

ЕЖЕМЕСЯЧНЫЙ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ И ПРОИЗВОДСТВЕННЫЙ ЖУРНАЛ

1 2018

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, Сычев А.П., канд. физ.-мат. наук, Скугаревская Н.В. (ответственный секретарь)

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. 2a, 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 коммуни-

Учредитель: А.И. Савкин

Индекс: **27841** ("Пресса 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





СОДЕРЖАНИЕ

КОНСТРУИРОВАНИЕ, РАСЧЕТ, ИСПЫТАНИЯ И НАДЕЖНОСТЬ МАШИН

- **Иванов А. С., Жанысбекова Ж. Ж.** Резьбовые соединения опорно-поворотных
- **Лобанов И. Е.** Математическое моделирование теплообмена в прямых круглых трубах и в плоских каналах с шероховатыми поверхностями при одностороннем
- Чижиков В. И., Курнасов Е. В., Воробьев Е. И. Алгоритм захвата предмета на основе тактильного распознавания его поверхности
- Петуховский С. В. Энергетический подход к расчету эквивалентных напряжений при многоцикловой усталости
- Вавилов В. Е. Выбор магнитной системы ротора электромеханических преобразователей энергии с высококоэрцитивными постоянными магнитами . . .
- Алифов А. А., Фарзалиев М. Г., Джафаров Э. Н. Расчет методом прямой линеаризации автоколебательной системы с источником энергии
- Морозов В. В., Костерин А. Б., Жданов А. В. КПД роликовинтовых
- Кирсанов М. Н. Аналитический расчет параллелограммного механизма
- Рузметов М. Э., Ходжиев М. Т., Шин И. Г. Проектирование винтового конвейера для равномерного распределения волокнистого материала при складировании . .
- Волков Г. Ю., Смирнов В. В. Систематика механизмов объемных гидромашин, построенных на базе замкнутых центроидных контуров
- Труханов В. М., Крыхтин Ю. И., Романовский А. С. Физические основы разработки заготовок конуса синхронизатора со стальным газотермическим покрытием для трансмиссий транспортных машин . .

ТЕХНОЛОГИЯ МАШИНОСТРОЕНИЯ

- Рахманов С. Р., Сребрянский Г. А., Головачев А. Н., Мамедов А. Т., Орос Н. В. -Повышение износостойкости прессового инструмента с помощью покрытий
- Крюков С. А., Славин А. В., Байдакова Н. В. Аналитическое определение эксплуатационных параметров профиля поверхности шлифовальных кругов . . .
- Евдокимов Д. В., Скуратов Д. Л. Определение геометрических параметров
- Чудин В. Н. Газоформовка днищ емкостей при нелинейно-вязком
- Волков С. С., Бигус Г. А., Ремизов А. Л. Разработка технологии ультразвуковой
- Коротков В. А. Применение электроискровой обработки при ремонте

Проблемы теории и практики резания материалов

Егоров С. А., Обронов М. С. — Влияние парообразных смазочно-охлаждающих технологических средств на износ режущего инструмента

ТЕХНИЧЕСКАЯ ИНФОРМАЦИЯ

Шадрин С. С., Иванов А. М., Карпухин К. Е. — Радикальное повышение безопасности дорожного движения интегрированием автономных колесных транспортных средств в интеллектуальную транспортную среду

CONTENTS

DESIGN, CALCULATION, TESTS AND RELIABILITY OF MACHINES

- Ivanov A. S., Zhanysbekova Zh. Zh. Threaded joints of slewing bearings
- Lobanov I. E. Mathematical modeling of heat exchange in straight round tubes and in flat channels with rough surfaces at one-sided
- Chizhikov V. I., Kurnasov E. V., Vorob'ev E. I. Object grip algorithm, based on tactile recognition of its surface
- Petukhovskiy S. V. Energy approach to analysis of equivalent stresses at multiple-cycle fatigue
- Vavilov V. E. Selection of magnetic system of rotor of energy electromechanical converters with high-coercive permanent magnets
- Alifov A. A., Farzaliev M. G., Dzhafarov E. N. Analysis of selfoscillating system with energy source by direct linearization method
- Morozov V. V., Kosterin A. B., Zhdanov A. V. Efficiency roller screw mechanisms
- Kirsanov M. N. Analytical analysis of parallel-link mechanism with arbitrary number of links
- Ruzmetov M. E., Khodzhiev M. T., Shin I. G. Design of screw conveyer for uniform distribution of fiber material at storage
- Volkov G. Yu., Smirnov V. V. Systematics of positive-displacement hydraulic machines basing on closed centroid circuits
- Trukhanov V. M., Krykhtin Yu. I., Romanovskiy A. S. Physical basics of development of synchronizer cone with steel gas-thermal coating for transport machine transmissions

MANUFACTURING ENGINEERING

- Rakhmanov S. R., Srebryanskiy G. A., Golovachev A. N., Mamedov A. T., Oros N. V. — Wear resistance improvement of pressing tool using coatings from amorphous alloys
- Kryukov S. A., Slavin A. V., Baydakova N. V. Analytical determination of performance parameters of surface profile of grinding wheels
- Evdokimov D. V., Skuratov D. L. Determination of geometrical parameters of cut at cutting by mills with helical tooth
- Chudin V. N. Gas-forming of containers bottoms at non-linear viscous deformation
- Volkov S. S., Bigus G. A., Remizov A. L. Development of ultrasonic welding technology of dissimilar plastics
- **Korotkov V. A.** Application of electro-spark machining at repair of mechanical equipment

Problems of theory and practice of materials cutting

Egorov S. A., Obronov M. S. — Influence of steam lubricant-coolant cutting fluids on tool wear at cutting

TECHNICAL INFORMATION

Shadrin S. S., Ivanov A. M., Karpukhin K. E. — Radical safety improvement of road traffic by integration of autonomous wheeled transport vehicles into intelligent transport environment

Технический редактор Т. А. Шацкая Корректор Н. В. Яшина

Сдано в набор 25.11.2017. Подписано в печать 19.12.2017. 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", 2018







КОНСТРУИРОВАНИЕ, РАСЧЕТ, ИСПЫТАНИЯ И НАДЕЖНОСТЬ МАШИН

УДК 621.882:621.822

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

Резьбовые соединения опорно-поворотных подшипников

Предложена методика расчета резьбовых соединений опорно-поворотных подшипников.

Ключевые слова: опорно-поворотный подшипник, винты, параметр шероховатости, податливость контактного слоя.

The analysis methodic of threaded joints of slewing bearings is suggested.

Keywords: slewing bearing, screws, roughness parameter, flexibility of contact layer.

Если вал нагружен консольно силой F_R и установлен на радиальных подшипниках (рис. 1, a), то для снижения до приемлемых значений прогибов вала в точке приложения нагрузки консоль а стремятся уменьшить, накладывая ограничение на отношение l/a: $l/a \ge 2$, где l — расстояние между радиальными реакциями в опорах 1 и 2. Чтобы выполнить такое условие и при этом уменьшить осевые габаритные размеры всего привода, радиальные подшипники опор вала заменяют на радиально-упорные, установленные "врастяжку" (рис. 1, δ). Осевой габаритный размер привода (размер L на рис. 1) уменьшается благодаря тому, что при расчете нагрузок, действующих на опоры, радиальные реакции F_{r1} и F_{r2} к радиально-упорным подшипникам прикладывают в местах пересечений с осью вала нормалей, проведенных к серединам дорожек качения их наружных колец. При этом смещение $l_0 = L - l$ каждой из двух реакций можно оценить по формуле $l_0 \approx 0.25(d+D)$ tg α , где α — угол контакта подшипника; d и D — внутренний и наружный его диаметры.

Из вышеприведенной формулы следует, что с увеличением среднего диаметра подшипника увеличивается и l_0 . Значит, при схеме установки подшипников "врастяжку", увеличивая диаметральные размеры подшипника хотя бы одной из двух опор, можно уменьшить (рис. 1, θ) осевой габаритный размер L привода. Если одновременно увеличивать диаметральные размеры сразу двух подшипников, то в пределе получим геометрическое совпа-

дение положений двух подшипников и две опоры будут заменены одним (рис. $1, \epsilon$) опорно-поворотным подшипником (ОПП) [1, 2].

В отличие от обычных подшипников ОПП позволяют реализовать для валов одноопорное закрепление благодаря тому, что они могут восприни-

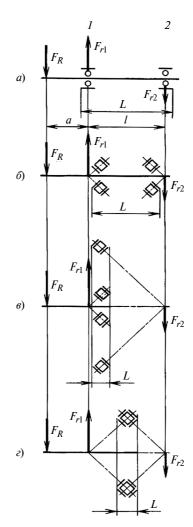


Рис. 1. Схемы действия сил на вал, нагруженный консольно и установленный на подшипниках:

a — радиальных; δ — радиально-упорных, "врастяжку"; ϵ — радиально-упорных разного диаметра, "врастяжку"; ϵ — соединенных вместе радиально-упорных большого диаметра, "врастяжку", образующих ОПП

3







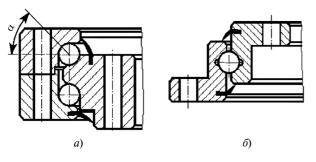


Рис. 2. Двухрядный (а) и однорядный (б) шариковые ОПП

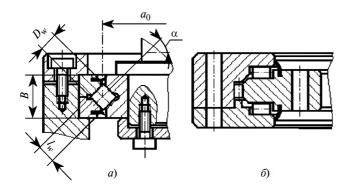


Рис. 3. Роликовые ОПП с перекрестным расположением роликов (a) и трехрядный (б)

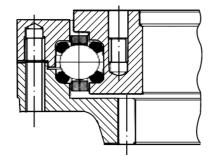


Рис. 4. Проволочный ОПП

мать осевую и радиальную силы, а также опрокидывающий момент. ОПП разделяют на шариковые (рис. 2) и роликовые (рис. 3).

Применение в качестве дорожек качения четырех замкнутых отрезков проволок (рис. 4) позволяет изготовлять кольца ОПП из алюминиевого сплава, что уменьшает его массу приблизительно на 60 % (данные относятся к подшипнику с наружным диаметром 2200 мм). Особо легкий проволочный ОПП, применяемый в авиации для крепления поворотной видеокамеры, создан фирмой Franke с кольцами подшипника из высокопрочного алюминия с ячеистой структурой (рис. 5) [3].

Широкое применение ОПП, в частности фирмы Franke, находят в приводах различных суставов роботов (рис. 6, поз. 1) [3]. Провода, необходи-

мые для питания приводов робота, проходят через отверстие во внутреннем кольце ОПП. В некоторых роботах установлены подшипники диаметром 240 мм с диаметром шарика 6 мм. На рис. 7 представлен [3] процесс сборки такого подшипника.

ОПП диаметром 1500 мм (диаметр шарика 12 мм) фирмы Franke является одной из основных компонент в компьютерном томографе (рис. 8, поз. I) [3]. Подшипник обеспечивает электроизоляцию наружного кольца от внутреннего и бесшумную работу при частотах вращения до 300 мин $^{-1}$.

ОПП фирмы Rollix используются при соединении вагонов поездов, метро, трамваев и автобу-



Рис. 5. Проволочный ОПП фирмы Franke с кольцами из высокопрочного алюминия с ячеистой структурой

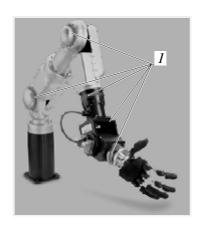


Рис. 6. Робот с пятью встроенными ОПП (поз. 1)



Рис. 7. Сборка проволочного ОПП фирмы Franke

4









Рис. 8. Компьютерный томограф на основе ОПП (поз. \it{I}) фирмы Franke



Рис. 9. Поворотный редуктор фирмы GFC с встроенным ОПП

сов. В них решен вопрос о защите от загрязнения солью, песком, водой и грязью. Фирма Rollix изготовляет подшипники диаметром от 100 до 4500 мм.

Компания Galperti Tech работает в нефтехимической и энергетической промышленности и производит ОПП диаметром до 6200 мм.

Фирма GFC [4] освоила выпуск поворотных редукторов (рис. 9) с межосевым расстоянием $80 \div 395$ мм и передаточным числом 60, предназначенных для привода солнечных батарей. Венец червячного колеса выполнен из чугуна с шаровидным графитом, механические свойства которого аналогичны стали, а вал червяка изготовлен из хромомолибденовой стали (рис. 10).

В отечественных волновых мотор-редукторах опорами тихоходного вала, как правило, служат два подшипника, установленные "врастяжку". Так, выполнен например, волновой мотор-редуктор МВ3-2 (рис. 11, a). Фирма Harmonic Drive AG в отличие от принятого в России конструктивного исполнения в последних разработках использует для опоры тихоходного вала волнового мотор-редуктора опорно-поворотный подшипник (рис. 11, δ) [5]. Мотор-редуктор при этом значительно укорачивается, а допустимые радиальная и осевая нагрузки на выходной конец вала и опрокидывающий момент существенно возрастают.

Анализируя рис. 2—5, можно отметить, что ОПП имеют резьбовые или гладкие отверстия по наружному и внутреннему кольцу, предназначенные для винтов крепления к присоединительным

поверхностям приводного механизма. Эти винты передают большие нагрузки, поэтому их класс прочности, типоразмер и число во избежание возникновения повреждений резьбовых соединений ОПП при эксплуатации следует выбирать по результатам расчетов. В России метод расчета резьбовых соединений ОПП не разработан. Данная статья посвящена этой проблеме.

Фирма ТНК для ОПП [6] рекомендует применять винты, класс прочности которых не ниже 10.9, а число n и диаметр d резьбы винтов назначать в зависимости от наружного диаметра D подшилника: при D < 100 мм — $n \ge 8$ и $d = \text{M3} \div \text{M5}$; при $100 \le D < 200$ мм — $n \ge 12$ и $d = \text{M4} \div \text{M8}$; при $200 \le D < 500$ мм — $n \ge 16$ и $d = \text{M5} \div \text{M12}$; при $D \ge 500$ мм — $n \ge 24$ и $d \ge \text{M12}$.

Фирмы ТНК и PSL [6, 7], специализирующиеся на производстве ОПП, приводят данные по параметру шероховатости контактирующих поверхностей резьбовых соединений ОПП: $Ra \approx 3.6$ мкм при D < 200 мм; $Ra \approx 6.3$ мкм при $200 \le D < 500$ мм;



Рис. 10. Червячная передача поворотного редуктора фирмы GFC

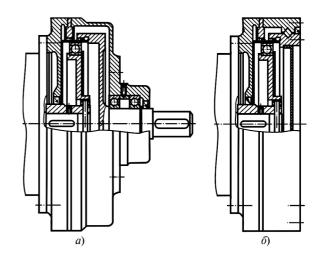


Рис. 11. Волновые редукторы с тихоходными валами на опорах в виде:

a — радиальных шариковых подшипников; δ — ОПП с перекрестным расположением роликов



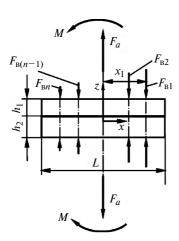


Рис. 12. Расчетная схема резьбового соединения

 $Ra \approx 12,5$ мкм при $D \geq 500$ мм. Основываясь на этих данных, можно предположить, что для расчета резьбовых соединений ОПП пригодна методика расчета резьбовых соединений приводов, предусмотренная в работе [8]. В этой методике обосновано, что при параметре шероховатости контактирующих поверхностей резьбовых соединений Ra > 1,25 мкм в передаче внешних нагрузок участвует вся опорная поверхность резьбового соединения, т. е. с увеличением шероховатости конусы давления "размываются" и учитывается податливость контактного слоя, разделяющего поверхности, стягиваемые винтами.

Согласно этой методике при нагружении отрывающей силой F_a и опрокидывающим моментом M резьбового соединения (рис. 12), состоящего из n винтов, стягивающих две детали с модулями упругости материалов E_1 и E_2 , толщинами h_1 и h_2 , площадью A контактной поверхности, при ее моментах сопротивления W_y и инерции I_y относительно оси y и приведенном параметре Ra шероховатости контактной поверхности, расчет проводят в указанной ниже последовательности.

1. Задают класс прочности винтов и напряжения в винтах при их затяжке, которые принимают, полагая, что затяжка винтов осуществляется динамометрическим ключом, и учитывая, что сопротивление усталости винтов возрастает с увеличением силы затяжки стыка:

$$\sigma_{\text{3at B}} = 0.7\sigma_{\text{T}},\tag{1}$$

где σ_{T} — предел текучести материала винта.

2. Задают диаметр d резьбы винта, шаг P резьбы и определяют внутренний диаметр резьбы:

$$d_3 = d - 1,227P. (2)$$

Вычисляют необходимую силу затяжки винта:

$$F_{\text{3aT}} = \sigma_{\text{3aT B}} \pi d_3^2 / 4. \tag{3}$$

3. Вычисляют коэффициент k податливости контактного слоя [8]:

$$k = 0.5Rac_0^*/(E^*\sigma_{3aT})^{0.5}. (4)$$

Здесь $Ra = (Ra_1^2 + Ra_2^2)^{0.5}$ — приведенный параметр шероховатости; Ra_1 и Ra_2 — средние арифметические отклонения профиля сопрягаемых поверхностей; $c_0^* \approx 263$ — коэффициент, учитывающий взаимное расположение микронеровностей; E^* — приведенный модуль упругости, определяемый из

соотношения
$$\frac{1}{E^*}=\frac{1-\mu_1^2}{E_1}+\frac{1-\mu_2^2}{E_2}$$
, где E_1 , E_2 и μ_1 ,

 μ_2 — модули упругости материалов сопрягаемых деталей и их коэффициенты Пуассона.

4. Вычисляют масштабный фактор $\varepsilon = \delta/\delta_0$, где $\delta_0 = Rac_0^* \left(\sigma_{3aT}/E^*\right)^{0.5}$ — сближение контактных поверхностей, наибольший размер $L_0 = 50$ мм которых принят за эталон. Масштабный фактор зависит от наибольшего размера L поверхности контакта и учитывает влияние высоты $W_{\rm max}$ волны шероховатой поверхности [8], а также отклонения Δ формы [8]:

$$\varepsilon = \begin{cases} L/L_0, \text{ если } L \leq L_0; \\ 3\sqrt{3}a, \text{ если } L > L_0, \ a \geq 1,7; \\ a/2 + \sqrt{1-a^2/12}, \text{ если } L > L_0, \ a < 1,7, \end{cases} \tag{5}$$

где $a = (\Delta - W_{\text{max}})/\delta_0$ — коэффициент.

5. Вычисляют податливость $\lambda_{\rm K}$ контактирующих поверхностей деталей, зависящую от коэффициента податливости, коэффициента масштаба и площади A контактной поверхности:

$$\lambda_{\kappa} = k\epsilon/A. \tag{6}$$

6. Вычисляют податливость $\lambda_{\text{д}}$ стягиваемых деталей и податливость $\lambda_{\text{в}}$ винта:

$$\lambda_{\pi} = (h_1/E_1 + h_2/E_2)/A;$$
 (7)

$$\lambda_{\rm B} = [(0.5d + l_0)/(\pi d^2) + (0.5d + l_1)/(\pi d_3^2)]4/E_{\rm R},$$
 (8)

где $l_0,\ l_1$ — длины ненарезанной и нарезанной нагруженной частей винта; $E_{\rm B}$ — модуль упругости материала винта; x_i — расстояние i-го винта до нейтральной оси.

7. Вычисляют коэффициенты χ_F и χ_M основной нагрузки, определяющие, какую долю внешней нагрузки, приходящуюся на винты, составляет соот-

6



ветственно отрывающая сила и опрокидывающий момент:

$$\chi_F = \frac{\lambda_K + \lambda_{\pi}}{\lambda_K + \lambda_{\pi} + \lambda_R/n}; \tag{9}$$

$$\chi_{M} = \frac{\lambda_{K} + \lambda_{\Pi}}{\lambda_{K} + \lambda_{\Pi} + \lambda_{B} I_{V} / (A \Sigma x_{i}^{2})}, \qquad (10)$$

где x_i — расстояние винта от нейтральной оси.

8. Вычисляют внешнюю силу, приходящуюся на наиболее нагруженный винт (на рис. 12 это винт на расстоянии x_1 от оси z):

$$F_{\rm B} = F_{\rm B}F + F_{\rm B}M, \tag{11}$$

где

$$F_{\rm B}F = \chi_F F_a/n; \tag{12}$$

$$F_{\rm BM} = \chi_{My} M \frac{x_1}{\sum x_i^2} \,. \tag{13}$$

9. Проверяют выполнение условия нераскрытия стыка:

$$\sigma_{\min} = \sigma_{3aT} - (1 - \chi_F) F_a / A - - (1 - \chi_{Mv}) M / W_v \ge 2 \text{ M} \Pi a,$$
 (14)

где σ_{min} — минимальное напряжение в стыке; σ_{3aT} — напряжение в стыке от сил затяжки винтов:

$$\sigma_{\text{3aT}} = nF_{\text{3aT}}/A. \tag{15}$$

Если условие не выполняется, то увеличивают диаметр винта или повышают его класс прочности и повторяют расчет по пп. 1—9.

10. Вычисляют максимальную силу F_{\max} , действующую на наиболее нагруженный винт:

$$F_{\text{max}} = F_{\text{3aT}} + F_{\text{B}}.\tag{16}$$

11. Оценивают:

напряжения в винте по максимальной нагрузке

$$\sigma_{\text{max}} = 4F_{\text{max}}/(\pi d_3^2), \tag{17}$$

амплитуды напряжений в резьбовой части винта

$$\sigma_{a p} = 0.5 F_{\rm B} / (\pi d_3^2 / 4)$$
 (18)

и в гладкой его части

$$\sigma_{a \text{ ful}} = 0.5 F_{\text{B}} / (\pi d^2 / 4).$$
 (19)

ISSN 0042-4633. ВЕСТНИК МАШИНОСТРОЕНИЯ. 2018. № 1

Коэффициенты запаса, соответствующие этим напряжениям, должны удовлетворять условиям (с точностью до второго знака после запятой):

$$S_{\text{max}} = \sigma_{\text{T}}/\sigma_{\text{max}} \ge 1,2-2,5;$$
 (20)

$$S_{ap} = \sigma_{-1}/(K_{\sigma Dp}\sigma_{ap}) \ge 2; \tag{21}$$

$$S_{\alpha \Gamma \Pi} = \sigma_{-1}/(K_{\sigma D \Gamma \Pi} \sigma_{\alpha \Gamma \Pi} + \Psi_{\sigma} \sigma_{m \Gamma \Pi}) \ge 2. \tag{22}$$

В формулах (21) и (22) приняты обозначения: σ_{-1} — длительный предел выносливости материала, который, если известен не только класс прочности винта, но и его материал, а также термообработка, находят по справочникам; при отсутствии этой информации σ_{-1} приближенно оценивают по формуле

$$\sigma_{-1} \approx (0.55 - 0.0001\sigma_{\rm B})\sigma_{\rm B},$$
 (23)

гле:

 $\sigma_{\scriptscriptstyle B}$ — предел прочности материала;

 $K_{\sigma Dp}$ и $K_{\sigma Dr\pi}$ — коэффициенты уменьшения предела выносливости винта в его резьбовой и гладкой частях;

 Ψ_{σ} — коэффициент, характеризующий чувствительность материала к асимметрии цикла:

$$\Psi_{\sigma} = 0.02 + 0.0002\sigma_{\rm R}, \, \text{M}\Pi a;$$
 (24)

 $\sigma_{m\,\Gamma\!\Lambda}$ — среднее напряжение цикла:

$$\sigma_{m \, \text{\tiny FI}} = (F_{3 \text{\tiny aT}} + 0.5 F_{\text{\tiny B}}) / (\pi d^2 / 4).$$
 (25)

Меньшее значение коэффициента запаса из указанных в формуле (20) принимают при наличии контроля момента завинчивания динамометрическим ключом.

