрических параметров, не всегда обеспечивает требуемый ресурс деталей и машины в целом. В настоящее время значительное распространение получили методы химико-термической обработки (ХТО) деталей и инструмента, позволяющие повысить их эксплуатационные характеристики в результате поверхностного упрочнения. Более широкое внедрение данных методов при изготовлении ответственных деталей и инструмента сдерживается необходимостью дополнительной финишной обработки для достижения требуемых качества поверхностного слоя и точности. Так, обеспечение требуемых параметров шероховатости после разных видов ХТО, учитывая незначительную толщину диффузионного слоя в сочетании с высокими физико-механическими свойствами и проблематичность использования абразивной обработки, представляется весьма актуальной задачей, требующей дальнейшего изучения.

Шероховатость определяет не только эксплуатационные свойства — усталостную прочность, износостойкость, контактную жесткость, но и тесно связана с механическими свойствами поверхностных слоев. Например, при борировании диффузионному насыщению бором подвергаются рабочие поверхности деталей и инструмента, поэтому их исходная шероховатость оказывает значительное влияние на процесс и его результаты. Так, в работах М. Г. Бреслава и В. Л. Яркова изменение шероховатости поверхности наблюдалось при борировании деталей узла толкателя топливных насосов. При исходной шероховатости поверхностей $Ra = 0{,}04 \div 0{,}32$ мкм после борирования получили шероховатость $Ra = 0{,}32 \div 0{,}63$ мкм, что может иметь серьезные последствия при эксплуатации.

Взаимодействие твердых тел при скольжении зависит от процессов в зоне контакта, который представляет собой отдельные изолированные друг

от друга участки (площади) непосредственного или фактического соприкосновения, в сумме образующие фактическую площадь контакта. Согласно исследованиям Н. М. Михина дискретность фактического контакта двух твердых тел объясняется шероховатостью поверхностей всех реальных тел, причем деформация в зонах фактического касания может быть упругая, упругопластическая и пластическая. Как показывают исследования Н. Б. Демкина, для металлов наблюдается следующее соотношение номинальной, фактической и контурной площадей контакта: контурная составляет, как правило, 5÷10 % от номинальной; фактическая — 0,01÷0,1 % от номинальной. В работах А. Ю. Ишлинского при решении задачи о внедрении сферы в пластическое полупространство было определено, что нормальное напряжение на контакте соответствует $3\sigma_т$, где $\sigma_т$ — предел текучести материала детали. Считается, что упругий контакт имеет место между поверхностями с небольшой шероховатостью (Ra = 0,16÷0,08 мкм), а пластический преобладает между грубо обработанными поверхностями (Ra = 1,25÷0,63 мкм). В расчетах фактическое давление можно принять равным микротвердости. Таким образом, каждому набору параметров шероховатости сопрягаемых поверхностей деталей соответствует определенная микротвердость поверхностного слоя при нормальной работе узла. Приведенные на рис. 1 зависимости показывают изменение параметра Rz шероховатости и микротвердости HV поверхностного слоя образцов из стали ШХ15 во времени. При этом исходные параметры меняются на эксплуатационные, которые сохраняются в течение длительного времени и называются равновесными.

В связи с этим представляют интерес исследования, в которых непосредственно определяются равновесные параметры качества поверхностного слоя, возможность их расчета и практическое применение.

В процессе приработки сопрягаемых деталей машин на рабочих поверхностях формируется регулярный профиль микронеровностей, который воспроизводится в течение всего периода нормальной работы узла. Тангенс угла наклона единичной неровности можно выразить отношением высоты i-го наибольшего выступа профиля и среднего шага неровностей профиля: $4H_{\max i}/Sm_i$. Усреднив микронеровности обработанной поверхности по всему профилю, получим:

$$\mathrm{tg}\alpha = Sm/4/(Rz/2) = Sm/2Rz.$$

Если рассматривать поверхности трения, можно заметить, что от величины угла α зависят: характер деформации, формирование площади контакта и соответственно фактическое давление, которое при расчетах можно принять равным микротвердости HV поверхностного слоя. Так как при работе

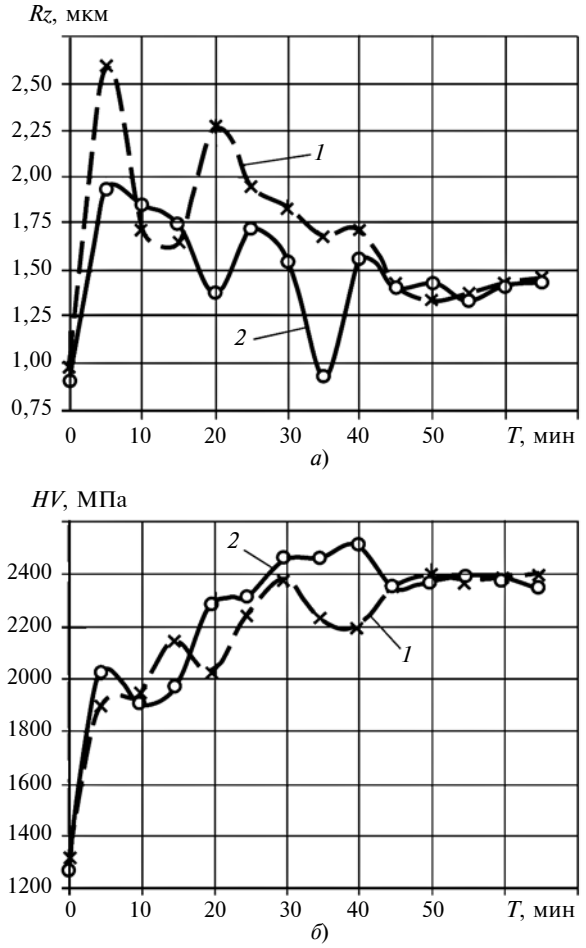


Рис. 1. Изменение параметра *Rz* шероховатости и микротвердости *HV* поверхностного слоя образцов *1* и *2* из стали ШХ15 во времени *T*:

схема контакта "диск—диск", F = 784 Н

поверхностные слои сопрягаемых деталей приобретают равновесную микротвердость, то можно определить ее взаимосвязь с величиной tgα, что не противоречит исследованиям М. М. Тененбаума, Н. Б. Демкина и Э. В. Рыжова.

Параметры Sm и Rz, соответствующие равновесной микротвердости, также будут равновесными, т. е. можно записать:

$$\mathrm{tg}\alpha = Sm_{рав}/2Rz_{рав} \approx HV_{рав}.$$

Из изложенного следует, что при изготовлении деталей необходимо обеспечить равновесные параметры качества поверхностного слоя, что обеспечит работу сопряжения на расчетных режимах в процессе эксплуатации.

Одним из наиболее эффективных конструктивных решений данной проблемы является изготовление деталей, имеющих трущиеся поверхности, из новых материалов, что в ряде случаев позволит резко повысить износостойкость и долговечность деталей, но при этом существенно возрастет их технологическая себестоимость.

Повышение эксплуатационных свойств деталей весьма эффективно технологическими методами, приведенными в работах [2—4]. При этом повышение долговечности машин только постоянным ужесточением требований к точности геометрических параметров сопрягаемых деталей малоэффективно, так как значительно повышаются технологические трудности и затраты на изготовление. Несмотря на значимость технологических вопросов, им не уделяется достаточного внимания.

Изменение параметров качества несущего слоя возможно путем:

уменьшения или регулирования высотных параметров шероховатости, увеличения опорной длины профиля поверхности механическими и электрофизическими методами, например, алмазно-абразивной обработкой и ее разновидностями, электрохимическим полированием, выглаживанием, обкатыванием, сатинированием вращающимися металлическими щетками и др. [5];

формирования пленки или слоя из высокопрочного, износо- или коррозионно-стойкого материала на подложке из материала-основы [2, 6];

изменения химического состава поверхностного слоя основного материала насыщением его атомами материала-упрочнителя, т. е. поверхностным легированием [7];

деформационного упрочнения поверхностного слоя основного материала воздействием на него концентрированными потоками энергии или поверхностным пластическим деформированием [8];

локального термического упрочнения поверхностного слоя основного материала [3];

комбинированием перечисленных методов [9].

Отметим, что, несмотря на стремительно развивающиеся новые методы обработки материалов, существенной остается обработка резанием, а при использовании возможностей современных обрабатывающих центров даже увеличивается [10]. Поэтому не менее актуальными остаются исследования, связанные с обработкой на оптимальной скорости резания, соответствующей оптимальной температуре, при которой наблюдается минимальный износ режущего инструмента. Кроме того, при оптимальной скорости резания обработанная поверхность имеет более равномерное распределение высоты и шага неровностей [11]. Соответственно, при оптимальной температуре обеспечиваются более благоприятные показатели качества поверхностного слоя и эксплуатационные свойства, в частности износостойкость.

Применяя термодинамический подход к обеспечению износостойкости технологическими методами, взаимосвязь интенсивности изнашивания с равновесными параметрами качества поверхностного слоя деталей устанавливали следующим образом.

Изменение внутренней энергии, накапливаемой в материале в результате образования дислокаций, описывается уравнением удельной энергии деформации [12]:

$$\Delta w = f(HV,\ HV_0,\ \alpha_0,\ G),$$

где G — модуль сдвига для исследуемого материала; α_0 — параметр междислокационного взаимодействия; HV — микротвердость на определенной глубине поверхностного слоя; HV_0 — микротвердость недеформированного материала.

Согласно работам В. Н. Кащеева при взаимодействии контактирующих поверхностей деталей формируются новые поверхности, что сопровождается освобождением энергии, затраченной на их образование

$$\gamma_{эф} = f(F,\ Rz,\ HV),$$

где F — нормальная сила трения в паре; Rz — высота неровностей профиля поверхности по десяти точкам.

В соответствии с первым законом термодинамики работа силы трения с учетом специфики образования равновесного состояния поверхностей трения описывается функциональной зависимостью

$$W_{тр} = f(f_{тр},\ F,\ S_{тр},\ V_и,\ Rz_{рав},\ HV_{рав},\ HV_0),$$

где $W_{тр}$ — работа трения; $f_{тр}$ — коэффициент трения; $S_{тр}$ — путь трения; $Rz_{рав}$ — равновесная шероховатость сопрягающихся поверхностей; $HV_{рав}$ — равновесная микротвердость на определенной глубине поверхностного слоя; $V_и$ — объем изношенного материала.

Учитывая, что отношение $V_и/S_{тр}$ представляет собой интенсивность изнашивания J_V, авторы установили ее взаимосвязь с равновесными параметрами шероховатости и степенью наклепа поверхностного слоя деталей:

$$J_V = 20\left(\frac{\sigma_в}{\sigma_{0,2}\delta}\right)^{-4,14} \times$$

$$\times\ \frac{\alpha_0^2 GF(f_{тр}3\pi S_{тр}Rz_{рав}2\cdot 10^{-3}\times}{3\pi S_{тр}Rz_{рав}2\cdot 10^{-3}\times} \rightarrow$$

$$\rightarrow \frac{\times[HV_0(N_{рав}+1)]^{1,19}-4F)}{\times[HV_0(N_{рав}+1)]^{1,19}[0,32HV_0N_{рав}]^2}, \qquad (1)$$

где J_V — интенсивность изнашивания, м^3/м; α_0 — параметр междислокационного взаимодействия, $\sigma_{0,2}$ — предел текучести, учитывающий величину пластической деформации при нагружении 0,2 %, Па; δ — относительное удлинение материала; $N_{рав}$ — равновесная степень наклепа поверхностного слоя детали.

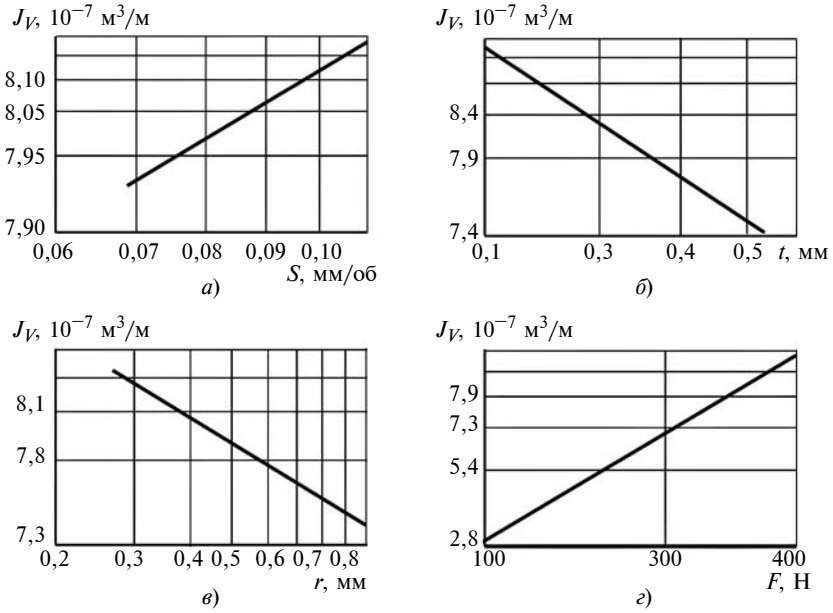


Рис. 2. Изменение интенсивности изнашивания J_V в зависимости от подачи S (*а*), глубины t резания (*б*), радиуса r при вершине резца (*в*), силы F в контакте (*г*):
а — t = 0,3 мм, F = 300 Н; *б* — S = 0,07 мм/об, F = 300 Н; *в* — t = 0,3 мм, S = 0,07 мм/об, F = 300 Н; *г* — t = 0,3 мм, S = 0,07 мм/об

Интенсивность изнашивания J_V рассчитали по формуле (1) и провели анализ результатов расчетов. Для исследований использовали заготовки из стали ШХ15 диаметром 50 мм и инструмент из сплава ВК8 с параметрами: $\gamma = 10°$, $\alpha = 10°$, $\varphi = 45°$, $\varphi_1 = 20°$, $r = 0{,}5$ мм при скорости резания $v = 1{,}3$ м/с.