12. Проверяют выполнение условия прочности (с точностью до второго знака после запятой) при сборке соединения:

$$S_{c\bar{0}} = \sigma_{T}/\sigma_{c\bar{0}} \ge 1,1, \tag{26}$$

где $\sigma_{c6} = 4 \cdot 1,3 F_{3aT}/(\pi d_3^2)$ — эквивалентное напряжение в винте при его затяжке гаечным ключом (коэффициент 1,3 учитывает возникающие при этом касательные напряжения в стержне винта).

13. Если запасы прочности недостаточны, то увеличивают диаметр винта или повышают его класс прочности и повторяют расчет.

Пригодность этой методики для расчета резьбовых соединений ОПП проверена сопоставлением результатов расчета по формулам (1)—(26) с данными каталогов фирм ТНК [6] и PSL [7] для разных типоразмеров ОПП с перекрестным расположением роликов

Результаты расчета для резьбовых соединений ОПП фирмы ТНК [6] представлены в таблице, со-





Результаты расчета для резьбовых соединений ОПП фирмы ТНК

Типоразмер ОПП	<i>D</i> , мм	n	d	Результаты расчета					
типоразмер Оттт				o _{min} , МПа	$S_{a p}$	$S_{a\ \scriptscriptstyle{\Gamma\!\!,\!\Pi}}$	S_{\max}		
RU42	70	6	M3	-4,340	2,680	3,630	1,290		
RU66	95	8	M4	-6,730	2,380	3,590	1,270		
RU85	120	8	M5	-1,920	2,630	3,540	1,280		
RU124X	165	10	M5	-5,330	2,390	3,430	1,270		
RU148X	210	12	M8	3,870	3,790	3,850	1,320		
RU178X	240	12	M8	-8,600	1,430	2,800	1,180		
RU228X	295	12	M10	-0,540	3,120	3,600	1,300		
RU297X	380	16	M12	2,293	3,613	3,685	1,320		
RU445X	540	24	M12	1,335	3,450	3,644	1,315		

гласно которой запасы прочности винтов удовлетворительны, но минимальные напряжения σ_{min} в контакте стягиваемых деталей для многих типоразмеров ОПП недостаточны.

Результаты расчета для резьбовых соединений ОПП фирмы PSL [7] представлены на рис. 13, согласно которому полученные расчетом коэффициенты запаса S_{\max} , $S_{a p}$ и $S_{a \ \Gamma \Pi}$, соответствующие напряжениям в винте при максимальной нагрузке и сопротивлениям усталости резьбовой и гладкой частей винта, удовлетворяют условиям их прочности: $S_{\max} \ge 1,2$; $S_{ap} \ge 2$; $S_{a \Gamma \Pi} \ge 2$. Условие нераскрытия стыка $\sigma_{\min} \ge 2$ МПа также выполнено.

Обобщая полученные результаты, можно заключить, что при проектировании резьбовых соединений ОПП:

1) следует использовать винты, класс прочности которых не ниже 10.9, и при затяжке винтов дина-

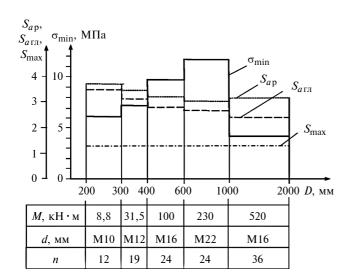


Рис. 13. Сопоставление данных каталога фирмы PSL по резьбовым соединениям, применяемым для ОПП разных типоразмеров [7], с результатами расчета по формулам (1)—(26)

мометрическим ключом обеспечивать напряжения в винтах от силы затяжки $0.7\sigma_{\rm T}$;

- 2) чтобы обеспечить выполнение условий прочности винтов $S_{\max} \ge 1,2$; $S_{ap} \ge 2$; $S_{arn} \ge 2$ и условия нераскрытия стыка $\sigma_{\min} \ge 2$ МПа, следует устанавливать в ОПП: при D < 100 мм не менее 12 винтов М3÷М5; при $100 \le D < 200$ мм не менее 12 винтов М8÷М10; при $200 \le D < 300$ мм не менее 12 винтов М12; при $300 \le D < 400$ мм не менее 19 винтов М12; при $400 \le D < 500$ мм не менее 24 винтов М14; при $500 \le D < 1000$ мм не менее 24 винтов М22; при $D \ge 2000$ мм не менее 48 винтов М24;
- 3) работоспособность резьбовых соединений можно считать обеспеченной, если проведена их проверка расчетом по формулам (1)—(26).

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

- 1. **Иванов А. С.** Расчет и конструирование опорноповоротных подшипников // Вестник машиностроения. 2000. № 4. С. 23—27.
- 2. **Иванов А. С.** Конструируем машины шаг за шагом. В 2 ч. М.: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2003. Ч. 1. 328 с. Ч. 2. 392 с.
- 3. **Antifriction** Bearings, Linear Systems. The Special Solution for Every Industry / Aalen, Germany: Franke GmbH, 2008. 16 s.
- 4. **GFCProduct: Catalog 2012.** Dresden-Neustadt: Route to GFC, 2012. 182 s.
- 5. **Иванов А. С., Муркин С. В.** Конструирование современных мотор-редукторов: Электронное учебное пособие. М.: МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2012. 147 с. Рег. свид. № 25446. http://www.cdl.bmstu.ru/rk3/Motor.html.
- 6. LTD. Подшипники с перекрестными роликами: Catalog N. 382-1R. Tokio: THK CO, 27 p. http://www.thk.com.
- 7. **Крупногабаритные** подшипники опорно-поворотные устройства / PSL. Производственная программа. Публикация № 23/2010-OTO-R.
- 8. **Иванов А. С., Муркин С. В.** Расчет и проектирование резьбовых соединений приводов. М.: Инновационное машиностроение, 2015. 108 с.

8







УДК [532.517.4: 536.24].001.573

И. Е. ЛОБАНОВ, д-р техн. наук (МАИ, г. Москва), e-mail: lloobbaannooff@live.ru

Математическое моделирование теплообмена в прямых круглых трубах и в плоских каналах с шероховатыми поверхностями при одностороннем обогреве¹

Разработана методика теоретического расчетного детерминирования теплообмена для круглых шероховатых труб и плоских каналов с шероховатыми стенками при одностороннем тепловом нагружении на основе принципа суперпозиции полной вязкости в турбулентном пограничном слое. Полученные результаты расчета теплообмена для каналов с шероховатыми стенками для расширенного диапазона определяющих параметров, существенно отличающиеся от соответствующих данных для каналов с турбулизаторами, определяют уровень интенсификации теплообмена.

Ключевые слова: многослойная модель, плоский канал, круглая труба, шероховатость, турбулизатор, моделирование, турбулентный, теплообмен, интенсификация.

The methodic of theoretical calculation determination of heat exchange for round tubes and flat channels with rough walls at one-sided heat loading basing on the superposition principle of total viscosity in a turbulent boundary layer is developed. The obtained results of heat exchange analysis for channels with rough walls for extended limits of influencing parameters, which are significantly discrepant from the respective data for channels with turbulators, determine the level of heat exchange intensification.

Keywords: multi-layer model, flat channel, round tube, roughness, turbulator, modeling, turbulent, heat exchange, intensification.

Использование шероховатых поверхностей является одним из методов интенсификации теплообмена, поэтому актуально исследование закономерностей теплообмена в каналах с шероховатыми стенками.

Согласно как экспериментальным [1], так и теоретическим [2, 3] исследованиям закономерности теплообмена, например, в прямых круглых шероховатых трубах существенно отличаются от закономерностей теплообмена в трубах с турбулизаторами.

В основе исследований теплообмена в шероховатых каналах лежит применение логарифмического профиля скорости, упрощающее математическую модель, особенно при большой относительной шероховатости поверхностей.

В узких каналах с большой шероховатостью теплообмен может происходить аналогично теплообмену в трубах малых диаметров с турбулизаторами [4].

Анализ относительно немногочисленных [5—7] теоретических исследований интенсифицированного теплообмена в каналах с шероховатыми стенками показал, что теории теплообмена не выходят за рамки использования логарифмического профиля скорости.

Ниже представлена теория, позволившая получить более сложные, чем существующие, закономерности для числа Нуссельта для плоских шероховатых каналов и круглых шероховатых труб, которые более обоснованы, более точны и применимы для более широкого диапазона определяющих параметров. Это аналогично исследованиям теплообмена для круглых труб с турбулизаторами [2, 3] и для плоских каналов с турбулизаторами [8—13], где имеют место более сложные, чем основанные на логарифмическом профиле скорости, математические решения относительно числа Нуссельта.

Математическое моделирование теплообмена в плоских каналах и круглых трубах с шероховатыми стенками

Теплообмен для условий течения теплоносителя в прямых круглых трубах с шероховатыми стенками рассчитываем на основе полученных для этих условий в работе [14] результатов расчета гидравлического сопротивления, поскольку стратификация потока зависит от гидросопротивления.

Для плоских каналов с шероховатыми поверхностями гидравлическое сопротивление может быть детерминировано посредством использования эквивалентного диаметра. Это позволяет привести определяющие уравнения и стратификации турбулентного пограничного слоя к виду, сходному с их видом для круглой трубы [14].

Теплообмен при течении теплоносителей с постоянными теплофизическими свойствами для условий интенсифицированного теплообмена в плоских каналах и прямых круглых трубах с шероховатыми стенками моделируется многослойной схемой турбулентного пограничного слоя на основании того, что величина турбулентной вязкости и профили скоростей турбулентного пограничного слоя уже

 $^{^{1}}$ Работа выполнена при поддержке Минобрнауки РФ в рамках базовой части госзадания.



детерминированы при моделировании гидравлического сопротивления для этих условий [15].

Подобная схема расчета интенсифицированного теплообмена была использована в работах [2, 3] для расчета теплообмена в трубах с турбулизаторами, а также в плоских каналах с турбулизаторами [8—12], что позволяет в дальнейшем ее использовать при расчете теплообмена в трубах с шероховатыми стенками при соблюдении соответствующих ограничений [2, 3], поскольку условия протекания процесса теплообмена сходны.

Решение задачи об интенсифицированном теплообмене (числе Нуссельта Nu) в плоском канале с шероховатыми стенками в данной работе получим с помощью "интеграла Лайона для плоского канала" [15, 16] при принятии допущения $w/\overline{w}_x \approx 1$, которое, как показывают теоретические исследования [2, 3, 8—13] для каналов некруглого поперечного сечения с турбулизаторами, незначительно влияет на осредненный интенсифицированный теплообмен:

Nu =
$$\frac{2}{\int_{0}^{1} \frac{R^{2}}{1 + \frac{\Pr}{\Pr} \frac{v_{T}}{v}} dR}$$
 (1)

где \Pr/\Pr_T — отношение молекулярного и турбулентного чисел Прандтля; ν_T/ν — отношение кинематических турбулентной и молекулярной вязкостей; R=r/(H/2) — безразмерная координата плоского канала (отношение поперечной координаты r для плоского канала к половине ширины H плоского канала).

Решение задачи об интенсифицированном теплообмене в круглой трубе с шероховатыми стенками в данной работе получим с помощью "интеграла Лайона" при допущении $w/\overline{w}_X \approx 1$, которое, согласно работам [2, 3], незначительно влияет на осредненный интенсифицированный теплообмен в круглых трубах с турбулизаторами:

$$Nu = \frac{2}{\int_{0}^{1} \frac{R^{3}}{1 + \frac{Pr}{Pr} \frac{V_{T}}{V}} dR},$$
 (2)

где $R=r/R_0$ — безразмерный радиус трубы (отношение расстояния r от оси трубы к радиусу R_0 трубы).

Для получения решения относительно теплообмена как для плоского канала, так и для круглой трубы с шероховатыми поверхностями, следует перейти к непосредственному рассмотрению параметров каждого из подслоев, поскольку они будут сходны при выбранных безразмерных координатах. І. Вязкий (ламинарный) подслой.

Вязкий подслой располагается в окрестности:

$$R \in \left[1 - \frac{\eta_1}{\text{Re}} \sqrt{\frac{32}{\xi}}; 1\right],$$

где $\eta_1 = 5$ — постоянная, характеризующая безразмерную толщину вязкого подслоя [17]; ξ — коэффициент сопротивления трению; Re — число Рейнольдса по эквивалентному диаметру канала.

В области вязкого подслоя принимают [2, 3, 17]:

$$\frac{v_{\rm T}}{v} = \beta \frac{\eta^3}{\eta_1^2} = \frac{\beta}{\eta_1^2} \operatorname{Re}^3 (1 - R)^3 \left(\frac{\xi}{32}\right)^{3/2};$$
 (3)

где $v_{\rm T}/v$ — отношение турбулентной и молекулярной кинематических вязкостей; $\eta=(1-R){\rm Re}\sqrt{\frac{\xi}{32}}$ — безразмерная координата (модифицированное число Рейнольдса); β — постоянная в законе "третьей степени" (степенной закон): $\frac{v_{\rm T}}{v}=\frac{\beta}{\eta_1^2}\eta^3$ [17].

II. Буферный промежуточный подслой.

Промежуточный подслой располагается в окрестности:

$$R \in \left[1 - \frac{\eta_2}{\text{Re}} \sqrt{\frac{32}{\xi}}; 1 - \frac{\eta_1}{\text{Re}} \sqrt{\frac{32}{\xi}}\right],$$

где $\eta_2 = 30$ [17].

В области промежуточного подслоя принимают [2, 3, 17]:

$$\frac{v_{\rm T}}{v} = \frac{\eta}{5} - 1 = \frac{\text{Re}}{5} (1 - R) \sqrt{\frac{\xi}{32}} - 1. \tag{4}$$

III. Турбулентное ядро потока.

Турбулентное ядро потока располагается в окрестности:

$$R \in \left[0; 1 - \frac{\eta_2}{\text{Re}} \sqrt{\frac{32}{\xi}}\right].$$

В области турбулентного ядра принимают [2, 3, 17]:

$$\frac{v_{\bar{1}}}{v} = \frac{\sum_{i} v_{i}}{v} = 1 + \frac{\text{Re}}{4} \sqrt{\frac{\xi}{2}} a(\bar{y} + \bar{h} - 2\bar{\delta}) \sqrt{(1 - \bar{y})(1 - k_{0}^{2}\bar{y})}, \quad (5)$$

где $\bar{y} = \frac{y}{\text{Re}}$ — относительная поперечная коорди-

ната; $\bar{\delta} = \frac{\delta_0}{R_0} = \delta \frac{4}{\text{Re}} \sqrt{\frac{2}{\xi}}$ (δ_0 — граница вязкого подслоя; δ — константа [18—20]).

10



•

Учитывая, что $R = 1 - \bar{y}$ или $\bar{y} = 1 - R$, после преобразований получим:

$$\frac{v_{\mathrm{T}}}{v} = \frac{\sum_{i} v_{i}}{v} = 1 + \frac{\mathrm{Re}}{4} \sqrt{\frac{\xi}{2}} a \left(1 - R + \overline{h} - \delta \frac{8}{\mathrm{Re}} \sqrt{\frac{2}{\xi}}\right) \times \sqrt{R(1 - k_{0}^{2}(1 - R))}, \qquad (6)$$

где a = 0.39 и $k_0 = 0.97$ — постоянные [18—20].

Если дисперсия $\overline{\sigma}$ средних значений высот выступов шероховатости отлична от нуля и при нормальном законе распределения высот шероховатости, то формула для турбулентной кинематической вязкости в круглой шероховатой трубе имеет вил:

$$\frac{v_{T}}{v} = \frac{\sum v_{i}}{v} = 1 + \frac{Re}{4} \sqrt{\frac{\xi}{2}} a \times$$

$$\times \left[1 - R + \overline{h} - \delta \frac{8}{Re} \sqrt{\frac{2}{\xi}} + \overline{\sigma} \sqrt{\frac{2}{\pi}} \frac{\exp\left[-\frac{1}{2} \left(\frac{\delta \frac{4}{Re} \sqrt{\frac{2}{\xi}} - \overline{h}}{\overline{\sigma}}\right)^{2}\right]}{1 + \operatorname{erf}\left[\frac{\delta \frac{4}{Re} \sqrt{\frac{2}{\xi}} - \overline{h}}{\sqrt{2}\sigma}\right]} \right] \times$$

$$\times \sqrt{R(1 - k_{0}^{2}(1 - R))} . \tag{7}$$

В дальнейшем необходимо провести расчеты теплообмена для плоских каналов и круглых труб с шероховатыми стенками по полученной в исследовании методике с использованием формул (1) и (2) совместно с соотношениями (3) для подслоев для различных относительных высот шероховатости и чисел Рейнольдса по эквивалентному диаметру канала. Для сравнения приведем расчетные значения относительного теплообмена Nu/Nu_{гл} (Nu_{гл} — число Нуссельта для гладких труб, полученное по

формуле Диттуса — Боэлтера [17]) при прочих равных условиях (равные числа Рейнольдса по эквивалентному диаметру канала).

В табл. 1 приведены расчетные данные для теплообмена в плоских каналах с шероховатыми поверхностями (в знаменателе) и в прямых круглых шероховатых трубах (в числителе), полученные из решения по сгенерированной теории для относительных высот турбулизаторов $h/R_0=1/70=1,43\cdot 10^{-2}$ и $h/R_0=1/50=2\cdot 10^{-2},$ для которых ранее были рассчитаны гидравлические сопротивления (для сравнения приведены соответствующие значения теплообмена для гладких труб по формуле Диттуса — Боэлтера).

Из представленных данных видно, что увеличение теплообмена в круглых трубах вследствие шероховатости определенно меньше, чем увеличение гидравлического сопротивления, что особенно заметно при больших числах Рейнольдса и больших относительных высотах шероховатости. Сравнение представленных результатов для теплообмена в шероховатых трубах при $h/R_0 = 0.02$ с теплообменом в трубах с турбулизаторами (d/D = 0.98) из работы [1] при прочих равных условиях показало: при средних числах Рейнольдса ($Re = 4 \cdot 10^4$) теплообмен в шероховатых трубах приблизительно равен теплообмену в трубах с турбулизаторами с большими относительными шагами между турбулизаторами (Nu/Nu_{гл} = 1,60; 1,45; 1,30 для t/D = 0,25; 0,50; 1,00 соответственно); при увеличении числа Рейнольдса до $Re = 10^5$ теплообмен в шероховатых трубах приближается к теплообмену в трубах с турбулизаторами со средними относительными шагами между ними ($Nu/Nu_{rл} = 1,62; 1,48; 1,34$ для t/D = 0.25; 0.50; 1.00 соответственно).

Из табл. 1 также видно, что теплообмен в плоских каналах с шероховатыми стенками для этих условий, рассчитанный по "интегралу Лайона для плоского канала" [15, 16], меньше примерно на $6 \div 7$ %, чем в шероховатых трубах при прочих равных условиях, в то время как для гладких каналов

Таблица 1

	Формула	Теплообмен при Re								
h/R_0	Диттуса —	4 · 10 ⁴	6 · 10 ⁴	8 · 10 ⁴	10 ⁵	10 ⁶	10 ⁷			
	Боэлтера	96,90	134,02	168,71	201,68	1272,51	8028,99			
$1/70 = 1,43 \cdot 10^{-2}$	Теоретическое решение Nu/Nu _{гл}	113,98 105,88 1,18 1,08	$ \begin{array}{r} \underline{167,05} \\ \overline{155,85} \\ \underline{1,25} \\ \overline{1,16} \end{array} $	$ \begin{array}{r} 219,58 \\ \hline 204,31 \\ \underline{1,30} \\ 1,22 \end{array} $	271,87 254,56 1,35 1,26	2509,00 2362,02 1,97 1,86	22124,58 20840,75 2,76 2,60			
$1/50 = 2,00 \cdot 10^{-2}$	Теоретическое решение Nu/Nu _{гл}	124,04 115,35 1,28 1,19	181,74 169,65 1,36 1,27	239,12 223,65 1,42 1,33	296,40 277,56 1,47 1,38	2705,26 2545,03 2,13 2,00	27015,57 25427,75 3,36 3,17			

 Π р и м е ч а н и е. В числителях приведены значения для круглых шероховатых труб, рассчитанные по формулам (1)—(7), в знаменателях — при теплообмене на воздухе в плоских каналах с шероховатыми стенками.