Зависимость интенсивности изнашивания J_V от подачи S при разных скоростях резания образцов из стали ШХ15 имеет вид $J_V = 2 \cdot 10^{-7} S^{0{,}054}$ с коэффициентом детерминации $R^2 = 0{,}97$ (рис. 2, *а*).

Зависимость интенсивности изнашивания J_V от скорости резания v имеет вид $J_V = 6{,}75 \cdot 10^{-7} v^{0{,}85}$ с коэффициентом детерминации $R^2 = 0{,}93$. С увеличением скорости резания уменьшаются силы резания, поэтому снижается степень деформационного упрочнения поверхностного слоя и наблюдается повышение интенсивности изнашивания.

Зависимость интенсивности изнашивания J_V от глубины t резания имеет вид $J_V = 1 \cdot 10^{-7} t^{-0{,}12}$ с коэффициентом детерминации $R^2 = 0{,}99$ (рис. 2, *б*). С уменьшением глубины резания увеличивается высота неровностей обработанной поверхности в связи с увеличением угла схода стружки [11]. Такая зависимость соблюдается только при $S/t > 0{,}2$. При $S/t < 0{,}2$ высота неровностей практически не зависит от глубины резания. Так как в нашем случае $S/t = 2{,}5 \div 0{,}28$, интенсивность изнашивания с увеличением глубины резания уменьшается.

При увеличении радиуса r при вершине резца в плане интенсивность изнашивания J_V снижается (рис. 2, *в*). Это связано с тем, что степень наклепа изменяется слабо, а шероховатость поверхности уменьшается. Получена зависимость J_V от радиуса r вида $J_V = 1 \cdot 10^{-1} r^{-0{,}069}$ с коэффициентом детерминации $R^2 = 0{,}92$.

Аналогично получена зависимость интенсивности изнашивания J_V от главного угла φ в плане вида $J_V = 1 \cdot 10^{-6} \varphi^{-0{,}69}$ с коэффициентом детерминации $R^2 = 0{,}99$. С увеличением угла φ интенсивность изнашивания снижается, что связано с уменьшением шероховатости на фоне монотонно возрастающей степени наклепа поверхностного слоя.

Получили также степенную зависимость интенсивности изнашивания J_V от силы F взаимодействия контактирующих элементов вида $J_V = 6 \cdot 10^{-10} F^{0{,}95}$ с коэффициентом детерминации $R^2 = 0{,}99$ (рис. 2, *г*).

По результатам исследований получили расчетные зависимости интенсивности изнашивания J_V от параметров лезвийной обработки для сталей ШХ15 и 30ХГСА соответственно:

$$J_V = 3{,}71 \cdot 10^{-8} S^{0{,}054} v^{0{,}84} t^{-0{,}12} r^{-0{,}069} \varphi^{-0{,}69} F^{0{,}95}; \quad (2)$$

$$J_V = 2{,}945 \cdot 10^{-8} S^{0{,}024} v^{0{,}428} t^{-0{,}046} r^{-0{,}077} \times \varphi^{-0{,}909} F^{0{,}907}. \quad (3)$$

Уравнения адекватно описывают процесс при $S = 0{,}05 \div 0{,}08$ мм/об, $v = 1{,}3 \div 2{,}15$ м/с и $t = 0{,}25 \div 0{,}5$ мм. Пример расчета интенсивности изнашивания по формулам (2) и (3) приведен в таблице.

Полученные расчетные зависимости интенсивности изнашивания от параметров механической обработки позволяют аналитически рассчитывать интенсивность изнашивания для выбираемых режимов резания, назначать или корректировать соответствующую технологическую обработку поверхности, в результате которой время приработки сопрягаемых деталей машин будет наименьшим, что позволяет повысить их долговечность.

Сталь	S, мм/об	v, м/с	t, мм	$Rz_р$, мкм	$N_р$, %	$Rz_{эксп}$, мкм	$N_{эксп}$, %	$J_V \cdot 10^{-8}$, м^3/м	$J_{Vэксп} \cdot 10^{-8}$, м^3/м	Доверительный интервал J_V с вероятностью 0,99	ΔJ_V, %
30ХГСА	0,06	1,5	0,3	1,02	1,24	1,18	14,97	7,47	8,40	$(6{,}31 \cdot 10^{-8}; 10{,}486 \cdot 10^{-8})$	12,4
ШХ15	0,07	1,3	0,3	1,33	9,09	1,64	19,40	27,97	30,86	$(26{,}578 \cdot 10^{-8}; 35{,}137 \cdot 10^{-8})$	10,3

УДК 612.9.02

Р. АЛИЕВ, др.-инж. (ACTech GmbH, г. Фрайберг, ФРГ), Р. ГУСЕЙНОВ, др.-инж. (Технический Университет — "Горная академия Фрайберг", ФРГ), e-mail: rezo_aliyev@yahoo.de

Самобалансирующий фрезерный инструмент для высокоскоростной обработки

Рассматривается новый длинномерный фрезерный инструмент с полым хвостовиком, в котором создана специальная камера для корректирующего материала. Такая конструкция обеспечивает самобалансирование инструмента, что способствует уменьшению амплитуды его колебаний и повышению производительности при высокоскоростной обработке.

Ключевые слова: высокоскоростное фрезерование, динамика инструмента, самобалансирование, самоцентрирование.

The new long-length milling tool with hollow shank, in which a special chamber is created for compensation material, is considered. This structure provides tool self-balancing in a way that facilitates decreasing of its vibration amplitudes and increasing of productivity at high-speed machining.

Keywords: high-speed milling, tool dynamics, self-balancing, self-alignment.

Для обработки изделий сложной формы и штампов требуются соответствующие фрезерные инструменты. Обработка при высоких скоростях пространственно-сложных и глубинных контуров повышает требования к конструированию и изготовлению длинных фрез, значительно влияющих на динамическую стабильность процесса, а следовательно, на эффективность обработки [1]. С увеличением длины вылета инструмента эффективность обработки снижается, что связано с уменьшением его критической частоты вращения. В результате обработка без вибраций возможна в узком диапазоне скоростей резания, в котором невозможно высокоскоростное фрезерование при длине вылета инструмента в 20 раз больше его диаметра.

Исследования динамики фрезерного инструмента и разработка новой конструкции на основе самобалансирования позволяют расширить диапазон частот его вращения. В данной работе дается методика разработки самобалансирующего фрезерного инструмента, который может преодолеть критическую зону вращения и уравновешенно работать на сверхкритических скоростях.

Исследования применения длинных фрез с большим соотношением длины и диаметра ($L/D > 10$) остаются одним из основных направлений развития инструментального производства. В работах [2—4] рассматривается обеспечение уравновешенной работы инструмента только при скоростях ни-

(Окончание статьи. Начало см. на стр. 68)

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Ибатуллин И. Д.** Кинетика усталостной повреждаемости и разрушения поверхностных слоев: Монография. Самара: Самарский ГТУ, 2008. 387 с.

2. **Погонышев В. А., Логунов В. В.** Повышение износостойкости шеек коленчатого вала путем нанесения пленок пластичных металлов // Упрочняющие технологии и покрытия. 2013. № 6. С. 47, 48.

3. **Элькин С. Ю., Сафонов В. В., Полупанов И. Т.** Термомеханическое упрочнение при восстановлении деталей сельскохозяйственных машин // Упрочняющие технологии и покрытия. 2013. № 3. С. 44—48.

4. **Смоленцев В. П., Печагин А. П., Климова Г. Н.** Режимы и технология стабилизации геометрии деталей магнитно-импульсной обработкой // Упрочняющие технологии и покрытия. 2012. № 5. С. 32—36.

5. **Влияние** режимов ультразвуковой финишной обработки на параметры микротопографии обрабатываемых поверхностей / В. К. Белов, М. В. Дьякова, П. А. Дьяков, О. С. Железков // Упрочняющие технологии и покрытия. 2013. № 9. С. 34—38.

6. **Экспериментальное** исследование нанесения на поверхность дорожки качения подшипников твердой графитовой мази ультразвуковым методом / А. С. Носков, А. В. Королев, Б. Н. Салимов, О. П. Решетникова // Упрочняющие технологии и покрытия. 2013. № 9. С. 3—6.

7. **Демин П. Е., Петрова Л. Г., Александров В. А.** Повышение коррозионной стойкости стальных заглушек на двигателях способами комбинированной металлизации алюминием и титаном // Упрочняющие технологии и покрытия. 2013. № 9. С. 20—23.

8. **Рахимянов Х. М., Семенова Ю. С.** Моделирование процесса формирования регулярного микрорельефа при ультразвуковаом пластическом деформировании // Упрочняющие технологии и покрытия. 2010. № 2. С. 3—10.

9. **Петрова Л. Г., Алекандров В. А., Демин П. Е.** Формирование наноструктурированных композиционных покрытий на стальных деталях погружного модуля для каротажа нефтяных скважин методом химико-термической обработки с регулируемой насыщающей атмосферой // Упрочняющие технологии и покрытия. 2012. № 6. С. 22—25.

10. **Кирюшин И. Е., Кирюшин Д. Е., Насад Т. Г.** Преимущества высокоскоростной лезвийной обработки перед традиционной обработкой // Вестник машиностроения. 2012. № 1. С. 54, 55.

11. **Безъязычный В. Ф.** Метод подобия в технологии машиностроения М.: Машиностроение, 2012. 320 с.

12. **Анализ** взаимосвязи характеристик субструктуры, скрытой энергии деформации, затраченной работы и степени деформации материала / В. Ф. Безъязычный, Б. М. Драпкин, М. А. Прокофьев, М. В. Тимофеев // Справочник. Инженерный журнал. 2005. № 5. С. 35—38.

же критических. Основные параметры таких инструментов определяются резонансными колебаниями, обусловленными остаточным дисбалансом. При резонансе система "шпиндель — зажимное устройство — инструмент" в результате дисбаланса подвергается значительной деформации, которая при превышении допускаемых перемещений приводит к изгибу и даже поломке инструмента. Поэтому существующие методы определения критической частоты вращения длинных фрез основывались на измерительных способах. Полученные таким образом значения частот вращения по соображениям безопасности уменьшали до ≈ 60 % от первого критического значения, потому что в этом диапазоне скоростей роторы можно рассматривать как жесткие. Эти ограничения дополнительно сужают диапазон эксплуатационных скоростей, а поэтому дальнейшее увеличение длины вылета инструмента (при $D = \text{const}$) для высокоскоростной обработки глубинных контуров невозможно обычными техническими средствами.

Для решения проблемы необходимо изучить параметры, влияющие на динамическое состояние инструмента, особенно на амплитуды колебаний в области резонанса, и найти способы снижения их влияния для преодоления критической скорости.

На основании идеи обработки длинными фрезерными инструментами на сверхкритических скоростях разрабатываются способы преодоления частот вращения с большими колебаниям. Обработка на сверхкритических скоростях позволяет использовать потенциал высокоскоростной обработки в технологической системе с большой податливостью.

При работе на сверхкритических скоростях роторы рассматриваются как эластичные. В настоящее время существует много научных работ, в которых даются динамические характеристики таких роторов до и после критической скорости. Известно, что эластичные роторы при сверхкритических скоростях работают более уравновешенно [4—6]. В результате погрешностей изготовления и сборки роторы имеют эксцентрический центр тяжести, который с повышением сверхкритической скорости смещается в сторону геометрического центра. Этот эффект называется самоцентрированием.

Если рассматривать фрезерный инструмент как эластичный ротор, то с небольшой корректировкой можно использовать имеющиеся теоретические модели. Для преодоления критической зоны роторами, работающими на сверхкритических скоростях, существуют разные способы, основанные на компенсации дисбаланса при разгоне и в ходе процесса. Наиболее распространенным является метод самобалансирования с использованием жидких корректирующих материалов, который способствует преодолению фрезерным инструментом резонансных зон.

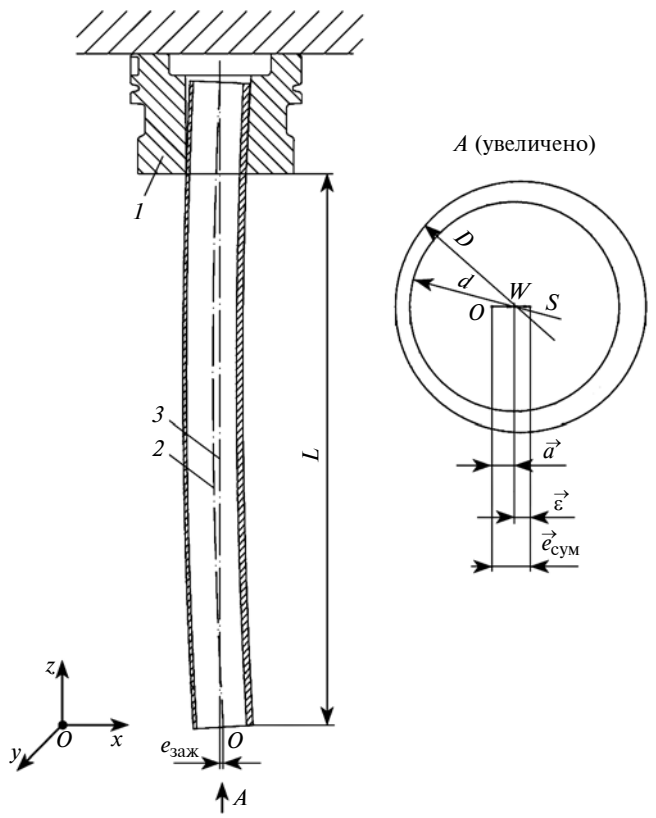


Рис. 1. Схема перемещения полого хвостовика, закрепленного в шпинделе:

1 — держатель инструмента; *2* — ось хвостовика; *3* — ось вращения; *D* — наружный диаметр; *L* — длина вылета; *O* — начало координат; *W* — геометрический центр; *S* — ЦТ; *a* — радиальное биение; ε — эксцентриситет ЦТ

Разработка нового фрезерного инструмента для высокоскоростной обработки позволяет реализовать как самоцентрирование, так и самобалансирование, решая при этом две задачи: уменьшение массы и обеспечение высокой точности. Чтобы выполнить это практически, при фрезеровании легкообрабатываемых материалов используют инструмент с полым хвостовиком [7—10]. Такая конструкция имеет меньшую массу и высокую жесткость, обусловленную высоким инерционным моментом. Инструменты с полым хвостовиком имеют преимущества при рассмотрении методов самобалансирования. В данной работе исследовали инструменты, изготовленные из стали и алюминия, ввиду их доступности на рынке и высокой размерной точности при минимальных затратах.

При работе тонких длинных инструментов большие колебания и деформации изгиба возникают при скоростях, близких к критическим. Погрешности изготовления хвостовика приводят к неравномерному распределению масс относительно оси вращения, поэтому возникает смещение центра тяжести (ЦТ), величина которого также зависит от статических перемещений в технологической системе. Полученное суммарное радиальное биение ($e_{\text{сум}}$) негативно влияет на процесс. На рис. 1

показано общее позиционное отклонение полого хвостовика. Для описания динамики длинных фрезерных инструментов разработана модель.

Знание положения ЦТ инструмента очень важно для описания колебаний в области резонанса. На основании теоретических расчетов с учетом поступательных движений в направлении осей X и Y [11] для расчета круговой траектории геометрического центра (r_w) и ЦТ (r_s) были получены следующие формулы:

$$r_w(t) = a\left(1 + \frac{\eta^2}{1-\eta^2}\right) + \varepsilon\frac{\eta^2}{1-\eta^2} = a + (a+\varepsilon)\frac{\eta^2}{1-\eta^2}; \quad (1)$$

$$r_s(t) = a\frac{1}{1-\eta^2} + \varepsilon\left(1 + \frac{\eta^2}{1-\eta^2}\right) = (a+\varepsilon)\frac{1}{1-\eta^2}. \quad (2)$$

Здесь a — радиальное биение; ε — эксцентриситет ЦТ; $\eta = \Omega/\omega_{кр}$, где $\omega_{кр}$ — критическая угловая скорость хвостовика; Ω — скорость вращения инструмента.

В уравнении (1) первое слагаемое представляет собой радиальное биение при $\Omega \ll \omega_{кр}$; второе слагаемое — динамику дисбаланса и биения.

Так как при вращении инструмента демпфирование, обусловленное действием воздуха и силы зажима, очень мало, то им можно пренебречь [10, 12].

В уравнениях (1) и (2) сумма $a + \varepsilon = e_{сум}$ определяет эксцентриситет динамической системы, вызванный погрешностями позиционирования и формы. Формулы (1) и (2) имеют большое практическое значение для балансировки длинных инструментов, работающих на сверхкритических скоростях. Они показывают, что для преодоления критической зоны необходимо компенсировать остаточный дисбаланс, вызванный эксцентриситетом $e_{сум}$. Зависимости показывают также похожее поведение консольных длинных полых инструментов и ротора Лаваля в сверхкритическом диапазоне скоростей. Это значит, что исследуемые инструменты после преодоления критической частоты вращения могут самобалансироваться и создавать условия для самоцентрирования масс.

Как было изложено выше, для преодоления критической частоты вращения инструмент необходимо оснастить самобалансирующей системой для минимизации влияния остаточного дисбаланса. Самобалансирование позволяет совместить ось инерции с осью вращения инструмента [5, 6, 11, 13]. В этом методе специальные корректирующие материалы во время работы перераспределяются в результате дисбаланса, вызванного центробежной силой.

Существуют два вида корректирующих материалов, которые меняют свое агрегатное состояние во время работы. В работах [11, 15] были применены

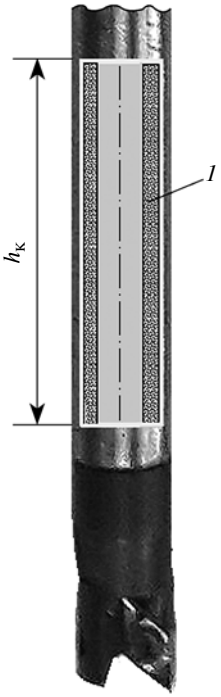


Рис. 2. Хвостовик с камерой балансирования:
$h_к$ — высота камеры балансирования; *1* — корректирующий материал

затвердевающие после перераспределения корректирующие материалы, недостатком которых является то, что они больше не могут демпфировать вибрации в системе и адаптироваться к новым условиям работы. Есть материалы, которые сохраняют свое первоначальное состояние и могут заново перераспределяться и быстро реагировать на изменение колебаний, что обеспечивает высокий уровень демпфирования.

Корректирующие материалы могут быть как твердыми, так и жидкими [5, 14—16]. Существуют разные способы их введения во вращающееся тело для внутреннего и внешнего воздействия. Для реализации внешних воздействий снаружи на ротор устанавливают кольцевую камеру, которую заполняют корректирующим материалом. Способ достаточно затратный и не может быть реализован на контурообразующем фрезерном инструменте по техническим соображениям. Для реализации внутреннего воздействия корректирующего материала эффективно применение фрезы с полым хвостовиком.

С этой целью сотрудники кафедры "Конструирование и технология изготовления" Технического университета Фрайберга разработали новую конструкцию фрезерного инструмента (рис. 2), хвостовик которого представляет собой осесимметричное полое вращающееся тело с камерой самобалансирования, образующейся в результате разделения внутренней части хвостовика стенкой. Для большей эффективности самобалансирования камеру расположили в концевой части хвостовика.

Размеры камеры определяются требуемой массой корректирующего материала по формуле [11]

$$m_F = \frac{U\left(1 + \sqrt{1 - \frac{h_0}{h_к}}\right)}{R_i}, \qquad (3)$$

где U — дисбаланс; h_0 — исходная высота корректирующего материала; $h_к$ — высота камеры балансирования; R_i — внутренний радиус камеры.

Экспериментальные исследования разных материалов (масло, стеклянные шарики, металлический порошок) показали, что при корректировке дисбаланса более эффективен металлический порошок, который в сухом виде при зернистости 100 мкм обеспечивает значительное демпфирование при вращении инструмента. Вследствие более высокой плотности частиц порошок поглощает большую энергию. При выбранном размере частиц (100 мкм) материал менее адгезивен и имеет необходимую текучесть. Под действием центробежной силы частицы порошка в балансирующей камере распределяются в течение короткого времени разгона ($\approx 2 \div 3$ с) и приобретают форму кольца вокруг оси вращения системы (см. рис. 2).

Экспериментальные исследования заключались в изучении взаимосвязи конструкции с явлениями самобалансирования и самоцентрирования нового инструмента в критических условиях для выбора параметров камеры, обеспечивающих максимальную эффективность балансировки.

Эксперименты проводили на станке фирмы KLINK (ФРГ) с высокочастотным шпинделем фирмы Präzise (Швейцария). Чтобы исключить поломку инструмента *1* при разгоне до сверхкритической частоты без корректирующего материала, установили защитные подшипники (рис. 3). Во время измерений один конец инструмента находится между тремя подшипниками *2* на расстоянии 1 мм от них, что обеспечивает его свободное вращение.

Эластичные перемещения хвостовика измеряли с помощью лазерного прибора optoNCDT 2300-50 фирмы Micro-Epsilon Messtechnik GmbH (ФРГ) с частотой сканирования 20 кГц. Инструмент с полым хвостовиком имел длину вылета 270 мм, наружный диаметр 10 мм и внутренний диаметр 6 мм ($L/D = 27$). Первая критическая частота колебаний инструмента, определенная лазерным прибором *3*, составила 109 Гц. Эксперимент с корректирующим материалом и без него проводили при частоте вращения 18 000 мин$^{-1}$.

На рис. 4 показаны результаты измерений амплитуды колебаний инструмента до достижения максимальной частоты вращения и обратно без корректирующего материала. В зонах разгона и торможения конец хвостовика касается поверхности защитных подшипников, на что указывает уменьшение амплитуды колебаний до 1 мм. Согласно рис. 4 после прохождения критической частоты вращения колебания инструмента стабилизируются и возвращаются к первоначальной форме, что доказывает наличие в этом диапазоне эффекта самоцентрирования. Отметим, что шпиндель останавливается тоже с помощью подшипников.

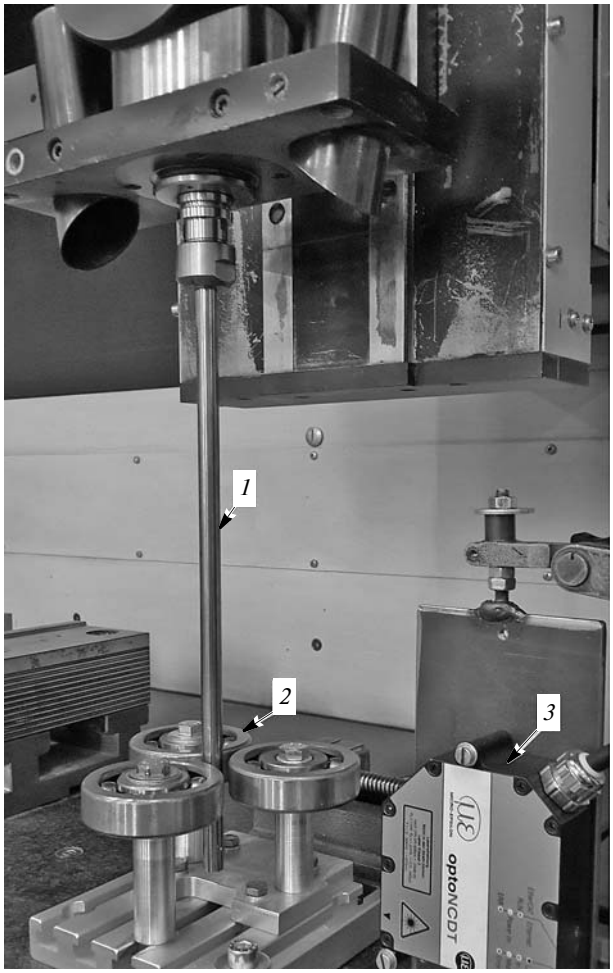


Рис. 3. Испытательная установка

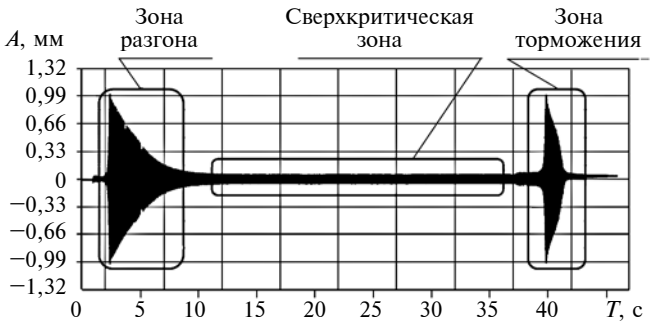


Рис. 4. Изменение во времени *T* амплитуды *A* колебаний длинного инструмента без корректирующего материала

Следующий эксперимент провели с применением корректирующего материала. В камеру инструмента засыпали 6 г металлического порошка. На рис. 5 сопоставлены колебания инструмента с кор-

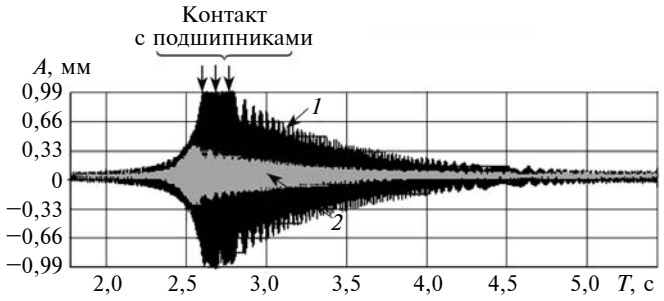


Рис. 5. Изменения во времени *T* амплитуды *A* колебаний инструмента с корректирующим (*1*) и без корректирующего (*2*) материала

ректирующим материалом и без него. Четко виден эффект самобалансирования. Без корректирующего материала в зоне резонанса остаточный дисбаланс увеличивает колебания инструмента, амплитуда которых растет до контакта хвостовика с подшипниками.

После прохождения критической зоны вследствие самоцентрирования колебания начинают затухать и через определенное время система уравновешивается. Во втором эксперименте с инструментом, заполненным железным порошком, амплитуда колебаний была значительно меньше, чем в первом эксперименте, что позволило преодолеть первую критическую частоту вращения без защитных подшипников. Инструмент с корректирующим материалом вращается на сверхкритических скоростях более уравновешенно. Результаты экспериментов показали, что при значительном расстоянии между первой и второй критическими частотами вращения появляются возможности повышения производительности высокоскоростной обработки в сверхкритическом диапазоне скоростей и подачи инструмента.

Практическую проверку прототипа разработанного инструмента провели путем фрезерования заготовки из искусственного материала Ureol, который применяют для изготовления формовочных моделей. Легкая обрабатываемость этого материала обеспечивала безопасную проверку нового фрезерного инструмента. Для полной обработки изделия сложной формы новые инструменты оснастили фрезерными головками. Последовательные черновая и чистовая обработки заготовки многолезвийной фрезой со скоростью резания $v = 600$ м/мин и подачей $S = 6$ м/мин проходили спокойно. После фрезерования обработанные поверхности имели требуемые качество и точность.