Таблица 2

												тиолици .
h/R_0	Параметр*	_					Re					
<i>n/</i> K ₀	параметр	10 ⁴	$1,58 \cdot 10^4$	$2,51 \cdot 10^4$	$3,98 \cdot 10^4$	$6,31 \cdot 10^4$	10 ⁵	$1,58 \cdot 10^5$	$2,51 \cdot 10^5$	$3,98 \cdot 10^5$	$6,31 \cdot 10^5$	10 ⁶
$1,97 \cdot 10^{-3}$	Nu	1	-	_		_	_	_	$\frac{434,01}{429,80}$	$\frac{650,97}{633,42}$	$\frac{1020,08}{965,40}$	1599,58 1515,69
1,97 * 10	$\mathrm{Nu/Nu}_{\mathrm{гл}}$	_	_	_	_	_	_	_	$\frac{1,03}{1,02}$	$\frac{1,07}{1,04}$	$\frac{1,16}{1,10}$	$\frac{1,26}{1,19}$
$3,97 \cdot 10^{-3}$	Nu		_	_	_	_	_	$\frac{310,79}{297,34}$	$\frac{485,95}{457,68}$	$\frac{759,90}{716,96}$	1191,49 1125,53	$\frac{1873,53}{1771,25}$
3,97 * 10	$\mathrm{Nu/Nu}_{\mathrm{\tiny FJI}}$	_	_	_	_	_	_	$\frac{1,07}{1,02}$	$\frac{1,15}{1,09}$	$\frac{1,25}{1,18}$	$\frac{1,35}{1,28}$	$\frac{1,47}{1,39}$
$7,94 \cdot 10^{-3}$	Nu		_	_	_	_	$\frac{235,27}{220,29}$	$\frac{366,26}{343,88}$	$\frac{572,24}{538,28}$	$\frac{897,44}{845,23}$	1411,90 1330,85	2221,23 2094,83
7,94 * 10	$\mathrm{Nu/Nu}_{\mathrm{гл}}$	_	_	_	_	_	$\frac{1,17}{1,09}$	$\frac{1,26}{1,18}$	$\frac{1,36}{1,28}$	$\frac{1,47}{1,39}$	$\frac{1,60}{1,51}$	$\frac{1,75}{1,65}$
	Nu	_	_	_	117,99 109,65	$\frac{182,05}{169,95}$	$\frac{282,71}{262,72}$	441,59 414,31	692,91 650,96	$\frac{1090,78}{1025,61}$	1681,95 1582,30	2595,86 2442,92
$1,67 \cdot 10^{-2}$	$\mathrm{Nu/Nu}_{\mathrm{гл}}$	_	_	_	$\frac{1,22}{1,14}$	$\frac{1,30}{1,22}$	$\frac{1,40}{1,31}$	$\frac{1,51}{1,42}$	$\frac{1,64}{1,54}$	$\frac{1,79}{1,68}$	$\frac{1,91}{1,80}$	$\frac{2,04}{1,92}$
$3,27 \cdot 10^{-2}$	Nu	_	60,10 55,25	91,13 84,45	$\frac{139,79}{130,23}$	$\frac{216,55}{202,45}$	337,90 316,62	530,05 497,41	823,39 773,42	1271,93 1195,48	1957,73 1840,77	3040,21 2859,28
3,2/ • 10 -	$\mathrm{Nu/Nu}_{\mathrm{гл}}$	_	$\frac{1,30}{1,20}$	$\frac{1,36}{1,26}$	$\frac{1,45}{1,35}$	$\frac{1,55}{1,45}$	$\frac{1,68}{1,57}$	$\frac{1,82}{1,71}$	$\frac{1,95}{1,84}$	$\frac{2,09}{1,96}$	$\frac{2,22}{2,09}$	$\frac{2,39}{2,25}$
	Nu	$\frac{47,66}{43,68}$	71,33 66,01	$\frac{108,93}{101,46}$	$\frac{168,27}{157,39}$	$\frac{262,22}{245,94}$	$\frac{408,52}{383,83}$	$\frac{631,68}{594,19}$	978,02 920,63	1515,52 1427,26	2350,09 2213,88	3646,15 3435,45
$6,67 \cdot 10^{-2}$	$\mathrm{Nu/Nu}_{\scriptscriptstyle \Gamma\!\!/\!\!1}$	$\frac{1,49}{1,37}$	$\frac{1,54}{1,43}$	$\frac{1,63}{1,52}$	$\frac{1,74}{1,63}$	$\frac{1,88}{1,76}$	$\frac{2,03}{1,90}$	$\frac{2,17}{2,04}$	$\frac{2,32}{2,18}$	$\frac{2,49}{2,34}$	$\frac{2,67}{2,51}$	$\frac{2,87}{2,70}$
0	Формула Диттуса — Боэлтера	31,96	46,20	66,78	96,53	139,53	201,68	291,51	421,37	609,06	880,36	1272,51
* См. п	римечание к	табл. 1.										

вышеуказанное снижение общеизвестно и составляет 14 % [15—17, 21, 22].

Можно заключить, что увеличение теплообмена в круглых трубах вследствие шероховатости ощутимо меньше, чем увеличение гидравлического сопротивления, особенно при увеличении числа Рейнольдса и относительной высоты шероховатости. Этот вывод справедлив и для гораздо более широкого диапазона высот шероховатости, что подтверждают данные по теплообмену на воздухе при $Re = 10^4 \div 10^6$ для круглых шероховатых труб с $h/R_0 = 1/15$; 1/30,6; 1/60; 1/126; 1/252; 1/507, приведенные в табл. 2 (в числителе), в сравнении с соответствующими данными по гидравлическому сопротивлению. Теплообмен в плоских каналах с шероховатыми поверхностями при прочих равных условиях для тех же значений отношений h/R_0 снижается по отношению к круглым трубам с шероховатыми стенками максимум на 8,5 % (см. табл. 2), что также меньше, чем аналогичное снижение для гладких каналов.

В дальнейшем необходимо провести расчеты теплообмена для плоских каналов с шероховатыми поверхностями и шероховатых труб по зависимос-

тям (1)—(7) для очень больших значений относительных высот шероховатости: $h/R_0=0.15\div0.30$.

В табл. 3 приведены расчетные значения числа Нуссельта при теплообмене на воздухе для плоских каналов и круглых труб с шероховатыми поверхностями для очень больших относительных высот шероховатости ($h/R_0=0.15\div0.30$) и характерного диапазона чисел Рейнольдса (Re = $10^4\div10^6$), при

Таблица З

la / D	Число Нуссельта Nu [*] при Re									
h/R_0	10 ⁴	5 · 10 ⁴	10 ⁵	5 · 10 ⁵	10 ⁶					
0,15	$\frac{57,01}{52,86}$	$\frac{255,79}{241,48}$	495,62 469,01	2320,26 2199,98	4521,46 4288,13					
0,20	$\frac{60,52}{56,39}$	$\frac{272,55}{258,29}$	$\frac{529,10}{502,55}$	$\frac{2994,82}{2849,71}$	$\frac{4873,51}{4638,43}$					
0,25	$\frac{63,26}{59,18}$	$\frac{285,81}{271,76}$	$\frac{556,11}{529,92}$	$\frac{2634,74}{2514,99}$	$\frac{5156,57}{4923,28}$					
0,30	$\frac{65,48}{61,45}$	$\frac{296,68}{282,92}$	$\frac{578,30}{552,62}$	$\frac{2750,43}{2632,73}$	$\frac{5391,79}{5162,16}$					
0	31,96	115,83	201,68	730,86	1272,51					
*См. примечание к табл. 1.										

12





расчете которо равлического сравнения при

расчете которого были использованы значения гидравлического сопротивления из работы [14]; для сравнения приведены соответствующие значения числа Нуссельта Nu_{гл} при теплообмене на воздухе для гладкой трубы $(h/R_0 = 0)$. Из табл. 3 видно, что теплообмен в шероховатых трубах на воздухе при больших высотах шероховатости увеличивается при малых числах Рейнольдса приблизительно в 1,8—2,1 раза по сравнению с гладкой трубой при увеличении относительной высоты шероховатости соответственно с $h/R_0 = 0.15$ до $h/R_0 = 0.30$; при средних числах Рейнольдса происходит увеличение уже приблизительно в 2,5 и 2,9 раза, при больших в 3,6 и 4,2 раза. При увеличении числа Рейнольдса с 10^4 до 10^6 теплообмен в шероховатых трубах на воздухе по сравнению с гладкой трубой увеличивается приблизительно в 2 раза для всего рассматриваемого диапазона относительных высот шероховатостей; при увеличении очень большой относительной высоты шероховатости в 2 раза (с $h/R_0 = 0.15$ до $h/R_0 = 0.30$) соответствующее увеличение относительного гидравлического сопротивления составляет 1,15÷1,19 раза, т. е. несколько меньше, чем соответствующее повышение гидравлического сопротивления.

Теплообмен в плоских каналах с шероховатыми поверхностями при прочих равных условиях для очень больших относительных высот шероховатости ($h/R_0=0.15\div0.30$) снижается относительно круглых шероховатых труб на $4.5\div7.5$ %. Следовательно, как увеличение относительной высоты шероховатости, так и увеличение числа Рейнольдса вызывает существенное повышение теплообмена в круглых шероховатых трубах на воздухе по сравнению с гладкими трубами. Для плоских каналов с шероховатыми стенками соответствующее увеличение теплоотдачи тоже существенно, но несколько меньше, чем для круглых шероховатых труб.

При очень высоких относительных высотах шероховатости увеличение теплообмена в плоских каналах с шероховатыми стенками и в шероховатых трубах сопровождается гораздо большим увеличением гидравлического сопротивления, чем при меньших относительных высотах шероховатости, особенно при увеличении числа Рейнольдса.

Проведем сравнительный анализ расчетных значений теплообмена на воздухе, полученных по разработанной методике, основанной на зависимостях (1)—(7), для плоских каналов с шероховатыми стенками, для шероховатых труб и для труб с турбулизаторами при прочих равных условиях (равенство относительных высот шероховатости и турбулизаторов, чисел Рейнольдса). С этой целью в табл. 4 приведены отношения Nu/Nu_{гл} для плоских каналов с шероховатыми стенками и для круглых шероховатых труб на воздухе, рассчитанные по разработанной в исследовании теории, которые сравниваются с экспериментальными данными для труб

с периодическими поперечно расположенными турбулизаторами потока в круглых трубах [1] при условии h/R_0 = idem и Re = idem (h/R_0 = 0,01÷0,13; t/D = 0,25÷1,00; Re = 10^4 ÷2· 10^5).

Сравнение полученных расчетных данных по теплообмену на воздухе в шероховатых трубах и трубах с турбулизаторами при прочих равных условиях показало, что при малых относительных высотах шероховатости ($h/R_0=1/100$) теплообмен в шероховатых трубах при небольших числах Рейнольдса немного меньше, чем в трубах с турбулизаторами с большими относительными шагами; при увеличении числа Рейнольдса теплообмен приближается к теплообмену в трубах с турбулизаторами со средними и малыми относительными шагами соответственно, а при больших числах Рейнольдса теплообмен в шероховатых трубах приблизительно на 15 % больше, чем в трубах с турбулизаторами.

При средних относительных высотах шероховатости ($h/R_0=0.05$) значения теплообмена в шероховатых трубах находятся между значениями теплообмена в трубах с турбулизаторами с большим (t/D=1) и средним (t/D=0.5) относительным шагом при небольших и средних числах Рейнольдса; при больших числах Рейнольдса теплообмен в шероховатых трубах приблизительно соответствует теплообмену в трубах с турбулизаторами со средним относительным шагом.

При больших относительных высотах шероховатости ($h/R_0=0,10$) теплообмен в шероховатых трубах при небольших и средних числах Рейнольдса несколько меньше, чем в трубах с турбулизаторами; при увеличении числа Рейнольдса теплообмен в шероховатых трубах приблизительно равен теплообмену в трубах с турбулизаторами с большим относительным шагом; при больших числах Рейнольдса значение теплообмена в шероховатых трубах находится примерно посередине между значениями теплообмена в трубах с турбулизаторами со средним и большим относительными шагами.

При очень больших относительных высотах шероховатости ($h/R_0 > 0,10$) теплообмен в шероховатых трубах при небольших и средних числах Рейнольдса составляет приблизительно половину теплообмена в трубах с турбулизаторами; при больших числах Рейнольдса теплообмен в шероховатых трубах приближается к теплообмену в трубах с турбулизаторами и даже немного превосходит его с увеличением относительной высоты.

В плоских каналах с шероховатыми поверхностями имеет место снижение теплообмена по сравнению с прямыми круглыми шероховатыми трубами при прочих равных условиях для данного диапазона определяющих параметров на $4 \div 10~\%$ (см. табл. 4).

Данные по теплообмену на воздухе для плоских каналов с шероховатыми стенками и шерохо-





h/R_0 t/D		_{t/D} Источник	Nu/Nu _{гл} * при Re									
n/N_0	l/D	данных	10 ⁴	2·10 ⁴	4 · 10 ⁴	10 ⁵	2·10 ⁵	$4 \cdot 10^5$	10 ⁶	10 ⁷	10 ⁹	
0.	0,25 0,50 1,00	Работа [1]	1,25 1,23 1,13	1,30 1,28 1,13	1,32 1,22 1,15	1,35 1,25 1,15	1,37 1,28 1,16	1,38 1,32 1,12	_ _ _	_ _ _	_ _ _	
-,	_	Теория	_	_	1,08 1,03	1,23 1,16	1,38 1,30	1,56 1,47	1,83 1,72	$\frac{2,54}{2,39}$	5,15 4,86	
0,05 0,05 0,05 1,00	0,25 0,50 1,00	Работа [1]	2,14 2,05 1,69	2,20 2,08 1,65	2,28 2,06 1,73	2,28 2,12 1,85	2,37 2,24 1,82	2,45 2,28 1,75	_ _ _	_ _ _	_ _ _	
	_	Теория	1,40 1,27	1,48 1,37	1,62 1,51	1,88 1,77	2,09 1,96	$\frac{2,31}{2,18}$	$\frac{2,66}{2,51}$	$\frac{3,79}{3,57}$	7,93 7,47	
0,10	0,25 0,50 1,00	Работа [1]	2,65 2,54 2,27	2,80 2,69 2,38	2,80 2,68 2,35	2,82 2,67 2,41	2,88 2,77 2,40	3,08 2,92 2,47	_ _ _	_ _ _	_ _ _	
	_	Теория	$\frac{1,63}{1,50}$	$\frac{1,75}{1,63}$	1,94 1,82	$\frac{2,23}{2,09}$	$\frac{2,48}{2,35}$	$\frac{2,75}{2,59}$	$\frac{3,19}{3,01}$	4,61 4,36	$\frac{9,86}{9,32}$	
	0,25	[1]	2,65	2,85	2,80	2,82	2,92	3,12	_	_	_	
0,11	_	Теория	$\frac{1,67}{1,54}$	1,79 1,67	1,99 1,87	$\frac{2,28}{2,15}$	$\frac{2,54}{2,40}$	$\frac{2,83}{2,68}$	$\frac{3,27}{3,09}$	$\frac{4,74}{4,49}$	$\frac{10,17}{9,62}$	
	0,50	[1]	2,28	2,72	2,70	2,70	2,85	3,00	_	_	_	
0,12	_	Теория	$\frac{1,70}{1,57}$	1,83 1,71	$\frac{2,03}{1,91}$	$\frac{2,33}{2,19}$	$\frac{2,59}{2,45}$	$\frac{2,89}{2,73}$	$\frac{3,35}{3,17}$	$\frac{4,86}{4,60}$	$\frac{10,46}{10,08}$	
	1,00	[1]	2,54	2,70	2,66	2,67	2,68	2,74	_	_	_	
0,13	_	Теория	$\frac{1,73}{1,60}$	1,86 1,74	$\frac{2,07}{1,95}$	$\frac{2,37}{2,23}$	$\frac{2,64}{2,50}$	$\frac{2,95}{2,79}$	$\frac{3,42}{3,24}$	4,98 4,72	$\frac{10,74}{10,17}$	
* См. 1	примечани	е к табл. 1.		1			ı			ı	ı	

ватых труб при очень больших числах Рейнольдса (Re $\geq 10^6$), приведенные в табл. 4, указывают на то, что с увеличением числа Рейнольдса сначала (при Re $> 10^6$) происходит некоторое снижение относительного теплообмена — гидросопротивления (Nu/Nu_{гл})/($\xi/\xi_{гл}$), после чего (при Re $\approx 10^9$) это отношение несколько возрастает, что характерно, например, для так называемого предельного теплообмена третьего рода при турбулентном течении в круглых трубах, но при меньших числах Рейнольдса [2, 3, 23, 24].

Относительный теплообмен в шероховатых трубах при очень больших числах Рейнольдса ($\mathrm{Re} = 10^6 \div 10^9$) возрастает при увеличении числа Рейнольдса и увеличении относительной высоты шероховатости; для плоских каналов с шероховатыми стенками увеличение теплообмена в этих условиях ниже на $4\div 10~\%$, чем для круглых шероховатых труб (см. табл. 4).

Выводы

1. Разработана методика теоретического расчетного детерминирования осредненного теплообмена для плоских каналов с шероховатыми поверхностями и круглых труб с шероховатыми стенками

на основе принципа суперпозиции полной вязкости в турбулентном пограничном слое, отличающаяся от существующих теорий; ее необходимо применять при расчете теплообмена несмотря на более высокую сложность.

- 2. Теоретические решения, полученные в данном исследовании, показали, что увеличение расчетных значений относительного осредненного теплообмена $\mathrm{Nu/Nu_{rn}}$ в плоских шероховатых каналах и шероховатых трубах с очень большими значениями относительной шероховатости существенный вклад вносит увеличение как относительной высоты шероховатости h/R_0 , так и числа Рейнольдса.
- 3. Сравнительный анализ расчетных значений относительного осредненного теплообмена в шероховатых трубах и аналогичных экспериментальных значений для труб с периодическими поперечно расположенными турбулизаторами потока показал, что в шероховатых трубах с очень большими относительными высотами шероховатости осредненный теплообмен почти во всех случаях несколько ниже, чем в трубах с турбулизаторами при прочих равных условиях и эти теплообмены приблизительно равны при больших числах Рейнольдса;

для малых, средних и больших относительных высот шероховатости найдены границы приблизительного соответствия указанных теплообменов при прочих равных условиях: чем больше число Рейнольдса, тем меньше должен быть относительный шаг h/R_0 между турбулизаторами.

- 4. Главное преимущество решений для осредненного теплообмена в шероховатых плоских каналах и круглых трубах, полученных по разработанной теории, по сравнению с эмпирическими зависимостями заключается в том, что они позволяют рассчитать теплообмен в шероховатых трубах при больших и очень больших относительных высотах выступов шероховатости, в том числе и при больших числах Рейнольдса, что характерно, например, для труб малых диаметров и узких плоских каналов.
- 5. Расчеты по относительному теплообмену гидросопротивлению для шероховатых плоских каналов и круглых труб показали, что повышение относительного теплообмена на воздухе вследствие увеличения относительной высоты шероховатости или числа Рейнольдса сопровождается еще более существенным повышением гидравлического сопротивления.
- 6. Анализ полученных расчетных значений теплообмена гидросопротивления для плоских шероховатых каналов и круглых шероховатых труб показал, что повышение теплообмена всегда меньше, чем соответствующее повышение гидравлического сопротивления, что является недостатком по сравнению с каналами с турбулизаторами при прочих равных условиях.
- 7. На основании приведенных расчетов по относительному теплообмену гидросопротивлению для плоских шероховатых каналов и круглых шероховатых труб можно заключить, что они могут иметь преимущество по сравнению с трубами с турбулизаторами с точки зрения вышеуказанного параметра при прочих равных условиях в области высоких значений относительной высоты шероховатости при высоких числах Рейнольдса.
- 8. Полученные расчетные данные по осредненному теплообмену показали, что в рассматриваемом диапазоне определяющих параметров в плоских шероховатых каналах при прочих равных условиях осредненный теплообмен ниже на $4 \div 10~\%$, чем теплообмен в круглых шероховатых трубах.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

- 1. **Эффективные** поверхности теплообмена / Э. К. Калинин, Г. А. Дрейцер, И. З. Копп и др. М.: Энергоатомиздат, 1998. 408 с.
- 2. **Лобанов И. Е.** Математическое моделирование интенсифицированного теплообмена при турбулентном течении в каналах: Дис. ... д-ра техн. наук. М., 2005. 632 с.
- 3. **Лобанов И. Е., Штейн Л. М.** Перспективные теплообменные аппараты с интенсифицированным тепло-

- обменом для металлургического производства. (Общая теория интенсифицированного теплообмена для теплообменных аппаратов, применяемых в современном металлургическом производстве.). В 4 т. Т. І. Математическое моделирование интенсифицированного теплообмена при турбулентном течении в каналах с применением основных аналитических и численных методов. М.: Изд-во Ассоциации строительных вузов, 2009. 405 с. Т. II. Математическое моделирование интенсифицированного теплообмена при турбулентном течении в каналах с применением неосновных аналитических и численных методов. М.: Изд-во Ассоциации строительных вузов, 2010. 290 с. Т. III. Математическое моделирование интенсифицированного теплообмена при турбулентном течении в каналах с применением многослойных, супермногослойных и компаундных моделей турбулентного пограничного слоя. М.: МГАКХиС, 2010. 288 с. Т. IV. Специальные аспекты математического моделирования гидрогазодинамики, теплообмена, а также теплопередачи в теплообменных аппаратах с интенсифицированным теплообменом. М.: МГАКХиС, 2011. 343 с.
- 4. **Лобанов И. Е., Доценко А. И.** Математическое моделирование предельного теплообмена для турбулизированного потока в каналах. М.: МИКХиС, 2008. 194 с.
- 5. **Иевлев В. М.** Численное моделирование турбулентных течений. М.: Наука, 1990. 215 с.
- 6. **Ляхов В. К.** Метод относительного соответствия при расчетах турбулентных пристеночных потоков. Саратов: Изд-во Саратовского университета, 1975. 123 с.
- 7. **Ляхов В. К., Мигалин В. К.** Эффект тепловой, или диффузионной, шероховатости. Саратов: Изд-во Саратовского университета, 1989. 176 с.
- 8. **Лобанов И. Е.** Математическое моделирование предельного теплообмена за счет турбулизации потока при турбулентном течении в плоских каналах с турбулизаторами // Актуальные проблемы российской космонавтики: Материалы XXXIV Академических чтений по космонавтике. Москва, январь 2010 г. / Под общей редакцией А. К. Медведевой. М.: Комиссия РАН по разработке научного наследия пионеров освоения космического пространства, 2010. С. 200—202.
- 9. **Лобанов И. Е., Флейтлих Б. Б.** Моделирование интенсифицированного теплообмена при турбулентном течении в плоских каналах с периодически поверхностно расположенными турбулизаторами потока на базе семислойной модели турбулентного пограничного слоя // Фундаментальные и прикладные проблемы техники и технологии. 2011. № 2 (286). С. 42—50.
- 10. Лобанов И. Е., Флейтлих Б. Б. Моделирование интенсифицированного теплообмена при турбулентном течении в плоских каналах с периодически поверхностно расположенными турбулизаторами потока на базе семислойной модели турбулентного пограничного слоя // Проблемы газодинамики и теплообмена в энергетических технологиях: тезисы Международной научной школы (Москва, 5—7 сентября 2011 г.). М.: Издательский дом МЭИ, 2011. С. 50—52.
- 11. **Лобанов И. Е.** Теория теплообмена при турбулентном течении в плоских каналах с поверхностно расположенными односторонними турбулизаторами потока на базе семислойной модели турбулентного пограничного слоя // Московское научное обозрение. 2012. № 4. Ч. 1. С. 7—12.
- 12. **Лобанов И. Е.** Аналитическое решение задачи об интенсифицированном теплообмене при турбулентном течении в плоских каналах с периодически поверхностно расположенными турбулизаторами потока на базе семислойной модели турбулентного пограничного слоя // Научное обозрение. 2012. № 2. С. 375—387.

УДК 531.8:519.713 + 621.865.8: 531.3

В. И. ЧИЖИКОВ, Е. В. КУРНАСОВ, кандидаты технических наук (МИРЭА), Е. И. ВОРОБЬЕВ, д-р техн. наук (ИМАШ им. А. А. Благонравова РАН), e-mail: mra2013@yandex.ru

Алгоритм захвата предмета на основе тактильного распознавания его поверхности¹

Предложено решение задачи захвата предмета с нечеткой информацией о форме и физических характеристиках его поверхности, которую можно идентифицировать с использованием экспоненциальных или робастных фильтров. Сформулированы разрешающие правила тактильного распознавания целевых узловых точек на поверхности и условие успешного захвата предмета. Предложен алгоритм формирования узловой точки на плоскости перемещения активных элементов захвата.

Ключевые слова: манипуляционный робот, протез, захват предмета, тактильное распознавание, идентификация поверхности, робастный фильтр.