Таким образом, установлено, что одним из возможных способов повышения производительности обработки длинномерным инструментом при высокоскоростном фрезеровании является обработка на сверхкритических скоростях. Реализация способа базировалась на самобалансировании и самоцентрировании тела инструмента. На основании теоретического изучения динамической деформации разработали новый фрезерный инструмент с внутренней камерой в хвостовике, которую заполняли корректирующим материалом для минимизации дисбаланса. Установлено, что после прохождения критической зоны длинномерные фрезерные инструменты могут работать стабильно на высоких скоростях без каких-либо технологических ограничений.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Алиев Р. Р., Хентшель Б., Дитц В.** Определение точности технологического оборудования при высокоскоростном фрезеровании // Вестник машиностроения. 2000. № 2. С. 27—29.
2. **Abele E., Tian J., Turan E.** Grenzdrehzahl lang auskragender Werkzeugsysteme — Einfluss der Werkzeug-Spannfutter-Kombination auf die erste biegekritische Eigenfrequenz // Werkstattstechnik online. 2014. Nr. 1—2. S. 60—65.
3. **Huerkamp W.** Einsatzgrenzen lang kragender rotierender Werkzeuge unter besonderen Aspekten der Prozess- und Arbeitssicherheit: Dissertation. TU Darmstadt. Aachen: Shaker Verlag, 2001. 190 S.
4. **Schulz H., Würz T., Huerkamp W.** Auswuchtanforderungen an schnelldrehende Werkzeugsysteme: FKM-Richtlinie. Frankfurt: Verlag VDMA, 1999. 27 S.
5. **Kellenberger W.** Elastisches Wuchten. Berlin, Heidelberg, New York: Springer Verlag, 1987. 550 S.
6. **Кельзон А. С., Журавлев Ю. Н., Январев Н. В.** Расчет и конструирование роторных машин. Л.: Машиностроение, 1977. 288 с.
7. **ELCO HSC-HPC-Tools.** Produktkatalog Version E607, Firma: Spanabhebende Präzisionswerkzeuge GmbH, 2013. 320 S.
8. **Patent US:** 2008/0298913 A1. Increased process damping via mass reduction for high performance.
9. **Patentschrift DE** 10247715 B4. Mehrschneidiges Fräswerkzeug mit Schneidplatten für das direkte Formstoff-Fräsen. 2004.
10. **Ronde U.** Untersuchung von Systemen zum Spannen von Zylinderschaftwerkzeugen unter besonderer Berücksichtigung ihrer Eignung für die Hochgeschwindigkeitsbearbeitung. TH Darmstadt, Dissertation. München: Carl Hanser Verlag, 1994. 130 S.
11. **Huseynov R.** Entwicklung von Werkzeugschäften für einen Betrieb im überkritischen Drehzahlbereich. TU Bergakademie Freiberg, Dissertation. Aachen: Shaker Verlag, 2015. 210 S.
12. **Hijink J. A. Wo., Van Der Wolf A. C. H.** Measurement of dynamic behaviour of modular milling tools // Annals of the CIRP, STC C. 1992. Nr. 41. P. 113—116.
13. **Справочник по балансировке** / М. Е. Левит, Ю. А. Агафонов, Л. Д. Вайнгортин и др. Под общ. ред. М. Е. Левита. М.: Машиностроение, 1992. 464 с.
14. **Patent US 331450.** Centrifugal machine. 1885.
15. **Баранов Е. В.** Повышение точности вращения шпинделей металлообрабатывающих станков путем применения автоматических балансировочных устройств: Дис. ... канд. техн. наук. ГТУ Комсомольск-на-Амуре, 2006. 191 с.
16. **Пашков Е. Н.** Динамика роторных систем с жидкостными автоматическими балансирующими устройствами: Дис. ... канд. техн. наук / Национальный исследовательский Томский университет. Томск, 2010. 131 с.

УДК 621.923

А. П. МИТРОФАНОВ, канд. техн. наук, К. А. ПАРШЕВА (Волжский ПИ — филиал Волгоградского ГТУ), e-mail: greenmap@ya.ru

Применение специальной внешней среды для повышения эффективности шлифования труднообрабатываемых сталей[1]

Исследовано применение импрегнированного абразивного инструмента при шлифовании труднообрабатываемой коррозионно-стойкой стали 12Х18Н10Т. Установлено значительное снижение шероховатости обработанной поверхности и повышение коэффициента шлифования по сравнению с результатами обработки непропитанным инструментом.

Ключевые слова: импрегнированный абразивный инструмент, шлифование, коррозионно-стойкая сталь, дериватографические исследования, зона резания, газовый анализ.

The application of impregnated abrasive tool at grinding of hard-to-machine 12Х18Н10Т corrosion resistant steel is studied. The significant decrease of machined surface roughness and increase of grinding coefficient comparing with machining results by unimpregnated tool are determined.

Keywords: impregnated abrasive tool, grinding, corrosion resistant steel, derivatographic research, cutting zone, gas analysis.

При шлифовании труднообрабатываемых сталей возникает ряд проблем, существенно осложняющих процесс: высокая температура ввиду низкой теплопроводности; засаливание рабочей поверхности инструмента; химическая активность некоторых материалов [1]. На практике для их устранения абразивную обработку проводят в специальной среде, которую подают непосредственно в зону контакта. Активные компоненты среды, вступая в реакцию с ювенильной поверхностью металла, пассивируют ее и делают более термодинамически устойчивой, что снижает интенсивность взаимодействия металла с абразивным материалом.

Одним из способов введения активной внешней среды в зону резания, зарекомендовавшим себя для повышения эффективности шлифования как в России [2, 3], так и за рубежом [4—6], является импрегнирование абразивного инструмента. Метод заключается в использовании известных способов пропитки абразивного инструмента, в результате которой поры заполняются активными химическими или смазывающими веществами. От правильного выбора состава веществ, используемых для импрегнирования, напрямую зависит повышение эксплуатационных свойств абразивного инструмента. Сильное влияние на конечный результат оказывает и сам обрабатываемый материал — его физико-механические и химические свойства. Поэтому существует достаточно сложная научная проблема оптимального подбора состава импрегнатора для шлифования конкретного материала.

В работах [7, 8] рассматривается импрегнирование абразивного инструмента аллотропными формами углерода и серой при круглом врезном шлифовании титана Titanium Grade 2 с охлаждением 5 %-ной водной эмульсией. Так, шероховатость обработанной поверхности снижается на 20 %, при этом засаливание рабочей поверхности круга в зависимости от вида импрегнатора уменьшается от 30 % до 10 раз по сравнению с непропитанным кругом.

Количество активных атомов и радикалов в зоне контакта зависит от проникающей способности веществ в импрегнаторе. В связи с этим газовая или паровоздушная атмосфера более благоприятна для химических радикальных реакций, так как скорость свободных радикалов в газах в 160 раз больше, чем в жидкостях [9].

Так, в работе [10] исследуется шлифование кругом, пропитанным сульфатом аммония, который при термическом разложении активно выделяет газовые продукты. Установлено, что термохимически активная среда, формируемая в зоне контактного взаимодействия, изменяет характер стружкообразования, способствует диспергированию стружки. Учитывая положительный опыт применения сульфата аммония, предлагается использовать соли аммония для импрегнирования абразивного инструмента.

В большинстве случаев труднообрабатываемые металлы шлифуют с использованием водных смазочно-охлаждающих жидкостей (СОЖ) для предотвращения появления прижогов обрабатываемой поверхности и шлифовальных трещин. Однако применение абразивного инструмента, импрегнированного солями аммония, не эффективно, так как большинство солей аммония растворяются в воде и будут вымываться из пор потоком СОЖ.

[1] Исследование выполнено при финансовой поддержке РФФИ в рамках научного проекта № 16-38-00841 мол_а.

Для решения данной проблемы предложено применение нерастворимой в воде защитной полимерной пленки. Для снижения трудоемкости импрегнирования целесообразнее использовать один растворитель для полимера и солей аммония, т. е. применять водорастворимые полимеры, из которых оптимальным по доступности, совместимости с другими составляющими импрегнатора и относительной простоте сшивания для потери водорастворимости является поливиниловый спирт (ПВС) [11].

Таким образом, целью работы стали исследования влияния импрегнированного абразивного инструмента, пропитанного водным раствором соли аммония с ПВС, на показатели шлифования коррозионно-стойкой стали 12Х18Н10Т. Для этого необходимо было определить эффективность предложенного состава, понять механизм действия импрегнатора и оценить его степень и продолжительность при шлифовании.

Выбранная сталь 12Х18Н10Т относится к труднообрабатываемым вязким материалам, имеющим свою специфику при шлифовании [12]. Для испытаний абразивного инструмента подготовили образцы размерами 10 × 100 × 100 мм.

Для первоначальной оценки химических и структурных превращений веществ, входящих в состав импрегнатора, использовали дериватограф системы Паулик — Эрдеи фирмы "МОМ". Определяли изменения массы (*TG*), энтальпии (*DTA*) и дифференциально-термогравиметрического показателя (*DTG*) в зависимости от температуры *T* анализируемой пробы. Результаты дериватографических исследований, в частности *TG* и *DTA*, представлены графически через параметры Δm — изменение массы пробы и Δq — изменение температуры пробы от времени нагрева, при этом кривая *DTG* передана отношением $\Delta m/\Delta T$. Для исследования подготовили три пробы: 1 — порошок коррозионно-стойкой стали с частицами размером 50÷100 мкм (масса навески 100 мг); 2 — измельченный импрегнатор (масса навески 150 мг); 3 — смесь импрегнатора с порошком стали (масса навески 100 мг, из которых 60 мг — импрегнатор). Пробы нагревали в интервале температур 20÷900 °С в платиновых тиглях на воздухе со скоростью 10 °С/мин.

Опыт применения дериватографии и достоинства метода для исследования импрегнаторов абразивного инструмента рассматриваются в работах [13, 14] на примере веществ из класса порофоров, которые активно выделяют газы при термодеструкции.

Эксплуатационные показатели абразивных инструментов исследовали на операции плоского врезного шлифования с использованием базового абразивного инструмента 1250 × 20 × 76 25AF60K7V. Режимы шлифования: скорость круга 35 м/с; продольная подача стола 12 м/мин; глубина резания 0,01 мм/ход. Так как импрегнатор не растворяется в воде, испытания провели с использованием СОЖ — водного раствора кальцинированной соды (0,3 %). Контролируемыми параметрами были коэффициент $K_ш$ шлифования и параметр *Ra* шероховатости обработанной поверхности. Шероховатость измеряли непосредственно в рабочей зоне станка профилографом-профилометром "СЕЙТРОНИК ПШ8-4 С. С." в 20 сечениях по длине образца. Износ круга и съем металла измеряли микронным индикатором. Коэффициент $K_ш$ шлифования определяли как отношение объема удаляемого материала к объему изношенного шлифовального круга.

Абразивный инструмент импрегнировали методом свободного капиллярного поднятия, для чего приготовили пропитывающий состав на водной основе, содержащий 10 % соли аммония и 3 % ПВС. Для обеспечения низкой растворимости ПВС в воде инструмент после высыхания на воздухе подвергали термообработке в сушильном шкафу при температуре 160÷170 °С в течение 0,5 ч.

Состав и количество продуктов, выделяемых при шлифовании импрегнированным абразивным инструментом, исследовали с помощью газоанализатора ГАНК-4. Эксперименты проводили без СОЖ с подачей на глубину 0,010 мм/ход и постоянной продольной подачей стола 12 м/мин.

Метод дериватографии позволяет при высоких температурах исследовать взаимодействие веществ, входящих в состав импрегнатора, с обрабатываемым металлом, что дает возможность моделировать условия, характерные для зоны контакта в процессе шлифования. Рассмотрим результаты дериватографических исследований подготовленных проб.

При нагревании от 20 до 900 °С наблюдаются преимущественно четыре фазы разложения пробы с импрегнатором. При нагревании до температуры 190 °С происходят физическое удаление остаточной воды и сшивание ПВС, в результате чего масса навески уменьшается на 10 % (рис. 1, *а*). При температурах 190÷250 °С проходит реакция разложения ПВС на составляющие с быстрой потерей массы на ≈ 40 %, что проявляется значительным пиком на кривой *DTG* (рис. 1, *б*). Следующая фаза — вероятное превращение уксусной кислоты, образующейся в результате разложения ПВС, в парогазовое состояние при температуре 300÷350 °С, что отражается вторым пиком на кривой *DTG* (см. рис. 1, *б*) и потерей массы еще на 30 % (см. рис. 1, *а*). Данные реакции сопровождаются экзотермическим эффектом с не явно выраженным пиком на кривой *DTA*.

Далее при повышении температуры исследуемой пробы вплоть до 620 °С проходит реакция раз-

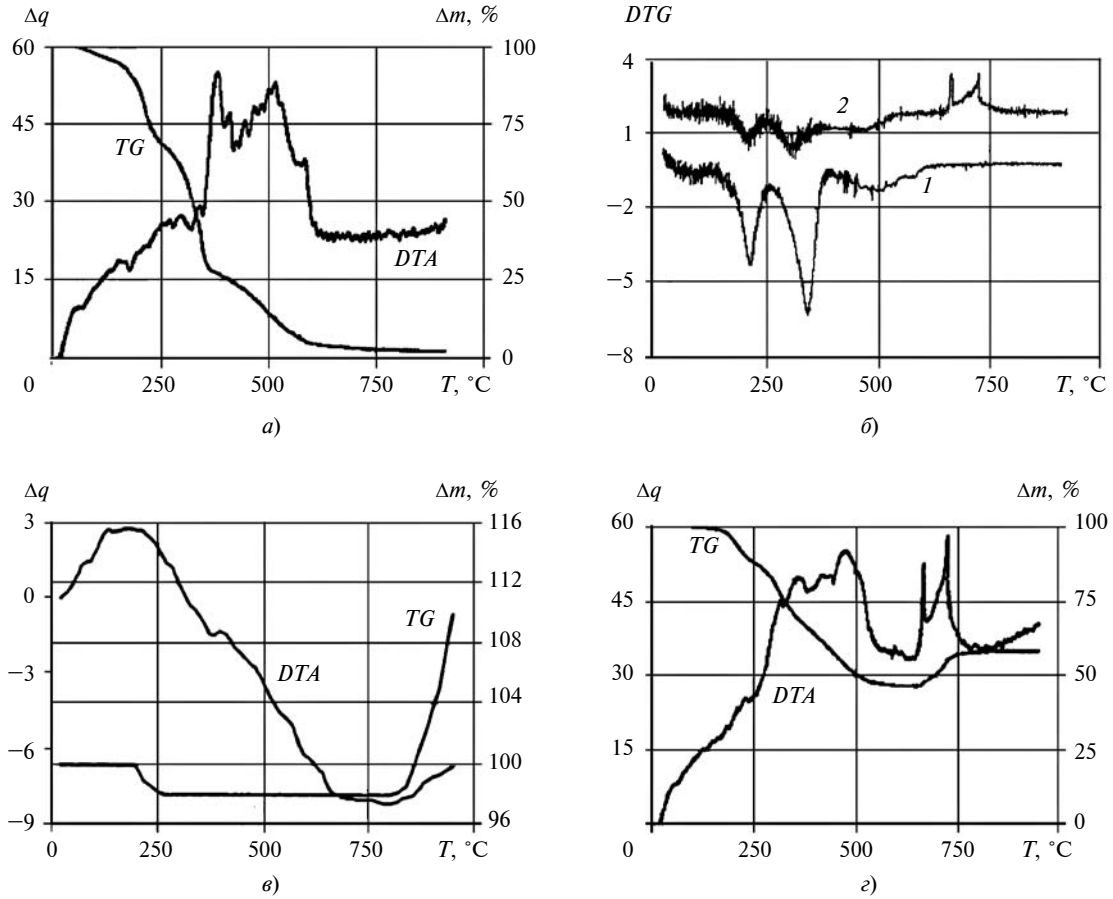


Рис. 1. Результаты дериватографических исследований в зависимости от температуры *T* по параметрам *DTA* и *TG* импрегнатора (*а*), порошка стали 12Х18Н10Т (*в*) и их смеси (*г*), по параметру *DTG* (*б*) навесок импрегнатора (*1*) и смеси импрегнатора с порошком стали 12Х18Н10Т (*2*)

ложения соли аммония со значительным экзотермическим эффектом. Масса навески по окончании процесса составляет менее 5 % от массы в начале нагревания (см. рис. 1, *а*). Повышение температуры до 900 °С на процесс разложения импрегнатора практически не влияет, конечная масса навески по завершении исследования составляет ≈ 2 %.

Результаты дериватографии навески порошка стали 12Х18Н10Т показали наличие двух стадий в процессе нагревания (рис. 1, *в*). Первая стадия — разрушение адсорбированных пленок на поверхности, начиная с температуры 200 °С, с потерей 2 % массы. Далее идет стабильный участок, и при температуре выше 820 °С начинается вторая стадия, связанная, скорее всего, с окислением порошка стали. В результате экзотермической реакции масса навески увеличивается на 12 %.

Наибольший интерес представляют результаты, полученные при исследовании смеси импрегнатора с порошком металла (рис. 1, *г*). При нагревании до температуры 250 °С наблюдается аналогичное поведение смеси относительно навески импрегнатора — характерный пик на кривой *DTG* (см. рис. 1, *б*) вследствие термической деструкции ПВС на составляющие. Однако при дальнейшем повышении температуры наблюдаются значительные отличия. Начиная с температуры 250 °С, происходит активное выделение теплоты, не свойственное исследованию только импрегнатора. Кроме того, при температурах 270÷380 °С существенно уменьшается потеря массы. Это говорит о возможной реакции одного из продуктов термического разложения ПВС с порошком металла. Отметим, что термическое разложение соли аммония проходит в более узком температурном диапазоне и заканчивается раньше почти на 100 °С, т. е. порошок металла, скорее всего, активирует разложение.

Наибольшее отличие дериваграфических кривых наблюдается при температурах выше 620 °С. При температурах 660÷670 °С имеет место неизвестная реакция с ярко выраженным экзотермическим эффектом и пиком на кривой *DTG* (см. рис. 1, *б*), при этом изменение массы незначительно. Однако за этой реакцией сразу следует более масштабная реакция с быстрым увеличением массы. В итоге к завершению реакции при температуре 750 °С мас-

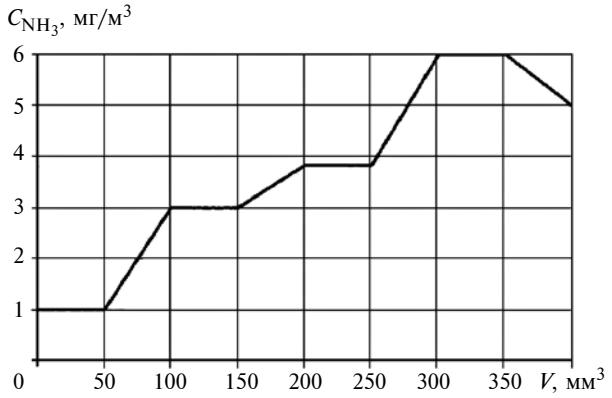


Рис. 2. Изменение концентрации аммиака C_{NH_3} в зависимости от снятого при шлифовании объема V стали 12Х18Н10Т

са навески увеличивается на 12 %. Дальнейшее нагревание мало влияет на вид кривых и изменение массы. Наличие данных реакций можно объяснить влиянием продуктов термического распада импрегнатора, но достаточно трудно истолковать их природу.

Интенсивное образование окалины на коррозионно-стойкой стали 12Х18Н10Т начинается при температуре выше 850 °С [15], что хорошо видно из анализа кривой *TG* (см. рис. 1, *в*). Масса исследуемой навески существенно увеличивается при более низких температурах, что происходит явно с участием двух реакций. Поэтому однозначно утверждать, что это исключительно процесс образования окалины, трудно, тем более, что в относительных массах количество образовавшегося продукта в 2 раза больше, чем при окислении только порошка металла. Вероятнее всего, присутствие в навеске импрегнатора дает более сложную химическую реакцию с участием атмосферного кислорода и образованием многокомпонентных соединений.

В целом полученные результаты дериваграфических исследований показали, что вещества, входящие в состав импрегнатора, оказывают большое влияние посредством химических реакций, изменяя термоокислительный характер поведения металла, наблюдаемый при высоких температурах.

Таким образом, установлено влияние рассмотренных факторов на механизм контактного взаимодействия при шлифовании, что в итоге повышает эксплуатационные показатели абразивного инструмента.

Для подтверждения факта термической деструкции импрегнатора непосредственно при шлифовании с выделением газообразных веществ исследовали газовый состав воздушной среды. Одним из продуктов термического разложения соли аммония является газ аммиак, концентрацию которого контролировали в зоне резания. Установили, что концентрация аммиака C_{NH_3} увеличивается пропорционально объему V снятого материала (рис. 2). Следовательно, можно утверждать, что импрегнатор оказывает влияние практически в течение всего периода шлифования. Максимальная концентрация аммиака составила немного более 6 мг/м^3, что существенно меньше ПДК в рабочей зоне — 20 мг/м^3.

Практические результаты использования импрегнированного абразивного инструмента заключаются в увеличении его ресурса и повышении качества обработанной поверхности.

Статистический анализ результатов трех испытаний стали 12Х18Н10Т показал, что значение параметра *Ra* шероховатости обработанной поверхности существенно отличается при шлифовании импрегнированным и стандартным абразивным инструментом и составляет соответственно 1,5 и 2,7 мкм. При использовании импрегнированного инструмента коэффициент $K_ш$ = 7,8, а стандартного $K_ш$ = 2,5. Данные результаты говорят о значительном преимуществе эксплуатационных характеристик импрегнированного абразивного инструмента, пропитанного составом на основе соли аммония с ПВС.

Таким образом, для повышения эффективности шлифования труднообрабатываемой коррозионно-стойкой стали 12Х18Н10Т можно применять импрегнированный абразивный инструмент, пропитанный составом на основе соли аммония с ПВС. Эксплуатационные испытания показали, что при шлифовании импрегнированным инструментом коэффициент шлифования увеличился более чем в 3 раза, а шероховатость обработанной поверхности уменьшилась почти в 2 раза по сравнению с обработкой стандартным инструментом.

Такие результаты не могут быть получены без структурного изменения контактного взаимодействия абразивного зерна с обрабатываемым металлом, что подтверждает влияние импрегнатора, полученное с помощью дериватографии.

Дериватографические исследования подготовленных проб показали, что при температуре выше 220 °С происходит активное выделение газовых продуктов в результате термодеструкции импрегнатора. В диапазоне температур 660÷720 °С наблюдается интенсивное химическое взаимодействие с порошком металла, т. е. при шлифовании обрабатываемая поверхность в зоне контакта химически модифицируется, что влияет на адгезионное схватывание и диспергирование металла.

Методом контроля газовоздушной среды непосредственно в зоне резания по анализу концентрации продуктов термического распада веществ, входящих в состав импрегнатора, установлено, что воздействие на процесс шлифования продолжается в течение всего периода испытаний.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Шальнов В. А.** Шлифование и полирование высокопрочных материалов. М.: Машиностроение, 1972. 272 с.
2. **Чирков Г. В.** Влияние импрегнирования шлифовального круга на качество обработки // Технология машиностроения. 2007. № 2. С. 22, 23.
3. **Никитин А. В.** Шлифование труднообрабатываемых материалов импрегнированными кругами как способ повышения их режущих свойств // Инструменты и технологии. 2010. № 2. С. 52—58.
4. **Pat. 101791786 CN:** Int. Cl. B 24 D 3/34. Impregnant for impregnated grinding wheels and application there of in preparing impregnated grinding wheels.
5. **Pat. 6500220 US:** Int. Cl. B 24 B 1/00. Impregnated grinding wheel.
6. **Bhanu P. R., Bhanu K. G., Rukmini S. R.** Performance evaluation of grinding wheels impregnated with graphene nanoplatelets // Int. J. Adv. Manuf. Technol. 2016. 85. P. 2235—2245.
7. **Effects** of sulfurization of grinding wheels on internal cylindrical grinding of Titanium Grade 2 / K. Nadolny, W. Kapłonek, M. Wojtewicz, W. Sienicki // Indian Journal of Engineering & Materials Sciences. April 2013. V. 20. P. 108—124.
8. **Nadolny K., Sienicki W., Wojtewicz M.** The effect upon the grinding wheel active surface condition when impregnating with non-metallic elements during internal cylindrical grinding of titanium // Archives of civil and mechanical engineering. 2015. V. 15. P. 71—86.
9. **Латышев В. Н., Наумов А. Г.** О смазочном и химическом действии внешней среды при резании металлов // Трение и износ. 2001. Т. 22. Вып. 3. С. 342—348.
10. **Цокур А. К., Цокур В. П.** Роль физико-химических явлений в тепловом балансе при шлифовании // Научные труды Донецкого национального технического университета. Сер. Машиностроение и машиноведение. 2007. С. 56—61.
11. **Николаев А. Ф., Охрименко О. Г.** Водорастворимые полимеры. Л.: Химия, 1979. 144 с.
12. **Swati Ghosh, M. Kiran Kumar, Vivekanand Kain.** High temperature oxidation behavior of AISI 304L stainless steel-Effect of surface working operations // Applied Surface Science. 2013. V. 264. P. 312—319.
13. **Митрофанов А. П., Носенко В. А., Бутов Г. М.** Новые импрегнаторы для пропитки абразивного инструмента // Фундаментальные и прикладные проблемы техники и технологии. 2011. № 4/3. С. 48—54.
14. **Nosenko V. A., Mitrofanov A. P., Butov G. M.** Impregnation of Abrasive Tools with Foaming Agents // Russian Engineering Research. 2011. V. 31. N. 11. C. 1160—1163.
15. **Анурьев В. И.** Справочник конструктора-машиностроителя. В 3 т. Т. 1. 8-е изд., перераб. и доп. / Под ред. И. Н. Жестковой. М.: Машиностроение, 2001. 920 с.

УДК 622.23.05

Г. В. БОРОВСКИЙ, Л. И. КАМЕНЕЦКИЙ, Н. А. НЕГИНСКИЙ, кандидаты технических наук, М. А. НАДОЛЬСКИЙ (ОАО "ВНИИИНСТРУМЕНТ", г. Москва), А. Р. МАСЛОВ, д-р техн. наук (МГТУ "СТАНКИН"), e-mail: vniiinstrument@vniiinstrument.ru

Исследование величины износа породоразрушающего поликристаллического инструмента[1]

Усовершенствован метод оценки износа режущих кромок инструмента, который применяют при аттестации и сертификации породоразрушающего инструмента.

Ключевые слова: режущий инструмент, алмаз, буровой инструмент, износ, бесконтактное измерение, сертификация.

The wear assessment method of tool cutting edges, which used at attestation and certification of a rock-cutting tool, is improved.

Keywords: cutting tool, diamond, boring tool, wear, noncontact measurement, certification.

Для аттестации и сертификации алмазного породоразрушающего инструмента необходима достоверная оценка износа его режущих кромок. Традиционно для определения износа инструмента использовали микроскоп мод. МПБ-2 (лупа Бринелля) для линейных измерений износа задней поверхности инструмента с дискретностью 0,05 мм [1].

Для повышения точности определения износа породоразрушающего инструмента [2] предлагается применять прибор MikroCAD мод. pomSkpGo фирмы Zoller (Германия) (рис. 1), предназначенный для трехмерного измерения микрогеометрии режущих кромок [3], который позволяет сканировать зоны размерами 1,2 × 1,4 × 1 мм^3 с дискретностью до 0,1 мкм.

С помощью прибора MikroCAD выполняется объемное сканирование режущей кромки. Полученная информация представляет собой массив данных по координатам X и Z для точек поверхности режущей кромки в 400 сечениях с шагом 3,5 мкм по оси Y, которая направлена вдоль режущей кромки. Полученные данные экспортируются в отдельный файл в текстовом формате.

[1] Работа выполнялась при финансовой поддержке Минобрнауки РФ прикладных научных исследований в рамках Соглашения № 14.579.21.0094 от 27.07.2015 г., уникальный идентификатор ПНИ RFMEFI57915X0094.

Рис. 1. Прибор MikroCAD мод. pomSkpGo

Программное обеспечение прибора MikroCAD, аппроксимируя координаты точек, определяет для каждого сечения семейство отрезков и сохраняет информацию в экспортируемом файле в символьном виде.

На рис. 2, *а* представлен результат сканирования режущей кромки нового бурового долота с помощью прибора MikroCAD. Ниже представлен фрагмент экспортируемого файла.

Edges Count = 400

...