The solution of the object grip problem with fuzzy information about its shape and physical characteristics of its surface, which can be identified with application of exponential or robust filters, is suggested. The resolving rules of tactile recognition of the objective nodal points on a surface and the condition of successful object grip are formulated. The algorithm of formation of a nodal point on a movement plane of active grip elements is suggested.

Keywords: manipulating robot, prosthesis, object grip, tactile recognition, surface identification, robust filter.

Захват предмета с нечеткой геометрической трехмерной поверхностью схватом манипуляционного робота или кистью биопротеза на сегодняш-

 1 Работа выполнена при поддержке РФФИ. Проект № 16.08.00305A.

ний день является задачей, которую удалось решить только для ограниченного класса поверхностей [1—3]. Если поверхность предмета гладкая, можно использовать вакуумный захват, если шероховатая, его использование неприемлемо. Кроме того, для идентификации предмета далеко не всегда дает позитивное решение использование технического зрения, так как освещенность зоны размещения предмета и его оптические свойства (прозрачность, блики на поверхности, малый цветовой контраст, толщина предмета) вносят существенный шум. Тактильное распознавание в таком случае представляется наиболее перспективным методом поиска на поверхности тех точек или пятен контакта, в которых возможен захват при условии создания в них соответствующих реакций. Путем перераспределения реакций на многоточечной контактной поверхности можно создать замкнутый пространственный многоугольник сил, который обеспечит манипулирование предметом. Поиск центра масс исследуемого предмета для трехмерной задачи при тактильном распознавании не нужен. Конструкция схватов может обеспечить захват и фиксацию любого объекта, но это, как правило, "слепое хватание", предназначенное для манипулирования одним вариантом формы объекта с фиксированными координатами.

Изменение физических параметров поверхности, формы, координат позиционирования предмета срывает попытку поднять предмет и, следователь-

(Окончание статьи. Начало см. на стр. 9)

- 13. **Лобанов И. Е.** Теплообмен при турбулентном течении в плоских каналах с равномерно расположенными поверхностными односторонними турбулизаторами потока // Вестник машиностроения. 2013. № 8. С. 13—17.
- 14. **Лобанов И. Е.** Теория гидравлического сопротивления в шероховатых трубах // Вестник машиностроения. 2013. № 7. С. 27—33.
- 15. **Новиков И. И., Воскресенский К. Д.** Прикладная термодинамика и теплопередача. М.: Госатомиздат, 1961. 548 с.
- 16. **Новиков И. И., Воскресенский К. Д.** Прикладная термодинамика и теплопередача. М.: Атомиздат, 1977. 349 с.
- 17. **Кутателадзе С. С.** Основы теории теплообмена. М.: Атомиздат, 1979. 416 с.
- 18. **Миллионщиков М. Д.** Турбулентные течения в пограничном слое и в трубах. М.: Наука, 1969. 52 с.

- 19. **Миллионщиков М.** Д. Турбулентные течения в пристеночном слое и в трубах // Атомная энергия. 1970. Т. 28. Вып. 3. С. 207-220.
- 20. **Миллионщиков М. Д.** Турбулентный тепло- и массообмен в трубах с гладкими и шероховатыми стенками // Атомная энергия. 1971. Т. 31. Вып. 3. С. 199—204.
- 21. **Теплообмен** в энергетических установках космических аппаратов / Под ред. В. К. Кошкина. М.: Машиностроение, 1975. 272 с.
- 22. **Жукаускас А. А.** Конвективный перенос в теплообменниках. М.: Наука, 1982. 472 с.
- 23. **Дрейцер Г. А., Лобанов И. Е.** Исследование предельной интенсификации теплообмена в трубах за счет искусственной турбулизации потока // Теплофизика высоких температур. 2002. Т. 40. № 6. С. 958—963.
- 24. **Дрейцер Г. А., Лобанов И. Е.** Предельная интенсификация теплообмена в трубах за счет искусственной турбулизации потока // Инженерно-физический журнал. 2003. Т. 76. № 1. С. 46—51.

16

но, манипулировать им. В аналогичной ситуации человек использует комбинацию чувств, основными из которых являются визуальные и тактильные. В большинстве попыток решить проблему захвата использовали техническое зрение, которое, к сожалению, не дает полной информации о захвате. Предыдущие исследования концентрировались на зрении, а не на тактильном интеллекте. Пока что большинство исследований направлено на создание искусственного интеллекта, основанного на визуальной обратной связи. В процессе распознавания визуальная информация сравнивается с трехмерным изображением из базы [4]. При совпадении подбирается оптимальный алгоритм для текущей ситуации. Кроме зрения для будущих роботизированных захватов необходим еще и тактильный интеллект. Как он может помочь? Известно, что в задачах захвата и манипуляции предметов человеком основное значение имеет осязание. Захват и манипулирование — это силовые операции, в которых основной информацией являются контакт и сила сжатия, не отслеживаемые зрением[5].

Отсутствие тактильных ощущений для людей, потерявших конечности, является большой эмоциональной проблемой, которую можно решить с помощью тактильных датчиков, воссоздающих мышечные ощущения, т. е. в основе решения задачи захвата и манипулирования предметом должна лежать кинестезия. В настоящее время нет технических решений упомянутой проблемы с использованием датчиков. Насыщение зоны захвата первичными преобразователями не приводит к расширению информации на нижнем уровне, которая позитивно преобразуется на верхнем уровне управления.

Разработка разрешающего правила тактильного распознавания целевых точек на поверхности

Для описания алгоритма рассмотрим порядок решения поставленной задачи.

- 1. В плоскости движения пальцев протеза располагаем сетку, ячейки которой масштабируем с учетом чувствительности, определяемой силовой функцией в точке касания предмета манипулирования. Точки касания, в которых достигнута допускаемая реакция [R], образуют узлы сетки.
- 2. Пространство, в котором находятся узлы сетки, определяется декартовой системой координат.
- 3. Искомые узлы, в которых обеспечиваются захват и удержание предмета манипулирования, непосредственно соседствуют в сетке с узлами, принадлежащими данному множеству (критерий связанности).

- 4. Палец с двумя подвижными звеньями может располагаться как ортогонально остальным четырем трехподвижным звеньям с генерацией упомянутой выше сетки по изложенному правилу (критерий, обеспечивающий получение трехмерной пространственной модели распределения силовых параметров), так и в их плоскости.
- 5. Захват предмета осуществляется обязательным включением оппозитного двухподвижного пальца и его взаимодействием с трехподвижными пальнами.

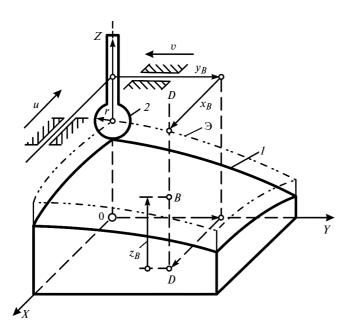
Цель алгоритма — найти все узлы сетки на поверхности предмета, удовлетворяющие приведенным выше критериям.

Решением поставленной задачи является набор множеств узлов, принадлежащих к распознанным поверхностям, на которых в процессе захвата с реакциями в точках контакта, не превышающими реакции [R], обеспечивается неразрывность пальцев протеза с предметом.

После анализа возможных путей решения использовали подход, основанный на сечениях, как наиболее часто используемый при первоначальном анализе проблемы. Так как масштабируемые сетки размещены в базовой плоскости движения пальцев и совмещены с ними, то естественным считается алгоритм распознавания поверхностей, базирующийся на сравнительном анализе сечений исследуемой области упомянутыми выше плоскостями. Располагая вспомогательные плоскости параллельно базовым, рассматриваем все возможные сечения, в которых располагаются узлы сетки. Узлы сетки (точки контакта) проектируются на оси координат, совмещенные с сеткой. Формируемая таким образом топологическая карта на вспомогательных сечениях, перпендикулярных выбранной базовой плоскости, заносится в память. Очевидно, что на каждом сенсоре количественно фиксируется проекция нормальной составляющей вектора реакции касания к сенсору и, следовательно, к подвижной части пальца, на которой он размещен. Следовательно, вектор в узле можно представить или проекцией вспомогательного сечения на координатные оси, или модулем вектора. По картам давления формируются условия прогнозирования успешного захвата предмета манипулирования.

Алгоритм формирования узловой точки (точек) на вспомогательной плоскости

Как указывалось, в захвате предмета всегда присутствует оппозитно расположенный палец, который, взаимодействуя с указательным или другими пальцами, обеспечивает захват. Так, в работе [6] показано, что предмет с параллельными поверхностями в горизонтальной плоскости можно конт-



Модель поиска формы поверхности в окрестности точки касания чувствительного элемента на основе двухподвижного механизма, выполняющего функцию Z=UV

ролировать всего лишь двумя искусственными пальцами, при этом достигаются стабильное захватывание и контроль угла и положения без необходимости знать параметры предмета и при отсутствии датчиков (например, тактильных, силовых или визуальных).

В данной статье рассматривается общий случай, в котором поверхность не определена. Сенсоры фиксируют касание и развитие реакции в точке, из которой впоследствии формируется узел сетки.

Рассмотрим алгоритм формирования узловой точки.

- 1. Делаем допущение о размещении сенсоров по всей длине каждого звена пальца кисти. Появление реакции на сенсоре фиксируется количественно по величине и месту приложения. Берем показания трех звеньев одного пальца, получаем на плоскости три точки (в общем случае не лежащие на одной прямой) и проводим через них окружность.
- 2. Проводим касательные к окружности в точках очувствления.
- 3. Из отрезков касательных формируем контур пальца. Длина звеньев при любой топологии точек на плоскости остается неизменной. Это условие означает, что три угла между отрезками звеньев и следом плоскости различны, т. е. палец имеет три степени подвижности.
- 4. Распространяем действия пунктов 2 и 3 на остальные пальцы кисти протеза, на которых обнаружено сенсорное касание, и формируем набор контуров разных пальцев.
- 5. Тактильное поисковое движение, формирующее узел на исследуемой поверхности, состоит из

двух простых ортогональных перемещений. Для этого в точке тактильного обнаружения предмета размещаем локальную систему координат XYZ, в которой ось Z совмещаем с чувствительным элементом в виде стержня, перемещающимся вертикально (перпендикулярно оси звена), а в плоскости XY осуществляются перемещения u по оси X и v по оси Y. Чувствительный элемент в точке касания с поверхностью закругляем радиусом r, что важно для описания дальнейших функциональных зависимостей (рисунок).

- 6. Поверхность в окрестности формируемого узла описывается зависимостью z = f(u, v), т. е. эту функцию будет выполнять чувствительный элемент при развитии усилия [R] в точке контакта.
- 7. При выполнении условия неразрывности контакта предмета с активными элементами протеза в узловых точках с усилием, не превышающим усилие [R], возможно манипулирование (условие проскальзывания по поверхности).

Исследуемая поверхность предмета должна иметь форму, определяемую зависимостью z = f(u, v). Чувствительный элемент, который в принятой модели очувствления совершает поступательное перемещение, имеет сферическую поверхность малого радиуса с центром в точке B и при относительных перемещениях всегда будет лежать на некоторой поверхности Θ , эквидистантной искомой. Для ввода независимых параметров u и v перемещаем чувствительный элемент относительно локальной системы координат XYZ по упомянутым направлениям.

Форму исследуемой поверхности находим, исходя из модели двухподвижного механизма с высшей парой в точке касания чувствительного элемента, т. е. механизма, выполняющего операцию:

$$Z = UV. (1)$$

Расположим центр сферы (точку B) на эквидистантной поверхности Θ и определим ее координаты:

$$x_B = u, \quad y_B = v, \quad z_B = z = uv. \tag{2}$$

Тогда с учетом координат (2) получим уравнение

$$z_B = x_B y_B,$$

эквидистантной поверхности, которая полностью отвечает заданной зависимости (1).

Уравнение центрового профиля тактильного элемента с центром в точке B и радиусом r сферы с учетом равенств (2) примет вид:

$$(x-u)^2 + (y-v)^2 + (z-uv)^2 - r^2 = 0.$$
 (3)



Тогда с учетом введенных в уравнения (7) и (8) переменных дифференциальное уравнение, соот-

$$\frac{\mathrm{d}u(t)}{\mathrm{d}t} + \beta u(t) = \beta z_v(t), \tag{9}$$

где $z_v = z/v$ — входное значение тактильного сигнала механизма, моделирующего функцию z = uv.

ветствующее передаточной функции, примет вид:

Дифференциальное уравнение (9) идентифицирует поверхность при движении чувствительного элемента по оси X в направлении параметра u при фиксированном v. Из уравнения (9) выведем рекуррентное выражение, определяющее параметр u, для чего используем разностное уравнение. Заменим производную первой конечной разностью при интервале дискретизации ΔT ($\Delta T = 1$):

$$\frac{u[n+1]-u[n]}{\Lambda T} + \beta u[n] = \beta z_v[n+1]$$

или

$$u[n+1] = (1 - \Delta T\beta)u[n] + \Delta T\beta z_n[n+1].$$

При $\Delta T=1$ имеем рекуррентную зависимость вида:

$$u[n+1] = (1-\beta)u[n] + \beta z_v[n+1]. \tag{10}$$

Из равенства (10) следует, что для получения параметра u при текущем перемещении с нормированным значением используется результат работы фильтра на предыдущем нормированном перемещении. Параметр β определяет настроечные свойства фильтра. Для работы алгоритма необходимо иметь начальное значение u[0], которое становится известным при тактильном обнаружении поверхности в точке узла с координатами u[0], v[0]. Для определения параметра v аналогично имеем:

$$v[n+1] = (1-\beta)v[n] + \beta z_u[n+1]. \tag{11}$$

Для идентификации поверхности можно использовать и релейно-экспоненциальный фильтр, являющийся робастным, рекуррентным:

$$v[n+1] = v(n) + \beta \Phi \{ \Delta v[n+1] \}.$$

Здесь $\Delta v[n+1] = z_u[n+1] - v[n]; \Phi = \Delta v[n+1]$ при $|\Delta v| \leq \alpha$ и $\Phi = \alpha \mathrm{sign}(\Delta v[n+1])$ при $\Delta v > \alpha$, где $\alpha[0,N] \in A$ — параметры, которые переводят объект из начального состояния u[0], v[0], принадлежащего заданному множеству начальных состояний $u[0] \in x_0, v[0] \in y_0,$ в состояние x[N], y[N], при котором цель управления достигается с заданной точностью.

Общая огибающая поверхность этого семейства шаровых поверхностей при разных значениях u и v будет искомой распознаваемой поверхностью захватываемого предмета. Продифференцировав равенство (3) по u и v, после преобразований получим:

$$(x - u) = -(z - uv)v, \tag{4}$$

$$(y - v) = -(z - uv)u.$$
 (5)

Исключение величин u и v из уравнений (3)—(5) приводит к уравнению поверхности очень высокого порядка, что усложняет вычисления. Выбираем более простое решение, которое заключается в получении расчетных зависимостей координат поверхности. Для этого равенства (4) и (5) подставим в равенство (3), которое решим относительно z = f(u, v) и после очевидных преобразований получим:

$$z = uv \pm \frac{r}{\sqrt{1 + u^2 + v^2}}. (6)$$

Исключив z = f(u, v) из равенств (4) и (5), с учетом выражения (6), получим:

$$x = u \pm \frac{rv}{\sqrt{1 + u^2 + v^2}};$$
 (7)

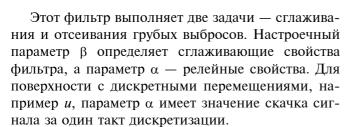
$$y = v \pm \frac{ru}{\sqrt{1 + u^2 + v^2}}.$$
 (8)

Выражения (7) и (8) определяют координаты как шаровой, так и эквидистантной поверхностей в зоне перемещения чувствительного элемента. При известных значениях параметров и и v задача идентификации поверхности считалась бы решенной, но эти параметры нам неизвестны. Введем фильтр экспоненциального сглаживания, который в виде алгоритма может быть реализован схематично. Алгоритм обеспечивает получение "следующих" значений параметра при известном его значении в текущий момент времени и при входном сигнале, который соответствует "следующему" (прогнозируемому) значению. Этот алгоритм далее представим рекуррентной формулой. Передаточная функция предлагаемого фильтра описывается уравнением

$$W(p) = \beta/(\beta + p),$$

где β — параметр фильтра (как правило, 0,2—0,5); p — оператор (p = d/dt).

Фильтр представляет собой апериодическое звено первого порядка с постоянной времени $T=1/\beta$.



Следующий шаг идентификации поверхности — объединение сформированных узлов. Моделью процесса выбрали механизм сложения двух параллельных векторов [7], которыми являются любые значения z = f(u, v) двух смежных узлов. Тогда, объединяя узлы со значениями $z_i = f(u_i, v_i)$ (i = 1, 2, ..., n) перемещений чувствительного элемента в узлах полученной сетки, получим карту поверхности предмета.

Как упоминалось ранее, цель идентификации поверхности — нахождение на ней точек (пятен) контакта, в каждой из которых развивается усилие [R] и реализуется возможность манипулирования предметом. Условие неразрывности предмета с активными элементами протеза, при котором возможно манипулирование, обеспечивается кинематическим и силовым замыканием пальцев протеза с поверхностью, физические свойства которой неизвестны, как неизвестна и масса предмета. Тогда, очевидно, отсутствие кинематического и силового замыканий выразится в появлении на точках контакта скольжения пальцев по поверхности и появления скоростной составляющей в этих точках при попытке манипулирования. Условие проскальзывания должно проверяться после каждой сформированной узловой точки любым из пальцев при обязательном контакте с поверхностью оппозитного (большого) пальца.

Физическая модель проскальзывания предполагает смещение точки контакта на поверхности предмета при манипулировании, что влечет изменения в выполнении пунктов 1 и 2 алгоритма формирования узловой точки. Аппроксимация по трем точкам с учетом манипулирования приводит к построению окружности большего радиуса по сравнению с окружностью, построенной на этапе идентификации. Силовая картина на поверхности существенно меняется вследствие изменения момента [8, 9] относительно центра новой сформированной окружности. Для общего случая проектирования произвольного профиля по заданному моменту, развиваемому тяговой пружиной, соединенной с нерастяжимой нитью, решение задачи нагружения плоского звена с переменной кривизной профиля поверхности, охваченной гибкой нерастяжимой нитью с заданным тяговым моментом, подробно рассмотрено в работе [9].

Заключение

- 1. Для описания алгоритма захвата предмета с нечеткой геометрической трехмерной поверхности схватом манипуляционного робота или кистью биопротеза определен ряд соглашений. Решаемая задача определяется как геометрическая по формированию набора множеств узлов, принадлежащих к распознанным поверхностям, на которых в процессе захвата и манипулирования с реакциями в точках контакта, не превышающими реакцию [R], обеспечивается неразрывность пальцев протеза с предметом.
- 2. Представлен алгоритм формирования узловой точки (точек) на вспомогательной плоскости, совмещенной с каждым активным элементом (пальцем) схвата манипуляционного робота или кисти протеза. Алгоритм содержит семь пунктов; последний пункт содержит условие успешного выполнения захвата предмета. Предложены фильтры для идентификации поверхности предмета манипулирования.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

- 1. **Воробьев Е. И., Чижиков В. И., Михеев А. В.** Разработка моделей и алгоритмов управления подвижными элементами пневматического протеза кисти руки // Мехатроника, автоматизация, управление. 2014. № 10. С. 21—28.
- 2. **Воробьев Е. И., Чижиков В. И., Моргуненко К. О.** Протез кисти с пневмоприводом и адаптацией к форме захватываемого объекта // Вестник Московского государственного университета приборостроения и информатики. Серия: Приборостроение и информационные технологии. 2014. № 50. С. 16—32.
- 3. **Воробьев Е. И., Дорофеев В. О.** Реализация ориентирующего движения захватного устройства манипулятора поступательными приводами // Сборка в машиностроении, приборостроении. 2014. № 4. С. 3—6.
- 4. **Кушнир А. П.** Виртуальный контроль сборки изделия на стадии проектирования // Сборка в машиностроении, приборостроении. 2009. № 5. С. 54—56.
- 5. **Албагачиев А. Ю., Кушнир А. П.** Теоретическая оценка податливости контакта реальных поверхностей // Тяжелое машиностроение. 2010. № 12. С. 32, 33.
- 6. **Control** of an object with parallel surfaces by a pair of finger robots without object sensing / R. Ozawa, S. Arimoto, S. Nakamura, J. H. Bae // IEEE Transactions on Robotics. October 2005. V. 21. N. 5. P. 965—976.
- 7. **Артоболевский И. И., Левитский Н. И., Черкудинов С. А.** Синтез плоских механизмов. М.: Физматгиз, 1959. 1084 с.
- 8. **Андреева Л. Е.** Упругие элементы приборов. М.: Машиностроение, 1981. 392 с.
- 9. **Чижиков В. И.** Определение профиля главной центральной оси пружины Бурдона при заданном законе изменения момента сил ее раскрытия // Вестник Московского государственного университета приборостроения и информатики. Серия: Приборостроение и информационные технологии. 2011. № 35. С. 54—65.



УДК 539.4.001.573

С. В. ПЕТУХОВСКИЙ, канд. техн. наук (НИУ МГСУ, г. Mockва), e-mail: researchman@mail.ru

Энергетический подход к расчету эквивалентных напряжений при многоцикловой усталости

На основе энергетического подхода решается задача расчета эквивалентных напряжений при одноосном напряженном состоянии и построения диаграммы предельных амплитуд. Рассмотрен вопрос упругопластического деформирования металла в условиях многоцикловой усталости.

Ключевые слова: диаграмма предельных амплитуд напряжений, сопротивление усталости, схематизация, метод эквивалентных циклов, многоцикловая усталость, деформационная кривая, упругопластическая деформация.

Basing on the energy approach, the problem of equivalent stresses calculation at uniaxial stressed state and construction if limit amplitudes diagram is being resolved. The problem of elastoplastic deformation of a metal in conditions of multiple-cycle fatigue is considered.

Keywords: diagram of limit stresses amplitudes, fatigue resistance, schematization, equivalent cycle method, multiple-cycle fatigue, deformation curve, elastoplastic deformation.

Расчет на сопротивление усталости является неотъемлемым этапом проектирования новых конструкций, машин, механизмов, а также их узлов и агрегатов. Данному направлению уделяется пристальное внимание со стороны науки, так как процессы усталостного разрушения связаны не только с проблемами надежности, но и с вопросами безопасности.

Одной из актуальных проблем расчета на многоцикловую усталость является повышение точности методов, лежащих в основе расчета эквивалентных напряжений цикла в условиях как стационарного, так и нестационарного нагружений. Решение этой проблемы неразрывно связано с разработкой и совершенствованием методов, основанных на адекватном описании физических процессов математическими моделями, обеспечивающими сходимость с результатами экспериментов.

При расчете эквивалентных напряжений и построении диаграммы предельных амплитуд используется зависимость [1]:

$$\left(\frac{\sigma_a}{\sigma_{-1}}\right)^p + \left(\frac{\sigma_m}{\sigma_{\rm R}}\right)^q = 1,\tag{1}$$

где p, q — показатели кривой; σ_m — среднее напряжение цикла; σ_a — амплитудное напряжение цикла; σ_{-1} — предел выносливости; $\sigma_{\rm B}$ — временное сопротивление разрыву.