LIN Count=13 Id=2 X1=-0.025 Z1=0.013
X2=-0.020 Z2=0.007 Ang=312.11
SUB Id=380 X=-0.026 Z=0.012;
SUB Id=381 X=-0.025 Z=0.012
SUB Id=382 X=-0.024 Z=0.012;
SUB Id=383 X=-0.023 Z=0.011
SUB Id=384 X=-0.023 Z=0.011;
SUB Id=385 X=-0.023 Z=0.011
SUB Id=386 X=-0.022 Z=0.010;
SUB Id=387 X=-0.022 Z=0.010
SUB Id=388 X=-0.021 Z=0.009;
SUB Id=389 X=-0.021 Z=0.009
SUB Id=390 X=-0.021 Z=0.008;
SUB Id=391 X=-0.020 Z=0.008

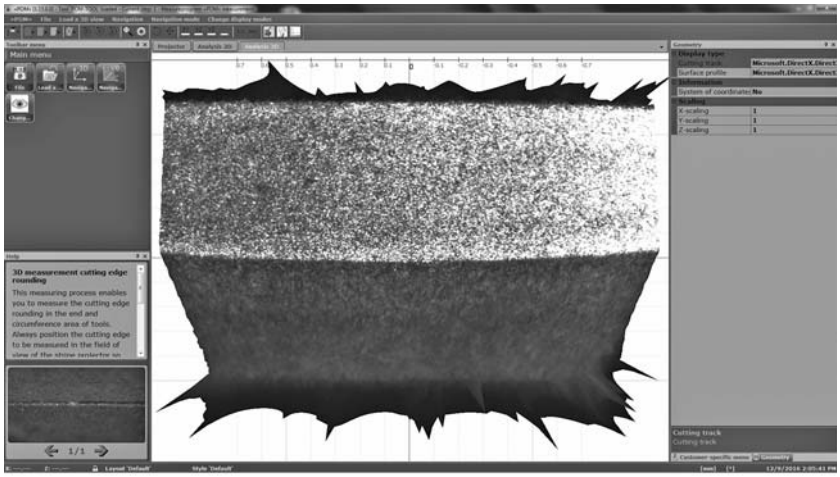
LIN Count=39 Id=3 X1=-0.019 Z1=0.010
X2=0.013 Z2=0.006 Ang=354.09
SUB Id=393 X=-0.019 Z=0.007;
SUB Id=394 X=-0.018 Z=0.007
SUB Id=395 X=-0.017 Z=0.007;
SUB Id=396 X=-0.016 Z=0.007
SUB Id=397 X=-0.016 Z=0.008;
SUB Id=398 X=-0.015 Z=0.008

...

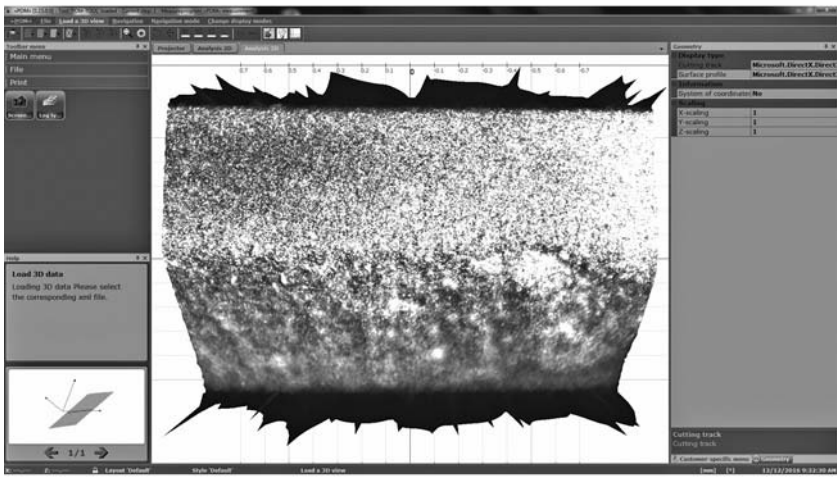
Далее выполняли обработку отверстий диаметром 40 мм в кварците на глубину 150 мм при частоте вращения n = 315 мин$^{-1}$ с подачей S = 0,056 мм/об [4]. При этом режущие кромки инструмента сканировали после обработки 6 и 12 отверстий. На рис. 2, *б* представлен результат сканирования режущей кромки после окончания испытаний.

В используемом программном обеспечении не предусмотрен анализ полученной информации [5, 6], поэтому для оценки износа режущей кромки долота потребовалась ее дополнительная обработка. Для этого использовали систему управления реляционными базами данных (СУРБД) Microsoft Visual FoxPro [7, 8]. Экспортированные текстовые файлы конвертировали в файл edges1.dbf, в котором предусмотрены и символьные, и цифровые поля для обработки геометрической информации.

Выполнив контекстный анализ символьных строк файла, определили численные значения геометрических примитивов с записью в соответсвующие поля. Разработанная программа обработки экспортированного файла предусматривает оциф-



а)



б)

Рис. 2. Результаты сканирования на приборе MikroCAD режущих кромок инструмента до резания (*а*) и после испытаний (*б*)

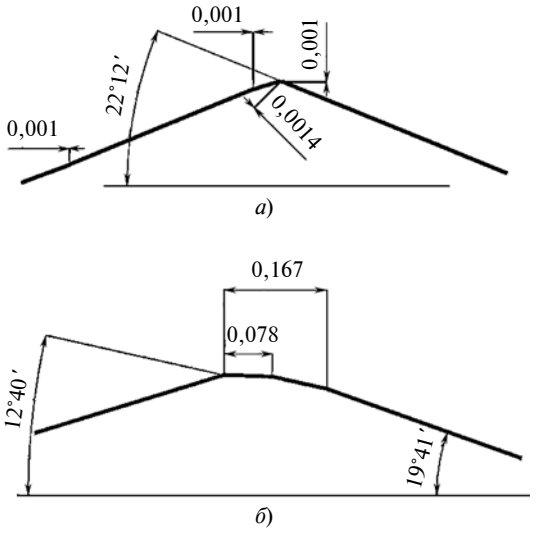


Рис. 3. Контуры кромок в сечении 52 нового инструмента (*а*) и после обработки 12 отверстий (*б*)

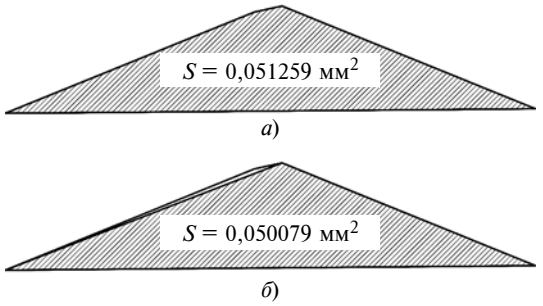


Рис. 4. Площади сечения фактического профиля (*а*) и приведенного треугольника (*б*)

ровку символьной информации и генерирование файлов сценария для построения выбранного сечения режущей кромки и семейства всех сечений.

На рис. 3 представлены контуры режущих кромок инструмента до испытаний и после них в разных сечениях, построенные в пакете AutoCad с помощью сгенерированного файла сценария. Контуры представляются отрезками прямых с разрывами, не превышающими 1,5 мкм, что обеспечивает достоверную оценку полученной информации.

Анализ контуров режущей кромки в разных сечениях показал их существенное отличие, что обусловлено особенностью изнашивания поликристаллического алмазного инструмента при обработке горных пород, который характеризуется хаотичными разрушениями. Это затрудняет достоверное определение величины и направления изнашивания (см. рис. 2, *б*). Объемное сканирование позволяет количественно оценить износ сравнением объемов материала нового и изношенного инструмента, рассчитывая площади приведенных треугольников для каждого из 400 сечений.

Для построения приведенных треугольников используется алгоритм, определяющий координаты граничных точек фактических профилей (крайние левую, правую и верхнюю точки). При этом погрешность рассчитанной площади приведенного треугольника не превышает 4 % (рис. 4).

Далее рассчитываются объемы правильных треугольных призм, основанием которых являются приведенные треугольники в каждом из 400 сечений, их высота составляет 3,5 мкм.

Изменение объемов инструментального материала в зоне сканирования, где V — объем режущего элемента; ΔV — износ:

	V, мм^3	ΔV, мм^3
Новый режущий элемент	0,71801539	0
Режущий элемент после обработки:		
6 отверстий	0,4909174	0,227098
12 отверстий	0,24026782	0,477748

Таким образом, использование бесконтактного измерения режущей кромки с помощью прибора MikroCAD и дополнительная обработка полученной информации на основе системы управления реляционными базами данных позволили улучшить метод оценки износа породоразрушающего инструмента для его аттестации и сертификации.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Метод** ускоренных сравнительных испытаний концевых твердосплавных фрез / В. Н. Андреев, В. П. Балков, Г. В. Боровский и др. // Вестник МГТУ "Станкин". 2015. № 4. С. 59—63.

2. **Силовые** характеристики процесса резания высокопрочных горных пород алмазным инструментом / Г. В. Боровский, Л. И. Каменецкий, А. Р. Маслов и др. // Вестник машиностроения. 2016. № 9. С. 77—78.

3. **Боровский Г. В., Григорьев С. Н., Маслов А. Р.** Современные технологии обработки материалов. М.: Машиностроение, 2015. 304 с.

4. **Ультрапрецизионная** обработка хрупких оптических материалов / Г. В. Боровский, М. А. Шавва, У. М. Захаревич и др. // Вестник машиностроения. 2015. № 9. С. 6—9.

5. **Маслов А. Р.** Программа анализа экспериментальных данных о силах в процессе микрорезания материалов // СТИН. 2015. № 1. С. 32—35.

6. **Козочкин М. П., Маслов А. Р., Порватов А. Н.** Информационно-измерительные и управляющие системы силовых и виброакустических параметров // Измерительная техника. 2015. № 8. С. 5—9.

7. **Шутенко Ю. Т.** Visual FoxPro для профессионалов. СПб.: БХВ-Петербург, 2009. 576 с.

8. **Боровский Г. В., Маслов А. Р.** Отделочное точение изделий оптики из хрупких материалов // Вестник МГТУ "Станкин". 2015. № 2. С. 8—11.

УДК 621.81

Л. С. БЕЛЕВСКИЙ, А. Г. КОРЧУНОВ, доктора технических наук, И. В. БЕЛЕВСКАЯ,
Ю. Ю. ЕФИМОВА, канд. техн. наук, О. С. КОПТЕЛОВА (Магнитогорский ГТУ им. Г. И. Носова),
e-mail: belirena@yandex.ru

Восстановление и упрочнение изделий бандажированием и деформированием поверхности с нанесением покрытий[1]

Исследовано повышение несущей способности соединений с натягом пластическим деформированием одной из сопрягаемых поверхностей гибким инструментом и нанесением на нее покрытий. Алюминиевое покрытие повышает коэффициент трения сопрягаемых поверхностей. Ударно-фрикционная обработка или динамический наклеп бойками создает упрочненный наноструктурированный слой.

Ключевые слова: соединение с натягом, гибкий инструмент, боек, наклеп, наноструктурирование, поверхностный слой, накатка, покрытие.

The increase of load-carrying ability of preloaded joints by plastic deformating of one of the mating surfaces by flexible tool and applying coatings on it is studied. Aluminum coating increases friction coefficient of mating surfaces. Impact-frictional treatment or dynamic cold hardening by strikers creates hardened nanostructurized layer.

Keywords: preloaded joint, flexible tool, striker, cold hardening, nanostructuring, surface layer, knurl, coating.

На некоторых заводах тяжелого машиностроения до 30 % номенклатуры выпускается в виде крупногабаритных составных изделий (КГСИ), из которых отработавшие ресурс по рабочим поверхностям, например, валки прокатных станов, зубчатые колеса приводов, универсальные шпиндели и др., можно восстановить при наличии остаточного ресурса по циклам нагружения, что позволит продлить срок их службы, изготовив в составном исполнении [1, 2]. В первую очередь это относится к металлоемким изделиям, например, прокатным валкам, масса которых на толстолистовых станах достигает 230 т. Износ поверхностного рабочего слоя бочки валка составляет всего 5÷7 % от первоначального диаметра, после чего валки отправляют в скрап. Износ рабочих поверхностей зубчатых колес после отработки номинального ресурса составляет до 0,5 % общей массы. Повторное использование центра колеса возможно при изготовлении нового зубчатого венца. В составном исполнении можно восстанавливать и длинномерные шпиндели, валы которых используют повторно, а заменяют лишь поврежденные головки.

Одной из основных проблем надежности и долговечности новых и восстановленных КГСИ является повышение несущей способности соединений с натягом, зависящей при прочих равных условиях от коэффициента f трения на сопрягаемых поверхностях, который может изменяться в широком диапазоне в зависимости от состояния поверхности. При расчете составных прокатных валков и зубчатых колес принимают, как правило, $f = 0{,}12 \div 0{,}14$ [2, 3]. Известно, что при обработке сопрягаемых плоских поверхностей фрикционных болтовых соединений вращающимися проволочными щетками (ВПЩ) коэффициент $f = 0{,}35$, при пескоструйной или дробеструйной обработке $f = 0{,}58$, примерно такие же величины коэффициента трения достигаются при лазерной очистке [4]. Нагрузочную способность соединений с натягом можно повысить также электроэрозионным легированием [1] и лазерной закалкой [5].

Цель данной работы — изучить возможности повышения несущей способности КГСИ модификацией посадочной поверхности гибким инструментом или накаткой с одновременным нанесением функциональных покрытий, а также рифлением и упрочнением динамическим наклепом бойками перфоратора.

На прочность и несущую способность соединений с натягом влияют также повреждения соприкасающихся поверхностных слоев от фреттинга [6, 7]. Это относится и к составным прокатным валкам, собранным по посадке с натягом, в которых контактные давления достигают значительных величин и имеются зоны проскальзывания, прилегающие к торцам бандажа. Установлено, что пластическое деформирование посадочных поверхностей обкаткой или чеканкой уменьшает вероятность таких видов усталостных разрушений [8]. Достаточ-

[1] Работа выполнена при финансовой поддержке Минобрнауки РФ в рамках реализации комплексного проекта по созданию высокотехнологичного производства с участием высшего образовательного учреждения (Договоры № 02.G25.31.0178 от 01.12.2015 г.; № МК204895 от 27.07.2015 г.).

но эффективны мягкие гальванические покрытия (кадмирование, цинкование и др.) и азотирование, применение которых значительно увеличивает площадь фактического контакта сопряжения и повышает коэффициент трения [9, 10]. Существуют разные методы нанесения металлических покрытий с целью предотвращения воздействия коррозии, высокой температуры, уменьшения износа и др. Отметим, что многие традиционные способы и методы нанесения покрытий — горячий, электролитический, электроэрозионный, физико-химической модификации материала и др., малопригодны для крупногабаритных деталей, обрабатываемая поверхность которых измеряется квадратными метрами.

Для пескоструйной, дробеструйной и лазерной очистки требуются специальные установки. Перечисленные методы нанесения покрытий и обработки поверхностей имеют много достоинств, но требуют организации специальных участков на производстве, создают проблемы очистки стоков, удаления больших количеств песка и т. п. Лазерные технологии все еще весьма дороги, хотя стремительно развиваются и дешевеют. Тем не менее, следует обратить внимание на простые, экономически выгодные и эффективные технологии.

По нашему мнению, для модификации поверхности с одновременным нанесением функциональных покрытий целесообразно использовать ВПЩ. Этот метод называется фрикционным плакированием (ФП) [11—14], при котором металл покрытия, как правило, в виде прутка или полосы прижимается к ворсу щетки и разогревается в зоне контакта с ней до высокой температуры. Частички металла покрытия схватываются с концами ворсинок и переносятся на обрабатываемую поверхность. Метод ФП не требует специального дорогостоящего оборудования, высококвалифицированного персонала, дешев и экологически чист; реализуется на обычных шлифовальных или токарных станках [2, 14]. На шлифовальный станок вместо абразивного круга устанавливают ВПЩ и приспособление для подачи материала покрытия, также используются и фрезерные станки. При использовании токарного станка на суппорт с помощью простейшего приспособления устанавливают углошлифовальную машину (УШМ) с ВПЩ.

В качестве примера рассмотрим модификацию гибким инструментом оси рабочего составного прокатного валка клети кварто стана 2000 горячей прокатки. Покрытие, наносимое на посадочную поверхность оси прокатного валка, должно значительно повышать коэффициент трения, быть достаточно пластичным, заполнять впадины микропрофиля и иметь хорошую теплопроводность. Авторы в качестве материала покрытия выбрали алюминий, который хорошо наносится на стальную поверхность с помощью ВПЩ и образует покрытие достаточной толщины (15÷20 мкм).

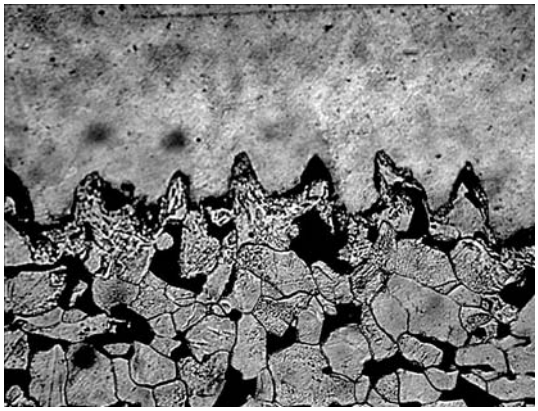
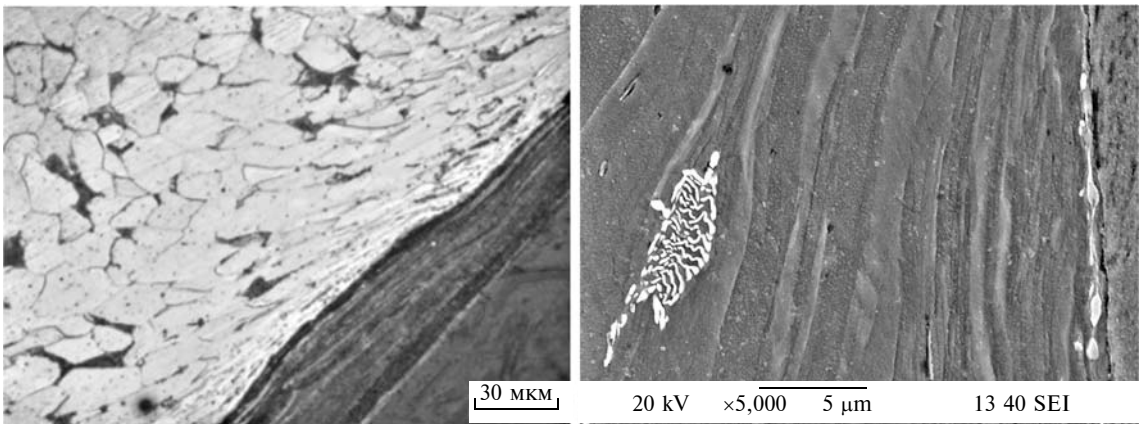


Рис. 1. Алюминиевое покрытие между выступами микропрофиля на поверхности вала (косой шлиф ×400)

Исследовали влияние покрытий, нанесенных методом ФП, на несущую способность образцов соединений с натягом с посадочным диаметром 60 мм. Алюминиевое покрытие полностью заполняет впадины микропрофиля и имеет прочное сцепление с основой (рис. 1). Экспериментально установлено, что в соединениях с алюминиевым покрытием усилие распрессовки в 2—2,3 раза больше, чем в контрольных образцах без покрытия. Это позволяет предположить, что и коэффициент трения повысится на такую же величину.

Алюминиевое покрытие на посадочную поверхность оси составного рабочего валка наносили на вальцешлифовальном станке WALDRICH SIEGEN (ООО "Южуралмашзавод"). Вместо шлифовального круга на станок устанавливали сплошную ВПЩ с наружным диаметром 900 мм, длиной ворса 60 мм, диаметром ворса 0,28 мм. Щетка работала с окружной скоростью 30 м/с при натяге 3 мм (подача ВПЩ на обрабатываемое изделие), числе проходов 3, продольной подаче 5 мм/об. Алюминиевый цилиндр диаметром 40 мм прижимался к ВПЩ с усилием 40 Н. На участки шириной 90 мм, прилегающие к торцам посадочной поверхности, где возможно проскальзывание, для предотвращения повреждений от фреттинга наносили антифрикционное медьсодержащее покрытие, а на остальную часть посадочной поверхности длиной 1740 мм — алюминиевое покрытие.

Составной рабочий валок 1180 × 2000 прошел испытания на стане 2000 в клети кварто черновой группы ОАО "ММК". Бандаж выполнен из литой заэвтектоидной стали 150ХНМ, нормализованной до твердости 40÷50 *HSD*, ось изготовлена из списанного валка. Диаметр посадочной поверхности 900 мм, длина 1820 мм, наружный диаметр бандажа 1180 мм, натяг 0,9 мм. Максимальный крутящий момент, передаваемый валком, $4{,}3 \cdot 10^6$ Н · м. Из-



а) *б*)

Рис. 2. Микроструктуры поверхностного слоя стали 20, полученные оптическим методом (*а*) и РЭМ (*б*)

носостойкость бандажа из стали 150ХНМ не менее чем в 2 раза выше износостойкости монолитного валка, изготовляемого из сталей 60ХН и 75ХМ. Стоимость составного валка, ось которого изготовлена из отработанного валка, составляет 64 % от стоимости нового цельнокованого валка. Отметим, что составной рабочий валок таких размеров для клети кварто был изготовлен впервые.

Промышленные испытания составных опорных валков на листовых станах горячей и холодной прокатки, а также составных вертикальных и рабочих валков черновой группы стана 2000 горячей прокатки в условиях ОАО "ММК" подтвердили перспективность их применения [15]. Однако значительная часть составных опорных валков выходит из строя не по износу, а преждевременно в результате радиального и/или осевого смещения и поломок. Анализ причин преждевременного выхода валков из строя показал, что чаще это связано с нарушениями технологии изготовления и условий их эксплуатации. Проворот и осевое смещение бандажа у опорных валков стана 2000 горячей прокатки возможны только при значительном несоответствии действительных размеров посадочных поверхностей и величины натяга размерам, указанным на чертеже. Разрушение и появление продольных трещин возможно из-за высоких растягивающих напряжений на внутренней поверхности бандажа, что имеет место при чрезмерно большом натяге, который следует уменьшать, одновременно принимая меры для повышения коэффициента трения на посадочных поверхностях.

Проведенные исследования показали, что для более эффективного упрочнения, наноструктурирования поверхностного слоя и нанесения функциональных покрытий целесообразно использовать не сплошные, а секционные щетки, изготовленные из стальной закаленной проволоки, сплетенной в пучки. При контакте с поверхностью изделия такой пучок оказывает не только фрикционное, но и ударное воздействие, подобно пучку дроби из дробеметной установки или упрочнению чеканкой. Как правило, скорость пучка дроби составляет 60÷70 м/с. Такие окружные скорости легко достигаются и для ВПЩ, установленных на УШМ.

Цилиндрические образцы из стали 20 диаметром 12 мм обрабатывали на токарном станке, на суппорт которого устанавливали специальную приставку с УШМ и ВПЩ. Диаметр секционной ВПЩ — 200 мм, частота вращения — 6000 мин$^{-1}$, диаметр стальной проволоки ворса — 0,5 мм, длина пучка — 40 мм, расстояние между пучками — 10 мм, натяг — 3÷4 мм (величина подачи ВПЩ на образец), число проходов — 2.

Микроструктуру[2] исследовали с помощью металлографического микроскопа Meiji Techno с применением системы Thixomet Pro компьютерного анализа изображений. Растровый электронно-микроскопический анализ осуществляли с помощью микроскопа JSM-6490LV при ускоряющем напряжении 20 кВ в режиме вторичных электронов. Твердость измеряли вдавливанием алмазной пирамиды на твердомере Buehler Micromet.

Исследование микроструктуры методами оптической микроскопии показало, что во всех случаях на поверхности образуется деформированный слой. На поверхности образца, обработанного секционной ВПЩ, обнаружен слой толщиной ≈ 50 мкм с повышенной травимостью (рис. 2, *а*). Микротвердость поверхностного слоя — 6000 МПа, основы — 2000 МПа.

Результаты исследования показали, что методом ударно-фрикционной обработки гибким инструментом можно получить твердый наноструктурированный поверхностный слой с размером фрагментов до 0,13 мкм (рис. 2, *б*).

---

[2] Исследования проводили в Центре коллективного пользования НИИ "Наносталей" ФГБОУ ВПО "МГТУ им. Г. И. Носова".

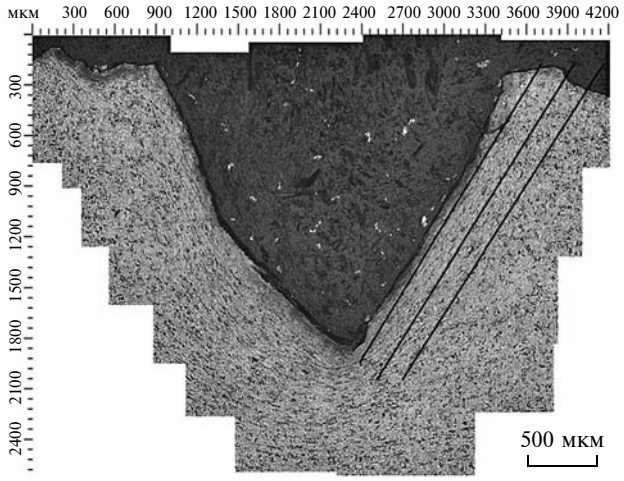


Рис. 3. Вид лунки от удара бойка и схема замера микротвердости (линии) на образце

Одной из проблем является усталостная прочность соединений с натягом, которая в местах контакта сопрягаемых деталей снижается до 60 % и более, что объясняется концентрацией напряжений в зонах соприкосновения деталей и повреждениями от фреттинга. В ЦНИИТМАШе предложен метод наклепа рамных конструкций специальным бойком, при котором на обработанной поверхности создаются рифления в виде острых бороздок значительной высоты [8]. В результате наклепа нейтрализуется вредное влияние контактного давления и концентрации напряжений на усталостную прочность деталей, а также в 10—40 раз повышается сопротивление сдвигу по сравнению с сопротивлением сдвигу фрезерованных поверхностей. Предел выносливости моделей пластин с рифлеными поверхностями выше предела выносливости материала пластин более чем в 1,3 раза [8].

Представляется целесообразным для динамического наклепа и рифления применять ручной электрический перфоратор. При проведении экспериментов использовали перфоратор ПРЭ-7 с номинальным числом ударов 4000 уд/мин и энергией удара 3,5 Дж. Поверхность образцов обрабатывали бойком с твердосплавным наконечником. Для модельных опытов использовали образцы из стали 20. Вид лунки от удара бойка и схема измерения микротвердости показаны на рис. 3. Максимальное упрочнение стали 20 составило 83 %, глубина упрочненного слоя до 350 мкм. В поверхностном слое наблюдались формирование волокнистой структуры с толщиной волокон от 0,13 до 0,23 мкм и развитие фрагментации. Упрочнение бойками можно использовать для наклепа с рифлением, упрочнения галтелей, шпоночных пазов, сварных швов и др.