Наибольшее распространение для зависимости (1) получили следующие соотношения показателей:

p = 1, q = 1 — прямая Гудмана;

p = 1, q = 2 — параболическая кривая Гербера;

p = 2, q = 2 — эллиптическая кривая.

Встречаются также зависимости с показателями $p=1,\ q=1,5$ и p=2 q=1. Значимый вклад в повышение точности расчетов при многоцикловой усталости внесли диаграммы, разработанные С. В. Серенсеном, Р. С. Кинасошвили и И. А. Одингом. Основные кривые представлены на рис. 1. В качестве примера выбрана нормализованная сталь 45 со следующими характеристиками: $\sigma_{\rm B}=668$ МПа, $\sigma_{0.2}=408$ МПа, $\sigma_{-1}=230$ МПа.

Анализ применения вышеописанных зависимостей [2] позволяет сделать вывод об ограниченной возможности их использования не только для отдельных марок сталей, но и для отдельных видов термической обработки. Часто встречаются ситуации, при которых кривые только на локальном промежутке повторяют данные эксперимента, т. е. при определенных параметрах несимметричности цикла, что приводит к необходимости модификации существующих и разработки новых зависимостей.

К недостатку существующих зависимостей можно отнести наличие геометрического подхода, лежащего в основе построения большинства кривых, что усложняет систематизацию методов расчета эквивалентных напряжений и пути унификации различных форм кривых диаграммы предельных амплитул

Зависимость упругопластической деформации представим на основе модели Рамберга — Осгуда [3]:

$$\varepsilon(\sigma) = \varepsilon_e(\sigma) + \varepsilon_p(\sigma) = \frac{1}{E}\sigma + \left(\frac{\sigma}{K_1}\right)^{1/n_1},$$
 (2)

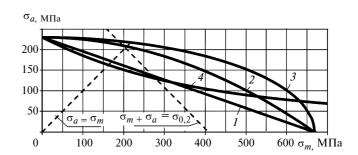


Рис. 1. Диаграммы предельных амплитуд напряжений для нормализованной стали 45:

1 — прямая Гудмана (p=1; q=1); 2 — кривая Гербера (p=1; q=2); 3 — эллиптическая кривая (p=2; q=2); 4 — кривая Одинга



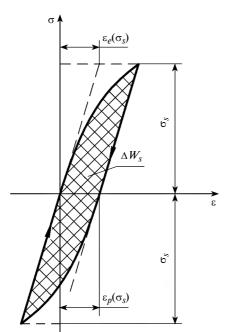


Рис. 2. Расчетная схема для симметричного цикла

где σ — напряжения; ϵ — полная относительная деформация; ϵ_e — упругая составляющая относительной деформации; ϵ_p — пластическая (неупругая) составляющая относительной деформации; E — модуль упругости (модуль Юнга); K_1 — коэффициент циклической прочности; n_1 — коэффициент циклического деформационного упрочнения.

Видоизменив и дополнив формулу (2) новыми переменными, получим:

$$\varepsilon(\sigma) = \varepsilon_e(\sigma) + \varepsilon_p(\sigma) = \frac{1}{E}\sigma + \alpha\sigma^n,$$
 (3)

где α — коэффициент пластичности (неупругой деформации); n — показатель кривой пластической деформации.

На основании выражения (3) и расчетной схемы (рис. 2) найдем удельную работу, рассеиваемую при выполнении симметричного цикла с амплитудой напряжения σ_s :

$$\Delta W_s = 2 \left[\sigma_s \varepsilon_p(\sigma_s) - \int_0^{\sigma_s} \varepsilon_p(\sigma) d\sigma \right] = 2\alpha \frac{n}{n+1} \sigma_s^{n+1}.$$
 (4)

Зависимость (4) может быть представлена в виде:

$$\Delta W_s = \frac{n}{n+1} 2\sigma_s \varepsilon_p(\sigma_s) = k_{hys} 2\sigma_s \varepsilon_p(\sigma_s). \tag{5}$$

В выражении (5) $2\sigma_s$ — размах напряжений при симметричном цикле; $\varepsilon_p(\sigma_s)$ — максимальная неупругая составляющая относительной деформации; k_{hys} — коэффициент формы петли гистерезиса:

$$k_{hys} = \frac{n}{n+1} \,. \tag{6}$$

По аналогии с выражением (4) найдем удельную работу, рассеиваемую при выполнении несимметричного цикла (рис. 3), с максимальным напряжением σ_{\max} , минимальным напряжением σ_{\min} и коэффициентом асимметрии цикла $R_{\sigma} = \sigma_{\min}/\sigma_{\max}$ ($-1 \le R_{\sigma} \le 0$):

$$\Delta W_{ns} = \alpha \frac{n}{n+1} (\sigma_{\text{max}}^{n+1} + |\sigma_{\text{min}}|^{n+1}),$$

$$\pi \rho u - 1 \le R_{\sigma} \le 0.$$
(7)

При подстановке в формулу (7) данных для симметричного цикла с коэффициентом асимметрии $R_{\sigma}=-1$ ($\sigma_{\min}=-\sigma_{\max}$) получим формулу (4).

Удельную работу, рассеиваемую при выполнении несимметричного цикла с коэффициентом асимметрии $R_{\sigma} \ge 0$ (рис. 4, a, δ), представим в виде:

$$\begin{cases}
\Delta W_{ns} = W_{\Sigma} - \Delta W_{1} - \Delta W_{2} - \Delta W_{3}; \\
\Delta W_{\Sigma} = \sigma_{\max} \varepsilon(\sigma_{\max}) = \frac{1}{E} \sigma_{\max}^{2} + \alpha \sigma_{\max}^{n+1}; \\
\Delta W_{1} = \sigma_{\min} \varepsilon(\sigma_{\min}) = \frac{1}{E} \sigma_{\min}^{2} + \alpha \sigma_{\min}^{n+1}; \\
\Delta W_{2} = \frac{1}{2} (\sigma_{\max} + \sigma_{\min}) \varepsilon_{e} (\sigma_{\max} - \sigma_{\min}) = \\
= \frac{1}{2E} (\sigma_{\max}^{2} - \sigma_{\min}^{2}); \\
\Delta W_{3} = \int_{\sigma_{\min}}^{\sigma_{\max}} \varepsilon(\sigma) d\varepsilon = \frac{1}{2E} (\sigma_{\max}^{2} - \sigma_{\min}^{2}) + \\
+ \frac{\alpha}{n+1} (\sigma_{\max}^{n+1} - \sigma_{\min}^{n+1}); \\
R_{\sigma} \ge 0.
\end{cases} (8)$$

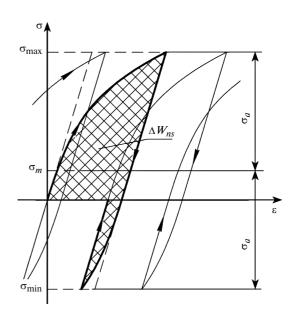


Рис. 3. Расчетная схема для несимметричного цикла с коэффициентом асимметрии $-1 \le R_\sigma \le 0$





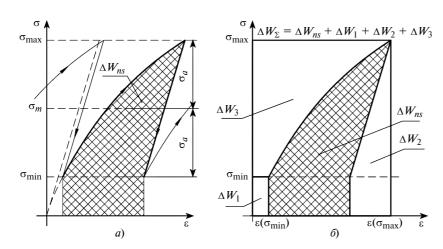


Рис. 4. Расчетные схемы (a и $\delta)$ для несимметричного цикла с коэффициентом асимметрии $R_\sigma \geq 0$

После упрощения системы уравнений (8) получим:

$$\Delta W_{ns} = \alpha \frac{n}{n+1} \left(\sigma_{\text{max}}^{n+1} - \sigma_{\text{min}}^{n+1} \right), \quad R_{\sigma} \ge 0.$$
 (9)

Объединив выражения (7) и (9), запишем общее решение для определения удельной работы несимметричного цикла:

$$\Delta W_{ns} = \begin{cases} \alpha \frac{n}{n+1} (\sigma_{\text{max}}^{n+1} + |\sigma_{\text{min}}|^{n+1}), & -1 \le R_{\sigma} \le 0; \\ \alpha \frac{n}{n+1} (\sigma_{\text{max}}^{n+1} - \sigma_{\text{min}}^{n+1}), & R_{\sigma} \ge 0. \end{cases}$$
(10)

Приравнивание величины удельной работы симметричного (4) и несимметричного (10) циклов для расчета эквивалентных напряжений является некорректным, так как сама по себе удельная работа, рассеиваемая при совершении цикла, не в полной мере отражает повреждаемость. Это связано с тем, что только часть затраченной энергии, называемой опасной составляющей, идет на накопление повреждаемости [4]. Доля этой энергии различна в циклах с одинаковой работой, но с разным коэффициентом R_{σ} асимметрии цикла.

Коэффициент, характеризующий долю опасной энергии в цикле, представим в виде:

$$\varphi_U = \frac{U}{\Lambda W} = C\sigma_s^{-\gamma}, \quad 0 \le \varphi_U \le 1, \tag{11}$$

где ΔW — удельная работа, рассеиваемая при выполнении цикла; U — опасная составляющая удельной работы; C, γ — параметры, характеризующие долю опасной работы в цикле.

Используя выражение (11), запишем опасную составляющую удельной работы:

$$U = \Delta W \varphi_U = \Delta W C \sigma_s^{-\gamma}. \tag{12}$$

Подставив из формулы (4) в формулу (12) величину работы, рассеиваемую при симметричном цикле, получим:

$$U_s = 2\alpha \frac{n}{n+1} C\sigma_s^{n+1-\gamma}.$$
 (13)

Показатель, характеризующий влияние упругопластических свойств металла и степень опасности напряжений на повреждаемость, представим в виде:

$$\beta = n + 1 - \gamma. \tag{14}$$

Тогда опасную составляющую удельной работы (13) для симметричного цикла с учетом равенств (6)

и (14) запишем как:

$$U_{\rm S} = 2\alpha k_{h\nu s} C \sigma_{\rm s}^{\beta} \,. \tag{15}$$

Для несимметричного цикла по аналогии с формулой (15) получим:

$$U_{ns} = \begin{cases} \alpha k_{hys} C(\sigma_{\text{max}}^{\beta} + |\sigma_{\text{min}}|^{\beta}), & -1 \le R_{\sigma} \le 0; \\ \alpha k_{hys} C(\sigma_{\text{max}}^{\beta} - \sigma_{\text{min}}^{\beta}), & R_{\sigma} \ge 0. \end{cases}$$
(16)

Приравняв выражения (15) и (16), для расчета эквивалентных напряжений σ_{eqv} получим выражение:

$$2\sigma_{eqv}^{\beta} = \begin{cases} \sigma_{\max}^{\beta} + \left|\sigma_{\min}\right|^{\beta}, & -1 \le R_{\sigma} \le 0; \\ \sigma_{\max}^{\beta} - \sigma_{\min}^{\beta}, & R_{\sigma} \ge 0. \end{cases}$$
(17)

Для построения диаграммы предельных амплитуд подставим в выражение (17) значения: $\sigma_{eqv} = \sigma_{-1}$, $\sigma_{\max} = \sigma_m + \sigma_a$ и $\sigma_{\min} = \sigma_m - \sigma_a$. После преобразований выражение примет вид:

$$\begin{cases}
\left(\frac{\sigma_{m}}{\sigma_{-1}} + \frac{\sigma_{a}}{\sigma_{-1}}\right)^{\beta} + \left|\frac{\sigma_{m}}{\sigma_{-1}} - \frac{\sigma_{a}}{\sigma_{-1}}\right|^{\beta} = 2, & -1 \le R_{\sigma} \le 0; \\
\left(\frac{\sigma_{m}}{\sigma_{-1}} + \frac{\sigma_{a}}{\sigma_{-1}}\right)^{\beta} - \left(\frac{\sigma_{m}}{\sigma_{-1}} - \frac{\sigma_{a}}{\sigma_{-1}}\right)^{\beta} = 2, & R_{\sigma} \ge 0,
\end{cases} (18)$$

где σ_m — среднее напряжение цикла; σ_a — амплитудное напряжение цикла; σ_{-1} — предел выносливости.

Исходя из полученных зависимостей (18), построим диаграммы предельных амплитуд напряже-



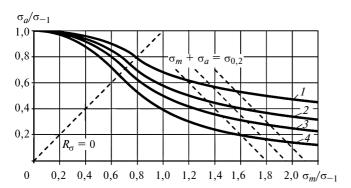


Рис. 5. Диаграммы предельных амплитуд напряжений при показателе $\beta = 1,5$ (1), 1,75 (2), 2,0 (3), 2,5 (4)

ний в координатах σ_m/σ_{-1} и σ_a/σ_{-1} . Семейство кривых с различным показателем степени β представлено на рис. 5. Дополнительно показаны прямые с максимальным напряжением цикла, соответствующим условному пределу текучести $\sigma_{0,2}$, и прямая, соответствующая пульсирующему циклу с коэффициентом асимметрии $R_{\sigma}=0$. Согласно рис. 5 кривые, полученные с использованием вышеописанного подхода, совмещают в себе участки выпуклости и вогнутости, что отличает их от существующих.

Показатель n пластичности необходимо определять путем минимизации дисперсии отклонений экспериментальных данных относительно кривой (3) в области напряжений, соответствующих многоцикловой усталости, т. е. при напряжениях ниже условного предела текучести $\sigma_{0,2}$. Использование показателей пластичности α и n, полученных с целью проведения расчетов на малоцикловую усталость, требует дополнительного обоснования.

Анализ экспериментальных данных для расчета показателя β выявил наличие разброса параметров, входящих в расчетные формулы (13) и (14), что в общем случае может приводить к значительной погрешности определения данного показателя.

Если известен предел усталости для пульсирующего цикла, то показатель степени в выражениях (17) и (18) определяем по формуле

$$\beta = \frac{1}{1 - \log_2 \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_0}},\tag{19}$$

где σ_0 — половина размаха напряжения пульсирующего цикла ($\sigma_0 = \sigma_a = \sigma_m$).

Например, подставив в формулу (19) соотношение $\sigma_0 = 0.8\sigma_{-1}$, получим $\beta = 1.47$.

Зависимости (17), (18) получены на основе предположения о неизменности параметров упругопластического деформирования в областях напря-

жений растяжения и сжатия, что ограничивает область их применения. Для устранения этих ограничений разделим кривую упругопластических деформаций (3) и опасную составляющую удельной работы (12) на зону растягивающих и зону сжимающих напряжений. Тогда опасную составляющую удельной работы для симметричного цикла представим в виде:

$$U_{s} = \alpha_{1} \frac{n_{1}}{n_{1} + 1} C_{1} \sigma_{s}^{\beta_{1}} + \alpha_{2} \frac{n_{2}}{n_{2} + 1} C_{2} \sigma_{s}^{\beta_{2}}, \qquad (20)$$

где α_1 — коэффициент пластичности (неупругой деформации) при растяжении; n_1 — показатель кривой пластической деформации при растяжении; C_1 — параметр, характеризующий долю опасной работы при растяжении; β_1 — показатель степени влияния напряжений цикла на опасную составляющую удельной работы при растяжении; α_2 — коэффициент пластичности (неупругой деформации) при сжатии; n_2 — показатель кривой пластической деформации при сжатии; n_2 — параметр, характеризующий долю опасной работы при сжатии; n_2 — показатель степени влияния напряжений цикла на опасную составляющую удельной работы при сжатии.

Для несимметричного цикла по аналогии с выражением (20) получим:

$$U_{ns} = \begin{cases} \alpha_{2} \frac{n_{2}}{n_{2}+1} C_{2} (|\sigma_{\min}|^{\beta_{2}} - |\sigma_{\max}|^{\beta_{2}}), & \sigma_{\max} \leq 0; \\ \alpha_{1} \frac{n_{1}}{n_{1}+1} C_{1} \sigma_{\max}^{\beta_{1}} + \alpha_{2} \frac{n_{2}}{n_{2}+1} C_{2} |\sigma_{\min}|^{\beta_{2}}, \\ -\infty \leq R_{\sigma} \leq 0; \\ \alpha_{1} \frac{n_{1}}{n_{1}+1} C_{1} (\sigma_{\max}^{\beta_{1}} - \sigma_{\min}^{\beta_{1}}), & R_{\sigma} \geq 0. \end{cases}$$

$$(21)$$

Введем переменные:

$$\Delta \beta = \beta_2 - \beta_1; \tag{22}$$

$$q_p = \frac{\alpha_2(n_1 + 1)n_2C_2}{\alpha_1n_1(n_2 + 1)C_1} = \frac{\alpha_2h_{hys2}C_2}{\alpha_1k_{hys1}C_1},$$
 (23)

где $\Delta \beta$ — показатель степени, характеризующий различие свойств материала при растяжении и сжатии; q_p — относительный коэффициент, характеризующий различие свойств материала при растяжении и сжатии; k_{hys1} — коэффициент формы петли гистерезиса при растяжении; k_{hys2} — коэффициент формы петли гистерезиса при сжатии.



Приравняв выражения (20) и (21) с учетом формул (22) и (23), получим выражение для расчета эквивалентных напряжений:

$$\sigma_{eqv}^{\beta_1} (1 + q_p \sigma_{eqv}^{\Delta \beta}) =$$

$$= \begin{cases} q_p |\sigma_{\min}|^{\beta_2} - q_p |\sigma_{\max}|^{\beta_2}, & \sigma_{\max} \leq 0; \\ \sigma_{\max}^{\beta_1} + q_p |\sigma_{\min}|^{\beta_2}, & -\infty \leq R_{\sigma} \leq 0; \\ \sigma_{\max}^{\beta_1} - \sigma_{\min}^{\beta_1}, & R_{\sigma} \geq 0. \end{cases}$$
(24)

Зависимости (24) можно использовать при отрицательных средних напряжениях цикла. Значение $R_{\sigma} = -\infty$ соответствует сжимающему пульсиру-

Для построения диаграммы предельных амплитуд напряжений подставим в зависимости (24) значения: $\sigma_{eqv} = \sigma_{-1}, \ \sigma_{\max} = \sigma_m + \sigma_a \ \text{и} \ \sigma_{\min} = \sigma_m - \sigma_a.$ В связи с тем, что зависимости (24) не обладают свойством однородности $\lambda \sigma_{eqv} \neq f(\lambda \sigma_{max}; \lambda \sigma_{min}),$ построение диаграммы предельных амплитуд в относительных координатах σ_m/σ_{-1} ; σ_a/σ_{-1} выполним с заданием предела усталостной прочности σ_{-1} .

После преобразований получим:

$$\begin{cases} Q_{\sigma} \left| \frac{\sigma_{m}}{\sigma_{-1}} - \frac{\sigma_{a}}{\sigma_{-1}} \right|^{\beta_{2}} - Q_{\sigma} \left| \frac{\sigma_{m}}{\sigma_{-1}} + \frac{\sigma_{a}}{\sigma_{-1}} \right|^{\beta_{2}} = 1 + Q_{\sigma}, \\ \sigma_{\max} \leq 0; \\ \left(\frac{\sigma_{m}}{\sigma_{-1}} + \frac{\sigma_{a}}{\sigma_{-1}} \right)^{\beta_{1}} + Q_{\sigma} \left| \frac{\sigma_{m}}{\sigma_{-1}} - \frac{\sigma_{a}}{\sigma_{-1}} \right|^{\beta_{2}} = 1 + Q_{\sigma}, \\ -\infty \leq R_{\sigma} \leq 0; \\ \left(\frac{\sigma_{m}}{\sigma_{-1}} + \frac{\sigma_{a}}{\sigma_{-1}} \right)^{\beta_{1}} - \left(\frac{\sigma_{m}}{\sigma_{-1}} - \frac{\sigma_{a}}{\sigma_{-1}} \right)^{\beta_{1}} = 1 + Q_{\sigma}, \quad R_{\sigma} \geq 0. \end{cases}$$

$$Q_{\sigma} = q_{p} \sigma_{-1}^{\Delta\beta}.$$

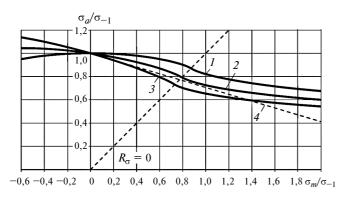


Рис. 6. Диаграммы предельных амплитуд напряжений ($\beta_1 = 1,25$, $\sigma_{-1} = 140$ МПа, $\alpha_2/\alpha_1 = 1, \; q_p \approx 1)$ при показателе $\Delta\beta = 0$ (1); -0,05 (2); -0,1 (3) и прямая **Г**удмана (4)

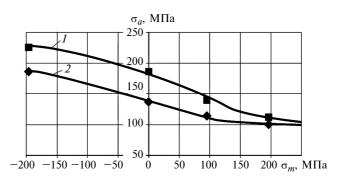


Рис. 7. Диаграммы предельных амплитуд напряжений для алюминиевых сплавов:

1 -ВД-17 (обкатка роликами); 2 - АК4-1 (полирование)

На рис. 6 представлены диаграммы предельных амплитуд напряжений, полученные в соответствии с выражениями (25). На графиках можно увидеть рост амплитудных напряжений цикла выше значения σ_{-1} в области сжимающих средних напряжений, что подтверждает обоснованность применения предлагаемого подхода к расчету эквивалентных напряжений.

Полученные общие зависимости (22)—(25) сводятся к выражениям (17), (18) при подстановке в них значений: $\Delta \beta = 0$ и $q_p = 1$.

На рис. 7 представлены диаграммы предельных амплитуд напряжений для алюминиевых сплавов. Кривые построены с использованием вышеописанного подхода для области напряжений, соответствующих коэффициенту асимметрии $R_{\sigma} \ge -\infty$. Основные параметры ($\Delta \beta$, β_1) для зависимости (25) выбирали, исходя из минимизации дисперсии отклонений экспериментальных данных [5] относительно расчетной кривой.

Выводы

Использование энергетического подхода дало возможность предложить зависимости для расчета эквивалентных напряжений в условиях многоцикловой усталости.

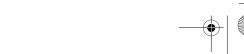
Учет параметров упругопластических деформационных кривых в области растягивающих и сжимающих напряжений позволяет более обоснованно подойти к расчету диаграммы предельных амплитуд.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

- 1. Коллинз Дж. Повреждение материалов в конструкциях. М.: Мир, 1984. 624 с.
- 2. Гоц А. Н. Расчеты на прочность деталей ДВС при напряжениях, переменных во времени: Учеб. пособие. 2-е изд., испр. и доп. Владимир: Изд-во Владим. гос. ун-та, 2011. 140 с.
- 3. Ramberg W., Osgood W. R. Description of stress—strain
- curves by three parameters // NASA Techn. Note N. 902. 1943. 4. **Трощенко В. Т.** Деформирование и разрушение металлов при многоцикловом нагружении. Киев: Наукова думка, 1981. 344 с.
- 5. Когаев В. П. Расчеты на прочность при напряжениях, переменных во времени. М.: Машиностроение, 1977. 232 c.