Процесс ФП может быть использован также для восстановления размеров деталей, например, диа-

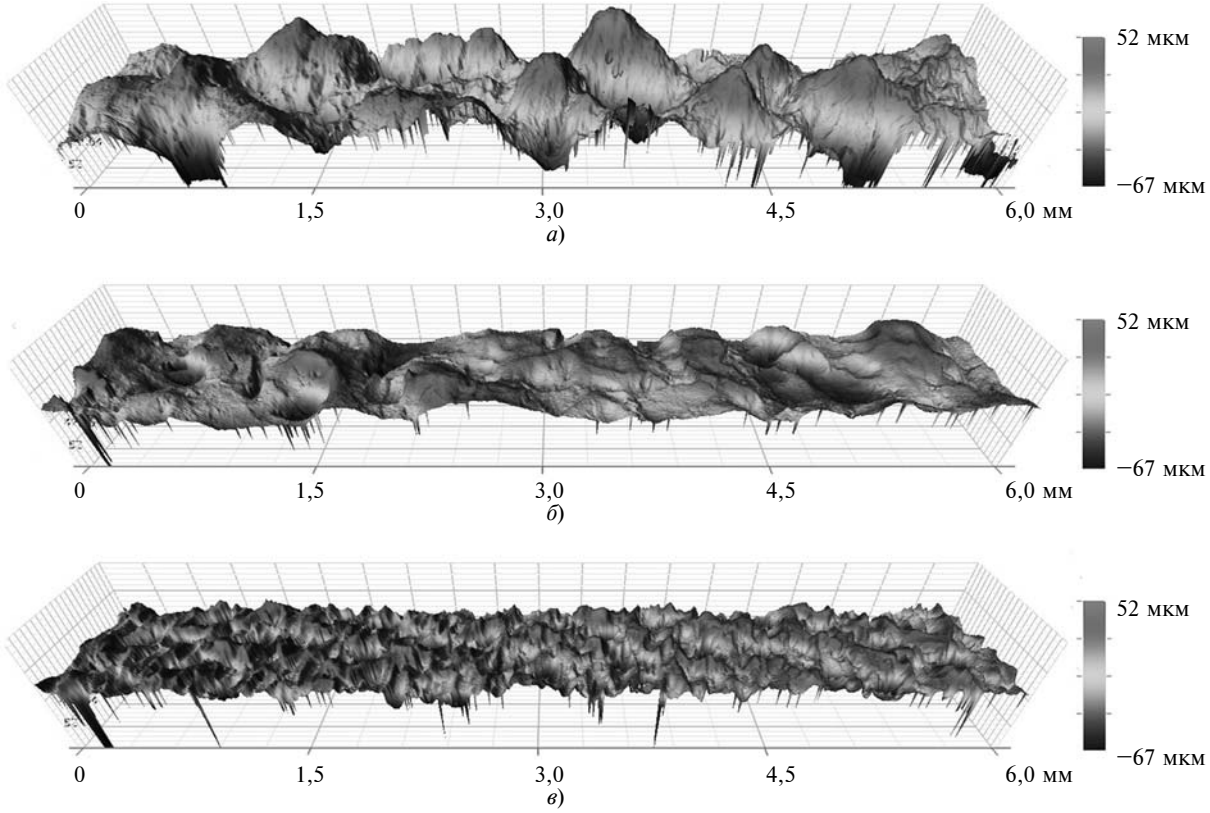


Рис. 4. Микротопографии поверхностей образцов, обработанных после накатки (*а*), секционной ВПЩ (*б*); с латунным покрытием, совмещенная обработка секционной ВПЩ (*в*)

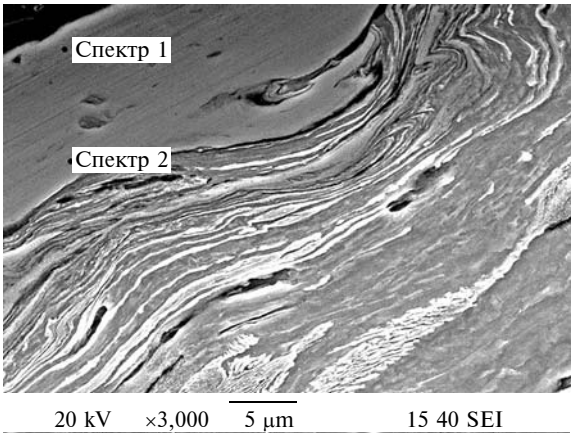


Рис. 5. Латунное покрытие на образце из стали 20

метра изношенной посадочной поверхности соединения с натягом или шейки вала. Снижение эксплуатационных характеристик пар трения также во многом связано с износом. Одним из способов восстановления является увеличение диаметра изношенной детали за счет высоты наплывов, образующихся по краям микроканавок при формировании рельефа алмазным выглаживанием [16]. В ряде случаев алмазное выглаживание можно заменить накаткой роликом, затем на поверхность с рельефом дополнительно нанести методом ФП функциональное покрытие, например антифрикционное или износостойкое. Образцы обрабатывали на токарном станке и на нем же после накатки на них методом ФП наносили покрытие из латуни Л-63. Для накатки сетчатого рифления использовали ролик 20 × 9 × 8 мм, 0,5 мм × 60°. Диаметр стального образца 20÷18 мм.

Исследовали влияние формообразующей накатки роликом на рельеф и структуру поверхностного слоя[3] (рис. 4, *а*). После накатки диаметр образца увеличился на 50 мкм и на его поверхности образовались куполообразные выступы. На рис. 4, *б* представлена микротопография поверхности, обработанной секционной ВПЩ. Видно, что внешне и по размерам микрорельефы двух образцов, обработанных разными способами, весьма похожи, что подтверждают проведенные измерения. Таким образом, вместо накатки при необходимости можно использовать секционную ВПЩ, которая одновременно может наносить функциональное покрытие (совмещенная обработка, рис. 4, *в*). Измерения 3D-параметров показали, что поверхность, обработанная секционной ВПЩ, имеет лучшие характеристики: более остроконечную топографию поверхности; большую площадь шероховатой поверхности; меньший шаг неровностей. Латунное покрытие, нанесенное после накатки (рис. 5), при совмещенной обработке заполняет впадины профиля. Исследование микроструктуры показало, что поверхностный слой подвергся интенсивной пластической деформации, причем имела место и сдвиговая деформация.

Предложенные технические решения и результаты исследований можно использовать в металлургическом машиностроении и других областях техники.

[3] Микротопографию поверхности исследовали канд. физ.-мат. наук В. К. Белов и Е. В. Губарев в лаборатории НИЦ "Микротопография" ФГБОУ ВПО "МГТУ им. Г. И. Носова" на установке Contour GT K1 (Bruker, США).

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Лебедь В. Т., Тарельник Н. В., Лашкарев О. Н.** Повышение качества соединения крупногабаритных составных изделий // Вістник НТУ "ХІІІ". 2015. № 4 (1113). С. 181—184.

2. **Составные** прокатные валки: Монография / Л. С. Белевский, А. Ю. Фиркович, И. В. Судоргин и др. Магнитогорск: МГТУ, 2004. 206 с.

3. **Ворович И. И., Сафронов Ю. В., Устинов Ю. А**. Прочность колес сложной конструкции. М.: Машиностроение, 1967. 193 с.

4. **Вейко В. П., Смирнов В. Н., Чирков А. М.** Лазерная очистка в машиностроении и приборостроении. СПб.: НИУ ИТМО, 2013. 103 с.

5. **Алехин А. Г.** Повышение нагрузочной способности соединений с натягом на основе лазерной закалки: Автореф. дис. ... канд. техн. наук. Волгоградский ГУ. Волгоград, 2004. 18 с.

6. **Филимонов Г. Н., Балацкий Л. Т.** Фреттинг в соединениях судовых деталей. Л.: Судостроение, 1973. 296 с.

7. **Балацкий Л. Т.** Усталость валов в соединениях. Киев: Техника, 1972. 180 с.

8. **Кудрявцев И. В., Наумченков Н. Е., Саввина Н. М.** Усталость крупных деталей машин. М.: Машиностроение, 1981. 240 с.

9. **Гречищев Е. С., Ильященко А. А.** Соединение с натягом. М.: Машиностроение, 1981. 247 с.

10. **Прочность** прокатных валков / П. И. Полухин, В. А. Николаев, В. П. Полухин и др. Алма-Ата: Наука, 1984. 295 с.

11. **А. с. 57162 СССР:** МКИ C23C26/2, B05D1/28. Способ нанесения металлических покрытий.

12. **Пат. 863087 Великобритании.** Улучшение метода нанесения металлического покрытия на поверхность.

13. **А. с. 1206068 СССР:** МКИ B24B39/00. Способ нанесения покрытий.

14. **Белевский Л. С.** Пластическое деформирование поверхностного слоя и формирование покрытия при нанесении гибким инструментом. Магнитогорск: Лицей РАН, 1996. 231 с.

15. **Бандажированные** прокатные валки и ролики МНЛЗ: Монография / Л. С. Белевский, В. И. Кадошников, Е. Л. Белевская и др. Магнитогорск: ГОУ ВПО "МГТУ", 2009. 234 с.

16. **Повышение** несущей способности деталей машин поверхностным упрочнением / Л. А. Хворостин, С. В. Шишкин, А. П. Ковалев и др. М.: Машиностроение, 1988. 144 с.

ЭКОНОМИКА И ОРГАНИЗАЦИЯ ПРОИЗВОДСТВА

УДК 65

К. С. БИКТЯКОВ, канд. экон. наук (г. Москва), e-mail: b.kasim55@mail.ru

Управление предприятием в условиях кризиса

Рассматриваются эффективные инструменты управления предприятиями в условиях кризиса.

Ключевые слова: предприятие, управление, кризис.

The effective management tools of enterprise management in conditions of crisis are considered.

Keywords: enterprise, management, crisis.

Нельзя не согласиться с Н. Огастина, который заметил, что кризис порождает не только потери и негативные ситуации, но и может способствовать взращиванию семян будущего успеха, правильное управление предприятием в условиях кризиса как раз и заключается в поиске путей к будущему успеху, а ошибочное управление ухудшает изначально плохую ситуацию.

Спектр кризисных ситуаций настолько широк, что невозможно рассмотреть все варианты. Кроме того, есть кризисы, не поддающиеся управлению. Технологические кризисные ситуации, связанные с выходом из строя техники, могут периодически повторяться.

Каждая кризисная ситуация обусловливает свои механизмы управления предприятием. Любой кризис имеет определенные стадий развития и управления предприятием в этих условиях имеет свои этапы. Начальный этап заключается в предотвращении потенциального кризиса. Его успешная реализация обеспечит предприятию минимальные материальные затраты. Для этого необходимо спрогнозировать все возможные кризисные ситуации, их последствия для предприятия и оценить расходы для их предотвращения.

Ряд кризисных ситуаций может возникнуть в результате утечки стратегически важной для предприятия информации из-за оплошности или умышленных действий даже одного сотрудника. Поэтому большое значение имеет конфиденциальность и ограниченный доступ к такой информации.

Всегда надо стремиться к минимизации рисков. А риски, которые не удается исключить, следует проанализировать с позиций ожидаемых последствий и подстраховаться от губительных для предприятия ситуаций. Для этого создают кризисные центры (заблаговременный отбор и подготовка кризисной команды) и разрабатывают планы действий для всех вариантов развития событий. При этом важно обеспечивать и даже дублировать взаимосвязи всех подразделений и постоянно проверять их работоспособность.

Неправильно уделять внимание лишь техническим аспектам и игнорировать возможные реакции окружающей среды. Но именно последнее может стать причиной губительного для предприятия развития кризиса. Поэтому даже полная информация о внутренней деятельности предприятия от собственных сотрудников может не выявить признаки надвигающегося кризиса и правильным решением будет обращение за помощью к независимым экспертам.

При надвигающемся кризисе главное быстро принимать правильные решения. Сложность заключается в том, что не так много критериев, позволяющих определить самые важные вопросы в сложившейся кризисной ситуации, что порождает лавину противоречащих рекомендаций.

Лучше всех справляются с кризисами предприятия, на которых заблаговременно были разработаны антикризисные мероприятия и созданы кризисные команды. При этом необходимо четкое разграничение между управлением кризисной командой во главе с руководителем предприятия и управлением текущей деятельностью предприятия. Если на предприятии не допустили ухудшения ситуации, то открываются возможности для возмещения потерь и начала восстановления утраченных позиций.

Будущее предприятия во многом зависит от профессионализма руководителя и достоверности получаемой им информации. При каждом пережи-

том кризисе, не приведшем к гибели предприятия, накапливается опыт, который позволит в дальнейшем справиться с неизбежными трудностями. Стратегическое руководство особенно важно на этапе выхода предприятия из кризиса. В кризисных ситуациях менеджеры ограничены в финансах и времени для принятия решений, что может привести к совершению ими непоследовательных и даже иррациональных действий.

Как правило, управляющие предприятием сотрудники, которые не предвидели и не предотвратили кризис, не могут справиться с ситуацией и вывести из него. Для этого необходимо признать свои ошибки, нести за них ответственность и вернуть доверие коллектива, что всегда не так просто. Поэтому часть сотрудников придется сократить. Для успешно работы предприятия сотрудники не должны бездумно подчиняться жесткому управлению, а совершать свои действия осознанно в результате убедительного управления с аргументацией принятых решений.

Необоснованное сокращение персонала, особенно в оскорбительной форме, подрывает доверие у оставшихся сотрудников, что также наносит вред предприятию, поэтому все действия руководства должны быть корректными и взвешенными.

Кризис на предприятии, как правило, обусловливает сокращение затрат. Однако чрезмерное их сокращение может породить цепочку кризисных ситуаций, что усугубит возникшие производственные трудности.

Следует помнить, что поддержание взаимного уважения и доверия между сотрудниками является одной из задач руководителя. Важно обеспечивать работникам возможность самим решать вопросы, находящиеся в пределах их компетенций. Это повышает их ответственность и улучшает климат внутри производственного коллектива.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Базаров Т. Ю.** Управление персоналом. М.: Академия, 2013. 286 с.
2. **Биктяков К. С.** Адаптивность системы управления персоналом: Учебное пособие. М.: Спутник плюс, 2013. 244 с.
3. **Технология** управления персоналом: Настольная книга менеджера / П. В. Журавлев, С. А. Карташов, Н. К. Маусов, Ю. Г. Одегов. М.: Экзамен, 1999. 224 с.
4. **Кибанов А. Я.** Основы управления персоналом: Учебник. М.: ИНФРА-М, 2012. 447 с.
5. **Мескон М., Альберт М., Хедоури Ф.** Основы менеджмента. М.: Вильямс, 2009. 667 с.
6. **Мотышина М. С.** Исследование систем управления: Учебное пособие. СПб.: Изд-во В. А. Михайлова, 2006. 224 с.
7. **Одегов Ю. Г., Журавлев П. В.** Управление персоналом: Учебник. М.: Финстатинформ, 1997. 434 с.
8. **Ползунова Н. Н., Краев В. Н.** Исследование систем управления: Учебное пособие для вузов. М.: Академический проспект, 2004. 264 с.

Вниманию авторов

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

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

К статье прилагаются:

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

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

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

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

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

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

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

3) авторский гонорар за публикацию статьи не выплачивается.

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

Представленные в редакцию материалы обратно не высылаются.

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