25







В. Е. ВАВИЛОВ, канд. техн. наук (Уфимский государственный авиационный технический университет), e-mail: vavilovv@ugatu.su

Выбор магнитной системы ротора электромеханических преобразователей энергии с высококоэрцитивными постоянными магнитами 1

В работе представлены результаты исследования, позволяющие выбрать оптимальную магнитную систему для четырехполюсного электромеханического преобразователя энергии с высококоэрцитивными постоянными магнитами. Задача решена при нестационарных процессах для генераторного режима работы электрической машины. Определен оптимальный тип магнитной системы при различных критериях оптимальности. Установлены закономерности изменения потерь на вихревые токи в высококоэрцитивных постоянных магнитах.

Ключевые слова: высококоэрцитивные постоянные магниты, высокооборотный магнитоэлектрический электромеханический преобразователь.

The research results, which allow to select the optimal magnetic system for a four-pole energy electromechanical converter with high-coercivity permanent magnets, are presented in the paper. The problem is resolved at non-stationary processes for generator operating mode of an electric machine. The optimal type of a magnetic system at various optimum criteria is defined. The conformities of losses variations on eddy currents in high-coercitive permanent magnets are determined.

Keywords: high-coercitive permanent magnets, high-speed magnetoelectric electromechanical converter.

Электромеханические преобразователи энергии (ЭМПЭ) играют важную роль в современном машиностроении, в транспортной, аэрокосмической и нефтегазовой отраслях, в робототехнике и медицинском оборудовании. Особенно это заметно при создании новых, перспективных объектов, изделий и систем.

Так, при создании нового станочного оборудования особое внимание уделяется повышению эффективности и частоты вращения электродвигателей шпиндельных узлов [1]. Для повышения экономической рентабельности и энергоэффективности предприятий нефтегазовой отрасли активно рассматривается внедрение детандер-компрессорных установок с возможностью выработки электроэнергии [2]. При освоении новых месторождений, а также при проведении геологической разведки используются микротурбинные установ-

ки С-30, С-60, С-200 и Т-100 производства соответственно компаний Capstone (США) и Turbec (S.р.А., Италия) с высокоэффективными, высокооборотными ЭМПЭ, от надежности энергетических характеристик и КПД которых зависит рентабельность использования всей микротурбинной установки [3].

ЭМПЭ определяют конструктивный облик летательных аппаратов нового поколения, реализующих концепции полностью электрифицированного или в основном электрифицированного самолета, как например, Boeing 787 или F-35 [4]. Также без высокоэффективных ЭМПЭ невозможно создать новые перспективные космические аппараты (например, NASA для повышения эффективности и расширения функциональных возможностей космических аппаратов разрабатывает новые электрогенераторы для спутников). Военные и наземные транспортные средства развиваются в направлении применения гибридных технологий [5], суть которых заключается в том, что двигатель внутреннего сгорания (ДВС) в транспортном средстве используется только для вращения электрогенератора, питающего электродвигатели, связанные с колесами автомобиля. Таким образом, движение автомобиля обеспечивается в результате преобразования электрической энергии в механическую, а первичным источником для выработки электрической энергии служит ДВС. В этом случае значительно снижается потребление топлива автомобилем, так как ДВС работает в одном режиме, который является оптимальным для него с точки зрения и потребления топлива и КПД. Кроме того, снижаются вредные выбросы в окружающую среду и уровень шума, создаваемого двигателем. Очевидно, что от эффективности ЭМПЭ в этом случае зависит эффективность всего транспортного средства.

Указанные преимущества способствуют формированию значительного рынка высокоэффективных ЭМПЭ для отраслей промышленности, потребности которого возрастают ежегодно. С ростом потребностей возрастает и конкуренция между производителями ЭМПЭ, которым для удовлетворения требований потребителей и достижения устойчивого положения на рынке приходится решать проблему повышения эффективности ЭМПЭ, включая задачи снижения потерь энергии, увеличения мощности, уменьшения массы и объема ЭМПЭ, а также снижения стоимости продукции.

 $^{^{1}}$ Работа выполнена при поддержке Министерства образования РФ, грант $8.1277.2017/\Pi \text{Ч}$.

Один из основных методов решения данной проблемы — применение высокооборотных ЭМПЭ с высококоэрцитивными постоянными магнитами (ВПМ). Исследованиям данных ЭМПЭ посвящено множество публикаций [6-8 и др.], в которых рассматриваются способы снижения потерь, задачи выбора и расчета конструктивных схем ЭМПЭ с ВПМ и их оптимизации, а также выбора активных материалов ЭМПЭ, подшипниковых опор и систем охлаждения. Цель данной работы — выбор оптимальной магнитной системы (МС) четырехполюсного ротора ЭМПЭ с внутренними ВПМ. Именно МС ротора во многом определяет эффективность ЭМПЭ, при этом, судя по публикациям, задача выбора четырехполюсной МС пока не решена [9, 10 и др.] и представляет практический интерес для производителей электрогенераторов и электродвигателей,

Четырехполюсная МС выбрана в качестве объекта исследования ввиду того, что именно это число полюсов характерно для большинства высокоэффективных ЭМПЭ с ВПМ, используемых в промышленности (например, для ЭМПЭ, установленных на микротурбинной установке Т-100, на электрогенераторах спутников и для авиационных ЭМПЭ с ВПМ). Распространенность четырехполюсной МС связана с тем, что она позволяет обеспечить минимальную частоту перемагничивания статора, а следовательно, минимальные потери в сердечнике статора при минимальных массогабаритных показателях ЭМПЭ [10].

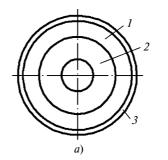
что подчеркивает актуальность поднятой проблемы.

В данной статье представлено решение задачи выбора МС ротора методами численного компьютерного моделирования на примере трехфазного авиационного ЭМПЭ с ВПМ мощностью 120 кВт с частотой вращения ротора 12 000 мин⁻¹ и частотой напряжения на выходе 400 Гц. Важно отметить, что хотя основные исследования и представлены для авиационного ЭМПЭ, в целом результаты работы могут быть использованы и в других отраслях промышленности, где применяются ЭМПЭ с ВПМ.

На рис. 1 приведены наиболее применимые в промышленности конструктивные схемы ЭМПЭ с ВПМ (с четырехполюсными МС), которые рассматриваются в статье.

Как правило, МС с полукруглыми ВПМ обеспечивает более синусоидальный магнитный поток в воздушном зазоре, а с цилиндрическими — более высокую амплитуду магнитной индукции. При этом все исследования магнитных систем обычно проводятся в статике. Но этого недостаточно для безусловного заключения о целесообразности использования той или иной МС. Поэтому в данном исследовании задача выбора МС решается в динамике. Инструментом для решения задачи является программный комплекс Ansys Maxwell.

Для реализации поставленной в работе задачи была создана компьютерная модель ЭМПЭ с ВПМ



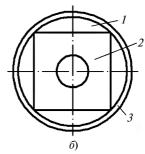


Рис. 1. Схемы сборных роторов ЭМПЭ типов звездочка с цилиндрическими радиально намагниченными ВПМ (a) и звездочка с полукруглыми диаметрально намагниченными ВПМ (δ):

 $1 - B\Pi M; 2 - вал; 3 - бандаж$

в программном комплексе Ansys Maxwell. При создании модели учитывали все особенности активных материалов (в том числе нелинейности характеристик электротехнических сталей и свойств магнитов). Для полноценного соответствия компьютерной модели натурному эксперименту была установлена электрическая связь между электромагнитной частью модели и ее нагрузкой (т. е. в модели учитывались изменения электромагнитных характеристик ЭМПЭ с ВПМ под нагрузкой). Ниже приведены параметры исследуемого ЭМПЭ с ВПМ:

Частота вращения ротора, мин $^{-1}$	12 000
Число пазов	24
Высота паза, мм	20
Ширина паза bs1, мм	8
Ширина паза bs2, мм	12
Активная длина, мм	160
Число проводников в пазу	3
Число жил в проводнике	5
Материал магнитопровода	Сталь 2421
Тип постоянных магнитов	Sm_2Co_{17}
Площадь неизолированного провода, мм^2	4,15
Диаметр ротора, мм	100
Внешний диаметр статора, мм	180
Диаметр расточки статора, мм	108
Сила действующего тока, А	330,718
Действующее напряжение, В	115,885
Линейная токовая нагрузка, А/мм	7,01806
Плотность тока, $A/мм^2$	15,8648
Сила тока короткого замыкания, А	899,046
Число витков в фазе	12
Сопротивление фазы, Ом	0,00705738

Разработанная компьютерная модель (ее конечно-элементный вид) представлена на рис. 2. Важно отметить, что подходы к моделированию всех вариантов ЭМПЭ с ВПМ одинаковы, поэтому здесь даны обобщенные замечания для всех рассматриваемых моделей.

При компьютерном моделировании ЭМПЭ с ВПМ использовали свойства реальных материалов. Свойства стали 2421 задавали кривой намагничивания. Свойства спинки ротора задавали также кривой намагничивания для стали 30ХГСА. Маг-



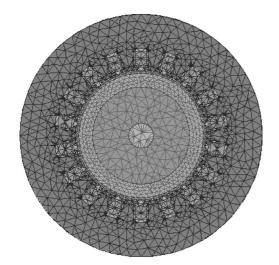


Рис. 2. Конечно-элементная модель ЭМПЭ с ВПМ

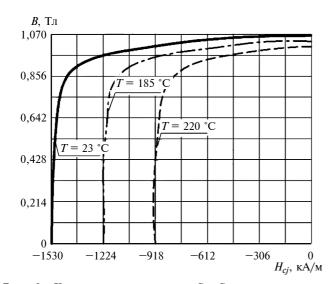


Рис. 3. Кривая размагничивания Sm_2Co_{17} при различных температурах

ниты ротора моделировали при двух температурах: 30 и 180 °C. Зависимости свойств магнитов от температуры представлены на рис. 3, где B — остаточная индукция постоянного магнита, H_{cj} — коэрцитивная сила постоянного магнита.

При оценке эффективности той или иной МС рассматриваются следующие критерии: синусоидальность магнитного поля в воздушном зазоре, создаваемая данной магнитной системой при нагрузке и холостом ходе и соответственно коэффициент гармонических искажений, зависящий от синусоидальности магнитного поля; жесткость внешней характеристики; потери в постоянных магнитах; реакция на воздействие управляющих сигналов, подаваемых на ЭМПЭ с целью стабилизации и управления напряжением.

В результате моделирования на разработанной компьютерной модели были получены картины распределения магнитного поля для обеих рассматриваемых МС (рис. 4). На рис. 5 и 6 представлены

осциллограммы напряжений при различных режимах и коэффициентах мощности для исследуемых MC.

Из полученных осциллограмм видно, что полукруглые ВПМ более эффективно подвергаются управляющим воздействиям, обеспечивают более синусоидальное выходное напряжение и имеют минимальный коэффициент гармонических искажений. При этом МС с цилиндрическими ВПМ

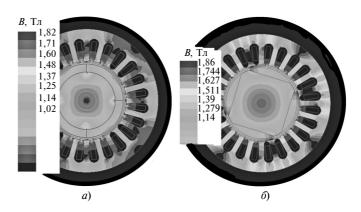


Рис. 4. Распределение магнитного поля в ЭМПЭ с цилиндрическими (a) и полукруглыми (б) ВПМ

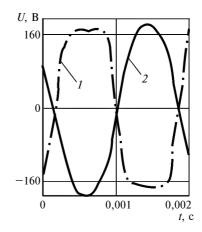


Рис. 5. Осциллограммы напряжений ЭМПЭ при холостом ходе для MC ротора с цилиндрическими (1) и полукруглыми (2) ВПМ

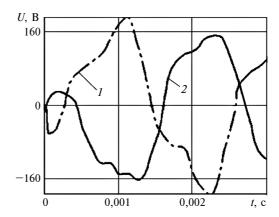


Рис. 6. Осциллограммы напряжений ЭМПЭ при номинальной нагрузке для МС ротора с цилиндрическими (1) и полукруглыми (2) ВПМ

28





обеспечивает более высокое напряжение и более высокие энергетические характеристики ЭМПЭ с ВПМ. Для подтверждения данного вывода были построены внешние характеристики ЭМПЭ с ВПМ с разными МС при различных коэффициентах

Согласно полученным данным МС с полукруглыми ВПМ является более управляемой (по сравнению с МС с цилиндрическими ВПМ она сильнее реагирует на изменения напряжения и силы тока) и имеет менее жесткую внешнюю характеристику. При этом во внешней характеристике данной МС отсутствуют резкие перегибы, в отличие от МС с цилиндрическими ВПМ. В целом это свидетельствует о том, что хотя МС с полукруглыми ВПМ и обеспечивает более низкие (на 3÷5 %) энергетические характеристики, она более управляема и позволяет достигнуть более высокого КПД. Указанные качества повышают эффективность работы ЭМПЭ с ВПМ на сеть без использования статических преобразователей. При этом для управления и стабилизации ЭМПЭ с ВПМ применяют либо подмагничивание спинки статора, либо параллельную емкостную или индуктивную стабилизацию напряжения.

Если ЭМПЭ с ВПМ работает на выпрямитель и должен иметь более жесткую внешнюю характеристику, то предпочтительно использовать МС с цилиндрическими ВПМ, так как в этом случае управляемость ЭМПЭ с ВПМ отходит на второй план и целесообразным становится достижение жесткости внешней характеристики и минимальных массогабаритных показателей. Именно такой результат позволяет получить магнитная система с цилиндрическими ВПМ. Таким образом, эффективность той или иной МС зависит не только от ее характеристик, но и от разных внешних факторов, определяющих характеристики всего ЭМПЭ.

Помимо энергетических характеристик ЭМПЭ с ВПМ при выборе оптимальной МС необходимо оценить зависимость потерь в ВПМ от типа МС, частоты вращения ротора и угла нагрузки. Эту задачу также решали методом компьютерного моделирования, результаты которого приведены на рис. 7. Согласно рис. 7 тип МС ротора оказывает несущественное влияние на потери в ВПМ. Это объясняется тем, что потери в ВПМ формируются магнитным полем статора, а при неизменной пазовой зоне магнитное поле статора также остается неизменным. При проведенных исследованиях имел место именно такой случай: в ЭМПЭ изменялась только магнитная система ротора.

Кроме того, согласно полученным зависимостям с увеличением частоты n вращения ротора потери в ВПМ достигают максимума, после чего они начинают убывать. Это объясняется тем, что с увеличением частоты вращения ротора глубина проникновения магнитного поля в тело постоян-

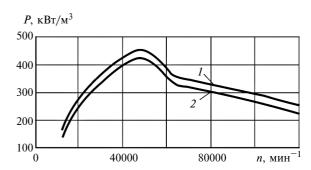


Рис. 7. Зависимости потерь мощности P на вихревые токи в ВПМ от частоты n вращения ротора и типа МС с цилиндрическими (1) и полукруглыми (2) ВПМ

ного магнита и бандажа уменьшается, что снижает потери.

Анализ потерь на вихревые токи в ВПМ ЭМПЭ показал, что МС не оказывает на них значительного влияния. При этом из-за изменения угла нагрузки потери на вихревые токи в ВПМ могут значительно изменяться. Это необходимо учитывать при проектировании ЭМПЭ с ВПМ.

Таким образом, в статье представлены результаты, позволяющие сделать выбор оптимальной магнитной системы для четырехполюсного ЭМПЭ с ВПМ. Поставленная задача решена при нестационарных процессах и различных углах нагрузки для генераторного режима работы ЭМПЭ.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

- 1. **Moore M. J.** Micro-tur*b*ine generators // Professional Engineering: Printed in the USA, 2002. P. 113.
- 2. **Borisavljevic A., Polinder H., Ferreira J.** On the Speed Limits of Permanent-Magnet Machines // IEEE Transactions on Industrial Electronics. 2010. V. 57. № 1. P. 220—227.
- 3. **Космынин А. В.** Расчет несущей способности газомагнитных опор высокоскоростных шпиндельных узлов // Станки и инструменты. 2010. № 9. С. 6—8.
- 4. **Ganev E.** High-Performance Electric Drives for Aerospace More Electric Architectures // IEEE Power Engineering Society Meeting. 2007. P. 1—8.
- 5. **Zhu Z. Q., David N.** Howe Electrical Machines and Drives for Electric, Hybrid, and Fuel Cell Vehicles // Proceedings of the IEEE. 2007. V. 95. Issue 4. P. 746—765.
- 6. Балагуров В. А. Электрические генераторы с постоянными магнитами. М.: Энергоатомиздат, 1988. 279 с.
- 7. Исмагилов Ф. Р., Хайруллин И. Х., Вавилов В. Е. Основы проектирования высокооборотных электромеханических преобразователей энергии с высококоэрцитивными постоянными магнитами. М.: Инновационное машиностроение, 2016. 246 с.
- 8. Сугробов А. М., Русаков А. М. Проектирование электрических машин автономных объектов. М.: Изд. дом МЭИ, 2012. 304 с.
- 9. Ситин Д. А. Магнитные системы синхронных электрических машин с редкоземельными постоянными магнитами и повышенной частотой вращения: Автореф. дис. ... канд. техн. наук. М. 2009. 26 с. Машинопись.
- 10. **Mohammad M. Sc.** Design, Optimization, Construction and Test of Rare-Earth Permanent-Magnet Electrical Machines with New Topology for Wind Energy Applications. Berlin: 2006. 130 p.



УДК 531.001.24

А. А. АЛИФОВ, д-р техн. наук (ИМАШ им. А. А. Благонравова РАН), М. Г. ФАРЗАЛИЕВ, д-р техн. наук, Э. Н. ДЖАФАРОВ, канд. техн. наук (Азербайджанский государственный экономический университет, г. Баку), e-mail: a.alifov@yandex.ru

Расчет методом прямой линеаризации автоколебательной системы с источником энергии

Рассмотрено взаимодействие автоколебательной системы с источником энергии ограниченной мощности. Приведены основные соотношения для расчета динамических параметров, полученные с помощью методов прямой линеаризации.

Ключевые слова: взаимодействие, автоколебательная система, источник энергии, метод, прямая линеаризация.

The interaction of a self-oscillating system with an energy source of limited power is considered. The general formulas for analysis of dynamic parameters, obtained by using of direct linearization methods, are given.

Keywords: interaction, self-oscillating system, energy source, method, direct linearization.

Затраты ресурсов (труда, времени и др.) при использовании известных методов нелинейной механики (усреднения, энергетического баланса, гармонической линеаризации и т. д.), описанных в работах [1—4 и др.], существенно зависят от конкретного вида нелинейной характеристики. В частности, чем выше степень п полинома, описывающего нелинейность, тем больше затраты ресурсов. Применение этих известных методов даже при небольших величинах $n \approx 3 \div 5$ сопряжено с относительно большими затратами ресурсов. В отличие от них изложенные в работах [5—14] методы прямой линеаризации позволяют при несравнимо меньших затратах ресурсов получить конечные расчетные соотношения, что особенно ценно с точки зрения использования на практике при создании технических устройств различного назначения. Существенными преимуществами методов прямой линеаризации для применения на практике являются: простота и легкость применения; достаточно малые затраты ресурсов; возможность получения конечных расчетных соотношений независимо от конкретного вида характеристики; отсутствие трудоемких и сложных приближений различных порядков, применяемых в известных методах нелинейной механики.

Цель работы — развитие процедуры расчета колебательных систем с неидеальными источниками энергии, иначе говоря с ограниченным возбуждением [15—19], на основе методов прямой линеаризации нелинейностей, изложенных в ра-

ботах [5—14]. Теория взаимодействия колебательной системы с источником возбуждения приобрела особую актуальность в связи с проблемой расхода энергии и ее влияния на экологию. В рамках данной теории возможен выбор параметров, обеспечивающий сохранение устойчивости движения системы при минимуме потребляемой энергии.

Модель автоколебательной системы с ограниченным возбуждением

Как известно, вызываемые силой трения фрикционные автоколебания наблюдаются как при вращательном, так и при поступательном движении. Они возникают, например, в тормозах и фрикционных передачах, при медленных движениях ползунов в направляющих металлорежущих станков [20], в прядильном оборудовании [21], в текстильных машинах и др.

Рассмотрим показанную на рисунке известную модель (схему) фрикционной автоколебательной системы, взаимодействующей с источником энергии ограниченной мощности. Она изучена в работах [15—19] с помощью метода усреднения, который часто используется в исследованиях по нелинейным системам. Эта же модель при идеальном источнике энергии и наличии ударного воздействия рассмотрена в работе [14] с использованием методов прямой линеаризации.

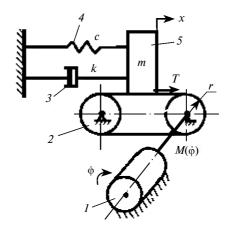


Схема фрикционной автоколебательной системы, взаимодействующая с источником энергии ограниченной мощности:

 1 — двигатель; 2 — конвейер; 3 — демпфер; 4 — пружина; 5 — тело массой
 $\mathit{m};\ T$ — сила трения

30



-

Движения колебательной системы и источника энергии — двигателя (см. рисунок) описываются уравнениями:

$$m\ddot{x} + k\dot{x} + cx = T(U);$$

$$J\ddot{\varphi} = M(\dot{\varphi}) - rT(U,)$$
(1)

где c — коэффициент жесткости пружины; k — коэффициент демпфирования; x — координата тела массой m на ленте конвейера; r — радиус точки приложения силы трения T(U), зависящей от относительной скорости $U = r\dot{\varphi} - \dot{x}$ в месте контакта тела массой m с лентой; J — суммарный момент инерции вращающихся частей; $M(\dot{\varphi})$ — разность вращающего момента источника энергии и момента сил сопротивления вращению ($\dot{\varphi}$ — угловая скорость) двигателя.

Характеристики сил на практике часто бывают неизвестными при построении моделей расчета технических систем, что обусловливает их задание в различных конкретных формах, приводящих соответственно к различным расчетным соотношениям. Эти характеристики, являющиеся, как правило, нелинейными, описываются в большинстве случаев полиномиальными функциями. Поэтому вызывающую автоколебания силу трения представим в выражениях (1) полиномиальной функцией

$$T(U) = \sum_{n} \alpha_n U^n, \tag{2}$$

где $\alpha_n = \text{const}, n = 0, 1, 2, 3, ...$

Замена нелинейных функций линейными на основе методов прямой линеаризации

Нелинейную в общем случае функцию (2) по методу прямой линеаризации [5] можно эквивалентно заменить (с некоторой точностью) линейной функцией

$$T_*(\dot{x}) = B_{\rm T} + k_{\rm T} \dot{\phi} \,, \tag{3}$$

где B_{T} и k_{T} — коэффициенты линеаризации.

Коэффициенты линеаризации в уравнении (3) определяются согласно работе [5] следующими выражениями:

$$B_{\rm T}(V,\Omega) = \sum_{n} \alpha_{n} B_{n}, \quad B_{n} = N_{n} V^{n},$$

$$n = 0, 2, 4, \dots (n - \text{четное});$$

$$k_{\rm T}(V,\Omega) = \sum_{n} \alpha_{n} k_{n}, \quad k_{n} = \overline{N}_{n} V^{n},$$

$$n = 1, 3, 5, \dots (n - \text{нечетноe}).$$
(4)

Здесь $N_n=(2r+1)/(2r+1+n),\ \overline{N}_n=(2r+3)/(2r+2+n),$ где r — параметр точности линеаризации; $V=\max |\dot{x}|;\ \Omega$ — усредненное значение $\dot{\phi}$. В соответствии с результатами работы [5] значение r может быть выбрано из интервала (0,2).

С учетом выражений (4) нелинейные уравнения (1) приобретают следующие линейные формы:

$$m\ddot{x} + \bar{k}_{\mathrm{T}}(V,\Omega)\dot{x} + cx = B_{\mathrm{T}}(V,\Omega);$$

$$J\ddot{\varphi} = M(\dot{\varphi}) - rk_{\mathrm{T}}(V,\Omega)\dot{x},$$
(5)

где $\bar{k}_{\mathrm{T}}(V,\Omega) = k - k_{\mathrm{T}}(V,\Omega)$.

Первое из уравнений (5) с помощью замены $x=x_0+y$, где $x_0=B_{\rm T}(V,\,\Omega)/m\omega^2,\,\omega^2=c/m,$ можно преобразовать к виду:

$$\ddot{y} + \beta \dot{y} + \omega^2 y = 0, \tag{6}$$

где $\beta = \overline{k}_{T}(V, \Omega)/m$.

Таким же путем можно линеаризовать нелинейную характеристику источника энергии $M(\dot{\phi})$. Заметим, что в случае достаточной близости характеристики к линейной особой необходимости в такой процедуре не возникает. Тем не менее для общего случая приведем соответствующие соотношения для линеаризации характеристики $M(\dot{\phi})$.

Как было отмечено выше, реальные (наблюдаемые, экспериментальные) характеристики сил на практике в подавляющем большинстве случаев аппроксимируются полиномиальными функциями. В связи с этим характеристику источника энергии можно выразить полиномиальной функцией

$$M(\dot{\varphi}) = \sum_{i} c_{i} \dot{\varphi}^{i}, \quad i = 0, 1, 2, 3, \dots,$$

где c_i — коэффициенты аппроксимации характеристики.

Линеаризованная характеристика $M(\dot{\phi})$ имеет внешне одинаковую с выражениями (3) и (4) форму:

$$M_*(\dot{x}) = B_{\rm M} + k_{\rm M} \dot{\varphi}; \tag{7}$$

$$B_{\mathrm{M}}(\Omega) = \sum_{i} c_{i}B_{i}, \quad B_{i} = N_{i}\Omega_{*}^{i}, \quad i = 0, 2, 4, \dots$$
 (*i* — четное);

$$k_{\mathrm{M}}(\Omega) = \sum_{i} c_{i} k_{i}, \quad k_{i} = \overline{N}_{i} \, \Omega_{*}^{i}, \quad i = 1, 3, 5, \dots$$

$$(i - \text{нечетное});$$

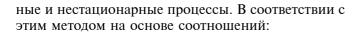
$$N_{i} = (2r + 1)/(2r + 1 + i);$$

$$\overline{N}_i = (2r+3)/(2r+2+i),$$

где $\Omega_* = \max \Omega$, $B_{\rm M}$ и $k_{\rm M}$ — коэффициенты линеаризации.

Основные расчетные соотношения

Уравнение (6) можно решать *методом замены переменных с усреднением*, описанным, в частности, в работе [5]. Он позволяет рассмотреть стационар-



$$y = V p_0^{-1} \cos \psi; \quad \dot{y} = -V \sin \psi; \quad \psi = p_0 t + \xi;$$

$$\dot{\varphi} = \theta$$
 (8)

из уравнения (6) с учетом уравнения (7) получим следующую систему уравнений для определения нестационарных значений V, ξ , Ω :

$$\begin{cases} \frac{\mathrm{d}V}{\mathrm{d}t} = -\frac{V\beta}{2}; \\ \frac{\mathrm{d}\xi}{\mathrm{d}t} = \frac{\omega^2 - p_0^2}{2p_0}; \\ \frac{\mathrm{d}\Omega}{\mathrm{d}t} = \frac{1}{J} [M(\Omega) - rB_{\mathrm{T}}(V, \Omega)], \end{cases}$$
(9)

где p_0 — частота.

При условиях $\dot{V}=0,\ \dot{\xi}=0,\ \dot{\Omega}=0$ из системы уравнений (9) с учетом выражения для β в уравнении (6) получим уравнения стационарных движений:

$$p_0 = \omega; \quad \overline{k}_T(V, \Omega) = 0;$$

$$M(\Omega) - rB_T(V, \Omega) = 0. \tag{10}$$

В выражении (10) слагаемое $S(\Omega) = rB_{\rm T}(V,\Omega)$ характеризует нагрузку на двигатель со стороны колебательной системы. С учетом выражения $V = ap_0$, которое следует из уравнений (8), по уравнению $\bar{k}_{\rm T}(V,\Omega) = 0$ можно определить зависимость $V = f(\Omega)$ амплитуды a автоколебаний от скорости Ω источника энергии. Найденная зависимость $V = f(\Omega)$ должна удовлетворять уравнению (10), которое можно решить также графически. При этом будут реализоваться колебания при скоростях Ω , определяемых точкой пересечения кривых $M(\Omega)$ и $S(\Omega)$.

Таким образом, методы прямой линеаризации позволяют достаточно легко получить конечные расчетные соотношения независимо от значения степени (n, i) нелинейности, что не свойственно известным методам нелинейной механики.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

- 1. **Боголюбов Н. Н., Митропольский Ю. А.** Асимптотические методы в теории нелинейных колебаний. М.: Наука, 1974. 504 с.
- 2. **Бутенин Н. В., Неймарк Ю. И., Фуфаев Н. А.** Введение в теорию нелинейных колебаний. М.: Наука, 1976. 256 с.
- 3. **Моисеев Н. Н.** Асимптотические методы нелинейной механики. М.: Наука, 1981. 379 с.
- 4. **Основы** теории колебаний / В. В. Мигулин, В. И. Медведев, Е. Р. Мустель, В. Н. Парыгин. М.: Наука, 1981. 392 с.

- 5. Алифов А. А. Методы прямой линеаризации для расчета нелинейных систем. М.; Ижевск: НИЦ "Регулярная и хаотическая динамика", 2015. 74 с.
- 6. **Алифов А. А.** Действие вибраций на системы с нелинейным трением // Texnika. № 4. 2001. С. 47—51.
- 7. **Алифов А. А.** О некоторых методах расчета нелинейных колебаний // В мире научных открытий. Т. 13. № 1. 2011. С. 155—159.
- 8. **Алифов А. А.** Методы расчета нелинейных систем, основанные на методах прямой линеаризации // Проблемы машиностроения и автоматизации. 2011. № 2. С. 97—99.
- 9. **Алифов А. А.** Методы расчета нелинейных колебаний с использованием прямой линеаризации нелинейностей // Тр. IX Всерос. науч. конф. "Нелинейные колебания механических систем" / Под ред. Д. В. Баландина, В. И. Ерофеева, И. С. Павлова. Нижний Новгород: Издательский дом "Наш дом", 2012. 1026 с.
- 10. Алифов А. А. Метод прямой линеаризации нелинейностей смешанного типа для расчета нелинейных колебаний // Динамика нелинейных дискретных электротехнических и электронных систем: материалы 10-й Всерос. науч.-техн. конф. Чебоксары: Изд-во Чуваш. унта, 2013. 386 с.
- 11. **Alifov A. A.** About some methods of calculation non-linear oscillations in machines // International Symposium of Mechanism and Machine Science. October 5—8, 2010, Izmir, Turkey: proceedings. 2010. P. 378—381.
- 12. **Alifov A. A.** Methods of calculation of the nonlinear systems, based on a straight linearization of nonlinear functions // Dynamical system modelling and stability investigation: XV International Conference. Kiev, Ukraine. 2011. P 20
- 13. **Alifov A. A.** Methods of direct linearization for calculation of nonlinear oscillations / Engineering & automation problems. 2015. N 2. P. 84—87.
- 14. **Алифов А. А.** Автоколебания механической системы с ударным воздействием // Тр. VIII Всерос. науч. конф. "Нелинейные колебания механических систем": В 2 т. Т. 1 / Под ред. Д. В. Баландина, В. И. Ерофеева. Нижний Новгород: Издательский дом "Диалог Культур", 2008. 348 с.
- 15. **Кононенко В. О.** Колебательные системы с ограниченным возбуждением. М.: Наука, 1964. 256 с.
- 16. **Алифов А. А., Фролов К. В.** Взаимодействие нелинейных колебательных систем с источниками энергии. М.: Наука, 1985. 328 с.
- 17. **Alifov A. A., Frolov K. V.** Interaction of nonlinear oscillatory systems with energy sources. Hemisphere Publishing Corporation. Taylor & Francis Group. New York, Washington, Philadelphia, London: 1990. 324 p.
- 18. **Алифов А. А.** Об автоколебательной системе, взаимодействующей с источником энергии / Известия АН СССР. Механика твердого тела. 1977. № 1. С. 36—42.
- 19. **Алифов А. А.** Об автоколебаниях в системе с ограниченным возбуждением // Машиноведение. 1979. № 1. С. 8-14.
- 20. **Кудинов В. А.** Динамика станков. М.: Машиностроение, 1967. 359 с.
- 21. **Коритысский Я. И.** Крутильные автоколебания вытяжных приборов прядильных машин при граничном трении в опорах скольжения // Нелинейные колебания и переходные процессы в машинах. М.: Наука, 1972. 364 с.



УДК 621.83

В. В. МОРОЗОВ, д-р техн. наук, А. Б. КОСТЕРИН, А. В. ЖДАНОВ, канд. техн. наук (Владимирский ГУ им. А. Г. и Н. Г. Столетовых), e-mail: vvm@vlsu.ru

КПД роликовинтовых механизмов

Рассмотрен роликовинтовой механизм, проанализирована зависимость КПД РВМ прямого хода от его значимых параметров. Предложен вариант решения задачи синтеза фрикционно стабильных роликовинтовых механизмов с требуемой кинематической передаточной фукцией и максимальным КПД прямого хода.

Ключевые слова: роликовинтовой механизм, показатели фрикционной стабильности, КПД роликовинтового механизма прямого хода.

The roller-screw mechanism is considered, the dependency of efficiency coefficient of forward stroke roller-screw mechanism from its primary parameters is analyzed. The variant of problem solution of synthesis of frictionally stable roller-screw mechanisms with required kinematic transfer function and maximum efficiency coefficient of forward stroke is suggested.

Keywords: roller-screw mechanism, friction stability indicators, efficiency coefficient of forward stroke roller-screw mechanism.

Роликовинтовые механизмы являются особым видом планетарных зубчато-винтовых передач, которые преобразуют вращение в поступательное перемещение. Это — трехзвенные цилиндрические планетарные зубчато-винтовые передачи, условная ось вращения ведомого звена которых удалена в бесконечность (рис. 1). Основы теории, классификации и методов проектирования PBM опубликованы в работах [1—6].

Напомним основные понятия и типологические особенности PBM.

Роликовинтовые механизмы отличаются друг от друга по следующим признакам: какое из зацеплений роликов (с гайкой или винтом) является рабочим (т. е. где происходит поступательное движение), а какое — опорным; какое из звеньев РВМ (винт или гайка) — входное (ведущее), а какое — выходное (ведомое); каково отношение углов подъема к углам направлений резьбы винта, роликов и гайки, что определяет тип зацепления звеньев в торцевом сечении: дополюсное, заполюсное или внутреннее.

Тип зацепления звеньев определяется отношением угла λ_q наклона резьбы рабочего звена (q — номер рабочего звена: q=1 для рабочего винта и q=3 для рабочей гайки) и угла λ_2 наклона резьбы ролика:

 $|\lambda_q| < |\lambda_2|$ — при противоположных направлениях резьбы для q=1 и при одинаковых направлениях для q=3;

 $|\lambda_q| > |\lambda_2|$ — при противоположных направлениях резьбы для q=1 и при одинаковых направлениях для q=3;

 $|\lambda_q| = |\lambda_2|$ — при одинаковых направлениях резьбы для q=1 и при противоположных направлениях для q=3.

На рис. 2 приведена диаграмма расположения групп PBM для q=1 (случай опорной гайки) на плоскости состояний $\{z_1;k\}$, где z_1 — число заходов резьбы винта (рабочее звено), $k=d_1/d_2$ — отношение диаметра винта к диаметру ролика. Группы 1 и 3 граничат друг с другом по оси ординат $z_1=0$ (подгруппа 1а — кольцевые ролики), а группы 1 и 2 — по биссектрисе левого квадранта $z_1=-k$ (подгруппа 1б — подшипник). Важным частным случаем PBM группы 3 является случай с $z_1=z_3$, т. е. PBM подгруппы 3а, к которой относятся: роликовинтовая передача с равнозаходной резьбой [1], ролико-

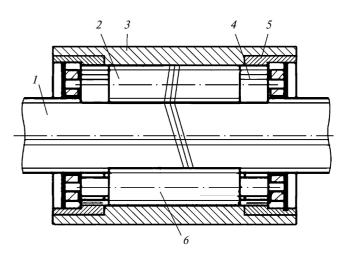


Рис. 1. Роликовинтовой механизм:

1- винт; 2- ролик; 3- гайка; 4- зубчатый венец; 5- сепаратор; 6- ролик с прямозубой нарезкой

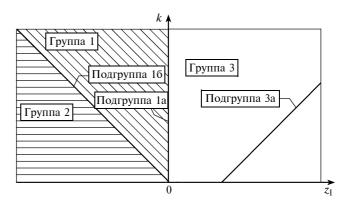


Рис. 2. Диаграмма расположения групп PBM для q=1 (опорная гайка)

33





винтовая передача винт—га

винтовая передача винт—гайка [4], планетарная передача винт—гайка качения [7] и роликовинтовые передачи, представленные в работах [8] и [9]. Для краткости РВМ подгруппы За будем называть роликовинтовыми передачами (РВП).

Представленная диаграмма позволяет оценить каждую группу механизмов и показать место частных случаев (подгрупп) как границ множеств разных групп. В частности, самый известный и распространенный в практике случай (подгруппа $z_1 = z_3$) представляет собой довольно узкий класс РВМ. Диаграмма также демонстрирует актуальность практического применения РВМ за пределами РВП, что позволяет значительно расширить как множество вариантов (схем) механизмов, так и область их применения.

Проектирование PBM, отличных от PBП, долгое время сдерживалось принципиальным различием их кинематических и динамических свойств, обусловленных характером передачи движения [4]: PBП — это передачи зацеплением, остальные PBM — это фрикционные механизмы (ФРВМ). Надежные методики проектирования ФРВМ появились после публикаций работ [4, 5], в которых наряду с систематическим изложением методов кинематического и силового (точнее, энергетического) расчета ФРВМ были предложены критерии фрикционной стабильности кинематической передаточной функции (КПФ).

Если PBM не является передачей зацеплением, то возникает вопрос о существовании фрикционной связи в рабочем сопряжении, достаточной для передачи движения. Достаточность сцепления определяется углом δ отклонения проекции силы трения от перпендикуляра к нормали: чем ближе угол δ к 90° , тем сильнее кинематическая связь между звеньями. Для количественной оценки фрикционной стабильности Φ PBM предложены два показателя фрикционной стабильности [6].

Показателем фрикционной стабильности 1-го рода называется отношение КПФ исследуемого ФРВМ к КПФ в случае идеальной фрикционной связи:

$$\Delta_f = \frac{S_q}{\lim_{f \to \infty} S_q},$$

где f — коэффициент трения скольжения.

Роликовинтовой механизм называется фрикционно стабильным, если для него выполняется условие

$$\Delta_f \leq 0.95$$
.

В качестве второго показателя (показателя фрикционной стабильности 2-го рода) естественно выбрать тангенс угла наклона характеристики Δ_f :

$$\Delta_f' = \frac{\mathrm{d}\Delta_f(f)}{\mathrm{d}f}$$
.

Тогда критерий фрикционной стабильности 2-го рода примет вид:

$$\Delta_f' \leq K. \tag{1}$$

Физический смысл критерия (1) состоит в том, что стабильными считаются механизмы, которые мало чувствительны к колебаниям коэффициента трения. Допустимая амплитуда реакции на эти колебания регулируется коэффициентом K — предельным значением тангенса угла касательной к зависимости $\Delta_f(f)$. Например, при ограничении K=1 стабильными считаются механизмы, для которых при изменении коэффициента трения на 3 % изменение Δ_f также не превышает 3 %.

КПД РВМ. КПФ РВМ прямого хода для всех групп вычисляется по формуле

$$\eta_q = \frac{\operatorname{tg}\theta \sin(\kappa + \alpha_q) \cos\gamma (1 - \operatorname{tg}\rho \operatorname{tg}\gamma)}{\cos(\kappa - \delta)[\sin\gamma \cos\alpha_q + \operatorname{tg}\rho \cos\theta \sin(\delta + \alpha_q)]}, \ (2)$$

где q — номер рабочего звена; θ = arctg(tg γ sin δ) — угол между направлением сил трения и торцевой плоскостью; γ — угол наклона нормали в точке контакта; ρ = arctg $\frac{f}{\cos \alpha_X}$ — эквивалентный угол

трения; κ — угол отклонения линии, соединяющей точки контакта, от линии центров; α_q — торцевой угол зацепления; f — коэффициент трения; α_X — угол профиля резьбы; δ — угол отклонения проекции силы трения от перпендикуляра κ нормали.

Для РВП КПД прямого хода приобретает простой вил:

$$\eta_q = \frac{\mathrm{tg}\gamma}{\mathrm{tg}(\gamma + \rho)}.\tag{3}$$

На рис. 3—5 представлены результаты анализа зависимостей КПД PBM прямого хода от значимых параметров.

На рис. 3, a, δ даны зависимости КПД прямого хода от числа заходов резьбы на рабочем звене при разных отношениях k: зависимости 1, 2, 3 получены по формуле (2), асимптоты 4— по формуле (3). Видим, что зависимости 1, 2, 3 КПД касаются асимптот именно в точке, соответствующей параметрам РВП, причем КПД в этом случае достигает максимально возможного значения. Уменьшение КПД при больших числах заходов резьбы объясняется потерей сцепления.

По-видимому, зависимость КПД от числа заходов резьбы на рабочем звене подчиняется закону обратного гиперболического косинуса ("опрокинутого моста"), однако точный вывод закономерности ждет специальных нетривиальных аналитических исследований для получения приближенных формул КПД PBM, отличных от PBП.

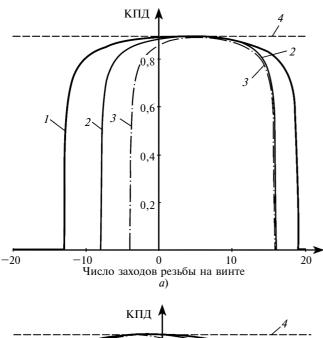
На рис. 4 показаны зависимости КПД прямого хода от числа заходов на рабочем звене при разных углах α_X профиля резьбы. Важно отметить, что угол профиля влияет не только на асимптотику [в соответствии с формулой (3)], но и на диапазон работоспособности PBM: при $\alpha_X = 5^\circ$ область допустимых значений заходов резьбы на рабочем звене гораздо меньше априорно выбранного диапазона.

Рис. 5 иллюстрирует зависимости КПД прямого хода от числа заходов резьбы на рабочем звене при разных значениях коэффициента трения f. Кроме очевидной закономерности, заключающейся в том, что снижение коэффициента трения увеличивает асимптотику, графики также демонстрируют менее очевидный факт — уменьшение коэффициен-

та трения f отрицательно сказывается на диапазоне сцепления ΦPBM : при малом трении мало работоспособных механизмов (кроме $PB\Pi$ только самые верхние части кривых).

Задача синтеза фрикционно стабильных роликовинтовых механизмов с требуемой $K\Pi\Phi$ и максимальным $K\PiД$ прямого хода решается в следующей постановке.

Пусть $A=Z_{1,3}\times Z_2\times P_X\times D_1\times K$ — пространство параметров PBM, представляющее собой декартово произведение дискретных множеств допустимых значений геометрических параметров механизма с учетом ограничений и связей, накладываемых схемой (опорный винт или опорная гайка), и условиями сборки: Z_q — множество значений числа заходов на рабочем звене; Z_2 — множество значений



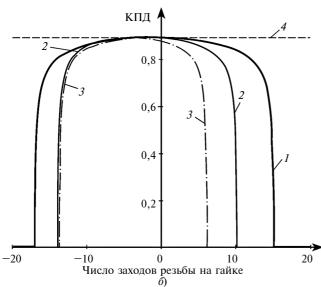
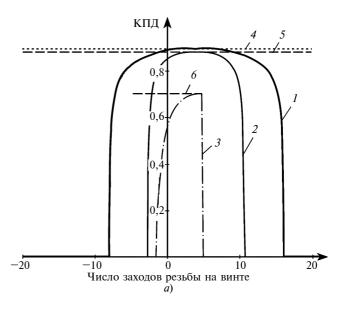


Рис. 3. Зависимости КПД РВМ прямого хода от отношения диаметров винта и ролика: k=1 (поз. 1); 2 (поз. 2), 4 (поз. 3) при опорной гайке (a) и при опорном винте (б) (4- асимптота)



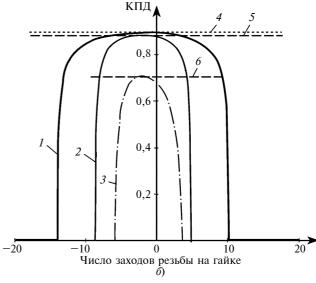
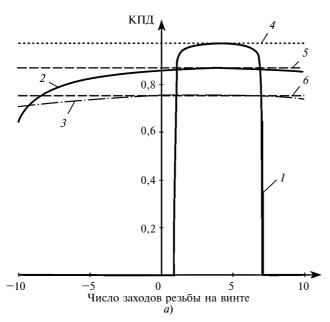


Рис. 4. Зависимости КПД РВМ прямого хода от угла профиля резьбы $\alpha_X = 45^\circ$ (поз. 1), 20° (поз. 2), 5° (поз. 3) при опорной гайке (a) и при опорном винте (б) (4—6— асимптоты)





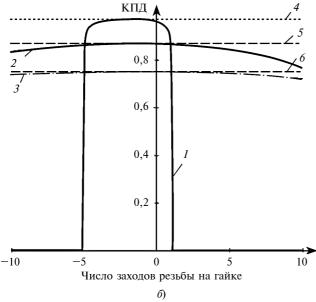


Рис. 5. Зависимости КПД РВМ прямого хода от коэффициента трения f=0,001 (поз. 1), 0,05 (поз. 2), 0,1 (поз. 3) при опорной гайке (a) и при опорном винте (б) (4-6— асимптоты)

числа заходов на ролике; P_X — множество значений осевого шага; D_1 — множество значений диаметра винта; K — множество значений отношения диаметров винта и ролика. Связи, накладываемые схемой и условиями сборки, представляют собой тернарное (четырехпараметрическое) отношение на множестве $Z_q \times Z_2 \times K$:

$$\frac{z_q + (q-2)(k+3-q)z_2}{m} = n \in \mathbb{Z};$$

$$z_q \in Z_q$$
; $z_2 \in Z_2$; $k \in K$; $m \le 3$,

где $n \in \mathbb{Z}$ — целое число; m — допустимое число роликов, ограниченное в свою очередь условием со-

седства (для $PB\Pi$, очевидно, число роликов подчиняется только условию соседства).

Требуется найти набор параметров $\infty \in A$, обеспечивающий минимальную ошибку:

$$|S_a(\alpha) - S_0| \to \min \tag{4}$$

с фрикционной стабильностью не ниже заданной:

$$\Delta_f(\alpha) \le \Delta_0,$$
 (5)

где S_0 — требуемое значение КПФ; Δ_0 — пороговое значение показателя фрикционной стабильности (при необходимости проверяется также соблюдение критерия фрикционной стабильности 2-го рода, но мы это обстоятельство опускаем, чтобы не усложнять решение).

Как правило, решение сформулированной оптимизационной задачи не является единственным. Поэтому на множестве полученных решений проводится следующий шаг оптимизации: требуется найти набор параметров $\infty \in A(S_0)$, где $A(S_0)$ — множество допустимых параметров, найденное на этапе оптимизации (4), (5), обеспечивающий максимум КПД прямого хода:

$$\eta_a(\alpha) \to \max$$
.

Разумеется, окончательный выбор из полученных результатов синтеза осуществляет пользователь, исходя из конструктивных, технологических или иных соображений. При необходимости проводится пересчет с более узким или более широким диапазоном параметров.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

- 1. **Проектирование** винтовых механизмов / Д. В. Бушенин, В. В. Морозов, С. П. Носатов. Владимир: ВСНТО, 1982. 54 с.
- 2. **Панюхин В. И., Морозов В. В.** Передаточные функции роликовых планетарных передач винт—гайка // Изв. вузов. Машиностроение. 1988. № 5. С. 31—36.
- 3. **Панюхин В. И., Морозов В. В.** КПД и условия самоторможения роликовинтовых передач // Изв. вузов. Машиностроение. 1989. № 2. С. 38—42.
- 4. **Морозов В. В., Панюхин В. И., Панюхин В. В.** Зубчато-винтовые передачи для преобразования вращательного движения в поступательное: Монография. Владимир: ВлГУ, 2000. 160 с.
- 5. **Морозов В. В., Панюхин В. И., Панюхин В. В.** Механические передачи: КПД и самоторможение. Владимир: ВлГУ, 2002. 164 с.
- 6. **Морозов В. В.** Роликовинтовые механизмы. Кинематические характеристики. Владимир: ВлГУ, 2005. 84 с.
- 7. **Марголин Л. В.** Планетарная передача винт—гайка качения с резьбовыми роликами // Станки и инструмент. 1970. № 1. С. 42, 43.
- 8. **Козырев В. В.** Конструкции роликовинтовых передач и методика их проектирования: Учеб. пособие. Владимир: ВлГУ, 2004. 102 с.
- 9. **SKF** Roller screws: catalogue. SKF Group, 2014. 140 p. (PUB MT/P1 14489 EN April 2014).

36

УДК 621.86

М. Н. КИРСАНОВ, д-р физ.-мат. наук (НИУ МЭИ, г. Москва), e-mail: c216@ya.ru

Аналитический расчет параллелограммного механизма с произвольным числом секций

Получены формулы для расчета деформации и прочности плоского параллелограммного механизма с произвольным числом секций при упругой работе элементов. Найдена асимптотика решения и выявлены особенности конструкции.

Ключевые слова: параллелограммный механизм, деформация, прогиб, прочность, индукция.

The formulas for analysis of deformation and strength of flat parallel-link mechanism with arbitrary number of links at elastic behavior of elements are obtained. The asymptotic form of the solution is found and the features of a structure are revealed.

Keywords: parallel-link mechanism, deformation, deflection, strength, induction.

Шарнирный механизм параллелограммного типа широко используют в роботостроении [1-3], в раздвижных кронштейнах, ограждающих решетках, трансформирующихся покрытиях [4], подъемных механизмах [5—7]. В работе [1] рассчитан четырехсекционный подъемник с семью секциями без учета деформаций элементов и их прочности. Напряженно-деформированные состояния подъемника при разных нагрузках и положениях исследованы в работе [2]. Статика подъемника грузоподъемностью до 500 кг и высотой 8 м из 4-5 спаренных секций ножничных механизмов рассмотрена в работе [3]. Цель настоящей работы — общая формула для вертикального прогиба плоского консольного механизма (рис. 1) под нагрузкой в зависимости от числа секций (например, ножниц). В рассматриваемом механизме *п* секций, каждая из которых состоит из двух шарнирно скрепленных в середине плоских упругих элементов. Последняя секция (укороченная) нагружается вертикальной силой. Первая секция закреплена на опоре A и ползуне В. Перемещаясь по вертикальной направляю-

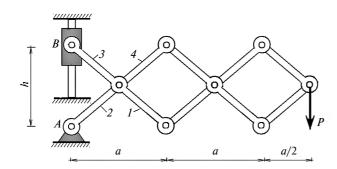


Рис. 1. Механизм с тремя секциями (ножницами)

щей, ползун раздвигает секции механизма, увеличивая или уменьшая длину консоли. Деформации и прочность рассчитываем для конкретного положения ползуна, который принимаем за неподвижный. В расчете будем учитывать изгибную и продольную деформации элементов. Принимаем допущение, что шарниры идеальные.

Уравнения равновесия

Элементы механизма разделим на нисходящие (рис. 2, a) и восходящие (рис. 2, δ). Усилия в нижних и верхних частях элементов разные. Реакции X_{ik} и Y_{ik} ($i=1,\ 3;\ k=0,\ ...,\ n+1$) элементов приложены к концевым шарнира, а реакции X_{2k} и Y_{2k} — к средним. Внешние нагрузки приложены к сочленяющим шарнирам восходящих элементов.

Система уравнений равновесия элементов 1-3 (см. рис. 1, 2), где k=1,...,n, имеет вид:

$$X_{1,k} + X_{2,k} + X_{3,k} = 0;$$

$$Y_{1,k} + Y_{2,k} + Y_{3,k} = 0;$$

$$Y_{1,k}a + Y_{2,k}a/2 + X_{1,k}h + X_{2,k}h/2 = 0.$$
(1)

Для элементов 2—4 запишем уравнения:

$$X_{1,k-1} + X_{2,k} + X_{3,k+1} = 0;$$

$$Y_{1,k-1} + Y_{2,k} + Y_{3,k+1} + P_k = 0;$$

$$Y_{1,k-1}a + (P_k + Y_{2,k})a/2 - X_{1,k-1}h - -X_{2,k}h/2 = 0.$$
(2)

В последней n-й укороченной панели правые шарниры элементов — фиктивные, реакции в них равны нулю: $X_{1,n} = Y_{1,n} = X_{3,n+1} = Y_{3,n+1} = 0$. Рассмотрим нагружение только одного концевого шарнира: $P_k = 0$; k = 1, ..., n-1; $P_n = 1$. Решая системы уравнений (1) и (2) в символьной форме с применением системы компьютерной математики Марle, найдем реакции шарниров.

Продольные усилия в частях элементов можно выразить через реакции шарниров:

$$N_{1,k} = X_{1,k}\cos\alpha - Y_{1,k}\sin\alpha;$$

 $N_{2,k} = X_{1,k-1}\cos\alpha + Y_{1,k-1}\sin\alpha;$
 $N_{3,k} = -X_{3,k}\cos\alpha + Y_{3,k}\sin\alpha;$
 $N_{4,k} = -X_{3,k+1}\cos\alpha - Y_{3,k+1}\sin\alpha,$

где
$$\sin \alpha = h/l$$
; $\cos \alpha = a/l$; $l = \sqrt{a^2 + h^2}$.



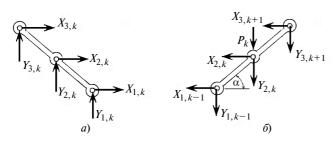


Рис. 2. Реакции шарниров и нагрузки в нисходящем (a) и восходящем (δ) элементах

Изгибающие моменты: в средних нисходящих элементах

$$M_{3-1,k} = l(X_{3,k}\sin\alpha + Y_{3,k}\cos\alpha)/2;$$

в средних восходящих элементах:

$$M_{2-4,k} = l(X_{3,k+1}\sin\alpha - Y_{3,k+1}\cos\alpha)/2.$$

Прогиб

В формуле Максвелла—Мора [8] выделим составляющую прогиба, вызванную продольной силой:

$$\delta_N = \frac{P}{EF} \sum_{i=1}^4 \sum_{k=1}^n N_{i,k}^2 l/2,$$

и составляющую, вызванную изгибающим моментом:

$$\delta_M = \frac{P}{EJ} \sum_{k=1}^n \int M_k^2 \, \mathrm{d}s,$$

где E — модуль упругости; F и J — площадь и момент инерции сечения.

Эпюра моментов имеет треугольную форму. Вычисляем интеграл:

$$M_{3-1,k} = M_{2-4,k} = \int M_k^2 ds = M_{3-1,k}^2 l/3,$$

где
$$M_{3-1,k} = 4a(n-k), k = 1, ..., n.$$

Стержни последней панели (k=n) не изгибаются, верхний стержень сжат, нижний растянут. Суммарный прогиб $\Delta = \Delta_M + \Delta_N$. Решая задачу последовательно для $n=1; 2; 3; \dots$ и обобщая результат методом индукции [9], получим:

$$\delta_{N} = \frac{16P[Aa^{4} + Bh^{2}(2a^{2} + h^{2})]}{EFlh^{2}};$$

$$\delta_{M} = \frac{16Pla^{2}n(n-1)(2n-1)}{9EJ},$$
(3)

где
$$A = (8n^3 - 12n^2 + 10n)/3 - 1$$
, $B = 2n - 1$.

Анализ

Введем обозначение для относительного прогиба: $\Delta = \delta EF/P$. Для прямоугольного сечения $b \times t$ имеем: F = bt; $J = tb^3/12$.

Действия продольных сил и изгибающих моментов в суммарном прогибе приблизительно одинаковые. Соотношение Δ_M : Δ_N зависит от высоты сечения элементов (рис. 3), особенно при максимальном раздвижении механизма $(h \to 0)$, что объясняется наличием h в знаменателе формулы для Δ_N . В реальных конструкциях величина управляющего параметра h нулевого значения никогда не достигает и ограничена размером A шарнира и размером B ползуна.

При проектировании механизма важно подобрать оптимальное число n элементов механизма при заданном выносе консоли L=a(n-1/2). Это можно сделать, используя аналитическую зависимость $\Delta(n)$, которая показывает, что на характер изменения прогиба существенно влияет размер сечения элементов. При малых значениях b (рис. 4) прогиб увеличивается, в других случаях сначала убывает, затем увеличивается. Оптимальный радиус инерции сечения можно найти аналитически, решая линейное уравнение, однако решение слишком громоздкое (здесь не приводится). Легко найти асимптоты кривых на рис. 4. При a=L/(n-1/2) угол наклона асимптоты составит: $\lim_{n \to \infty} \Delta/n =$

= $32[L^2l/(9\rho^2) + h^2/l]$, где $\rho = \sqrt{K/F}$ — радиус инерщии сечения.

Другая особенность механизма обнаруживается при изучении прогиба механизма по мере его раскрытия. Как и следовало ожидать, при фиксированной длине l элементов прогиб увеличивается с уменьшением h и, следовательно, с увеличением

стрелы выноса $L = (n - 1/2)\sqrt{l^2 - h^2}$. При этом на

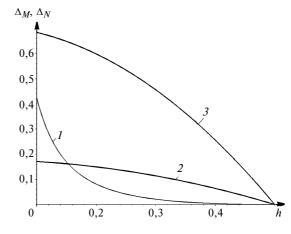


Рис. 3. Зависимости изменения составляющих Δ_N (1) и Δ_M прогиба конструкции от параметра h при l=0,5 м; n=10; b=0,08 (2) и 0,16 м (3)

38

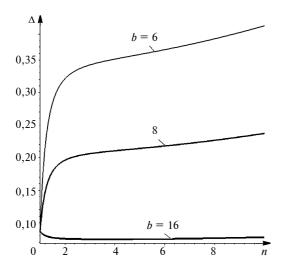


Рис. 4. Зависимости изменения относительного прогиба Δ от числа n элементов и параметра b при L=3 м; h=0,2 м

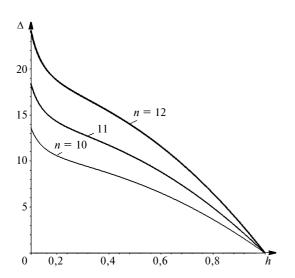


Рис. 5. Зависимости изменения относительного прогиба Δ от параметра h и числа n элементов механизма при l=1 м; b=0.06 м

соответствующей кривой (рис. 5) можно выделить изгиб перехода относительно медленного увеличения к более быстрому.

Из условия $d^2\delta/dh^2 = 0$ следует:

$$h = l\sqrt[4]{9\rho^2(4n^2 - 4n + 3)/v},$$

где $v = n(n-1)(l^2-12\rho^2)$.

Последняя формула справедлива для любого сечения с радиусом инерции $\rho = \sqrt{J/F}$. Для прямоугольного сечения при l=1 м, b=0.06 м, n=10 имеем h=0.323 м.

Прочность

Если оценивать прочность конструкции по наибольшему изгибающему моменту M = 4a(n-1)P, который возникает в первых элементах, и наибольшему выносу груза (h=0, a=l), то из условия $M/W < \sigma_{\Pi^{\rm H}}$, где W — момент сопротивления (для прямоугольного сечения $W=b^2t/6$); σ_{Π} — предел прочности, получим ограничение на нагрузку:

$$P < \sigma_{\text{пч}} b^2 t / [24l(n-1)].$$

Для стали $\sigma_{\Pi^{\rm q}}=400$ МПа; при $n=5;\ l=0,2$ м; b=0,06 м; t=0,01 м; h=0,03 м предельная нагрузка составит 758,6 H, а прогиб при такой нагрузке и модуле упругости $2\cdot 10^5$ МПа согласно формуле (3) равен 26,7 см.

Таким образом, аналитический расчет с индукцией по числу секций позволил получить точное и простое решение задачи по деформации механизма и его прочности. При этом выявлены особенности конструкции, позволяющие проектировщику выбирать наиболее приемлемые характеристики системы. Изложенный алгоритм исследования можно расширить, используя другие нагрузки и схемы механизма, а формулы применять в качестве тестовых для сложных расчетов.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

- 1. **Sliding-crawling** parallelogram mechanism / Y. Tian, X. Wei, A. Joneja, Y. Yao // Mechanism and Machine Theory. 2014. Vol. 78. N. 8. P. 201—228.
- 2. **A multilevel** calibration technique for an industrial robot with parallelogram mechanism / Y. Guo, S. Yin, Y. Ren an et. // Precision Engineering. 2015. Vol. 40. N. 4. P. 261—272.
- 3. **Mechanism** Theory and Application of Deployable Structures Based on Scissor-Like Elements / J. Zhao, Z. Feng, F. Chu, N. Ma // Advanced Theory of Constraint and Motion Analysis for Robot Mechanisms. 2014. P. 349—366.
- 4. **A novel** concept of convertible roofs with high transformability consisting of planar scissor-hinge structures / Y. Akgun, C. J. Gantes, K. E. Kalochairetis, G. Kiper // Engineering Structures. 2010. Vol. N. 9. P. 2873—2883.
- 5. **Гарах В. А.** Анализ динамической нагруженности механизма ножничного подъемника // Исследования и разработки в области машиностроения, энергетики и управления. Мат. IX Международной науч.-техн. конфер. Гомель: ГГТУ им. П. О. Сухого, 2009. С. 13—16.
- 6. **Калиниченко В. С., Ананин В. Г.** Подбор рациональных параметров металлоконструкции подъемника пантографного типа // Современные проблемы машиностроения. Сб. тр. VII Международной научтехн. конф. / Под редакцией А. Ю. Арляпова, А. Б. Кима. Томск: Томский политехнический ун-т, 2013. С. 233—236.
- 7. **Hongyu T., Ziyi Z.** Design and Simulation Based on Pro / E for a Hydraulic Lift Platform in Scissors Type // Procedia Engineering. 2011. Vol. 16. P. 772—781.
- 8. **Горшков А. Г., Трошин В. Н., Шалашилин В. И.** Сопротивление материалов. М.: ФИЗМАТЛИТ, 2005. 544 с.
- 9. **Кирсанов М. Н.** Расчет жесткости стержневой решетки // Вестник машиностроения. 2015. № 8. С. 49—51.

39

УДК 677.004.3:621.86.075.8

М. Э. РУЗМЕТОВ, М. Т. ХОДЖИЕВ, д-р техн. наук, И. Г. ШИН, д-р техн. наук (Ташкентский ин-т текстильной и легкой промышленности, Узбекистан), e-mail: dimashin@list.ru

Проектирование винтового конвейера для равномерного распределения волокнистого материала при складировании

Приведены расчет и проектирование основных конструктивных элементов мобильного винтового конвейера для регулируемого транспортирования волокнистого материала (хлопка-сырца), который обеспечивает его равномерное складирование в крытом помещении.

Ключевые слова: винтовой конвейер, диаметр и шаг винта, частота вращения, мощность, производительность, хлопок-сырец, осевая сила, коэффициент трения, угол подъема винтовой линии.

The analysis and design of principal structural elements of a mobile screw conveyer for controlled transportation of fiber material (seed-cotton), which assures its uniform storage in a covered accommodation, are presented.

Keywords: screw conveyer, diameter and pitch of a screw, rotation frequency, power, capability, seed-cotton, axial force, friction coefficient, helix angle.

Технологический процесс переработки такого волокнистого материала, как хлопок-сырец, начинается с его складирования для хранения, так как мощности всех хлопкоочистительных заводов Республики Узбекистан в течение сезона заготовки способны переработать только 20 %. Основную массу волокнистого материала укладывают в открытые и закрытые хранилища для последующей переработки. В связи с длительным хранением хлопкасырца актуальным остается задача по сохранению его природных свойств, количества и качества волокна (механическая прочность, длина волокна), которые в дальнейшем определяют технологические показатели материала при прядении, вязании, ткачестве и пр. Важным для максимального сохранения свойств волокнистого материала является его равномерное распределение по слоям и всему объему крытого склада. Современные конструкции складов рассчитаны на загрузку от 800 до 4000 т хлопка-сырца [1].

Применяемые в настоящее время стационарные средства ме-

ханизации (приемно-подающие устройства, транспортеры с метателями и др.) не обеспечивают требуемой равномерности распределение волокнистого материала, образуя конусы, из-за большого угла естественного откоса хлопка-сырца, что снижает коэффициент загрузки складского по-

мещения. Для устранения конусов из волокнистого материала приходится использовать ручной труд, что повышает стоимость его переработки. Равномерное распределение волокнистого материала в крытом хранилище обеспечивается специальным питателем-распределителем [1], который представляет собой мобильный винтовой конвейер (шнек), перемещающийся по всей длине двух отсеков крытого хранилища (рис. 1).

Предлагаемая технология загрузки и распределения хлопкасырца, а также конструкция питателя-распределителя реализуются в закрытом железобетонном хранилище в виде сборной строительной конструкции прямоугольной формы. Внутреннее пространство хранилища состоит из двух смежных отсеков 1 и 2, образованных с помощью расположенных вдоль центральной оси хранилища вертикальных опорных элементов З. Каждый отсек имеет загрузочное окно 4 в верхней части продольных стен 5 хранилища. Загрузочные окна сообщаются с наклонным транспортером приемно-подающих меха-

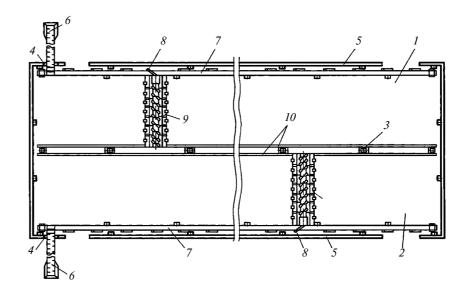


Рис. 1. Чертеж хранилища закрытого типа (вид сверху):

 $1,\ 2$ — отсеки; 3 — вертикальный опорный элемент центральной оси хранилища; 4 — загрузочное окно; 5 — продольная стена хранилища; 6 — наклонный ленточный транспортер; 7 — горизонтальный ленточный транспортер; 8 — сбрасыватель; 9 — питательраспределитель; 10 — профильные уголки

низмов, установленных снаружи хранилища. Внутри хранилища вдоль каждого загрузочного окна размещены ленточные конвейеры 7, состоящие из стационарно установленной станины, приводных и натяжных барабанов, роликовых опор, натяжного устройства.

На ленте конвейера 7 с определенным шагом шарнирно смонтированы под углом к продольной оси транспортера сбрасыватели 8, которые направляют хлопок-сырец с рабочей ветви конвейера на питатели-распределители 9. Каждый питатель-распределитель установлен под горизонтальным ленточным транспортером поперек отсеков хранилища и совершает возвратнопоступательное движение вдоль своего отсека.

Определим основные параметры горизонтального винтового конвейера для хлопка-сырца при следующих данных: производительность $Q_{\rm T}=25\div30\,$ т/ч; длина конвейера $L_{\rm T}=9\,$ м; насыпная плотность хлопка-сырца $\rho=0.135\,$ т/м $^3.$

Частота вращения $n_{\rm B}$ винта зависит от вида транспортируемого материала и диаметра винта. Она должна обеспечивать спокойное продвижение груза и исключать пересыпание его через вал. Чем больше диаметр винта, плотность и абразивность перемещаемого груза, тем меньше частота вращения винта.

Для транспортировки семян хлопка горизонтальным конвейером $n_{\rm B}=80\div140~{\rm мин}^{-1}$ [2]. Для перемещения волокнистого материала принимаем $n_{\rm B}=90~{\rm миh}^{-1}$.

Чтобы избежать скопления груза у промежуточных подшипников с учетом свойств насыпных грузов принимаем коэффициент заполнения желоба $\psi = 0.4$ [3].

Диаметр винта определяем из формулы производительности винтового конвейера [2]:

$$Q_{\scriptscriptstyle \rm T} = \, \frac{60\pi\,D_{\scriptscriptstyle \rm B}^2 t n_{\scriptscriptstyle \rm B} \psi \rho \, K_{\beta}}{4} \,, \, {\rm T/Y}, \label{eq:QT}$$

где $D_{\rm B}$ — диаметр винта; t — шаг винта; $K_{\rm \beta}$ — коэффициент, учитывающий угол наклона конвейера, для горизонтальных конвейеров $K_{\rm B}=1$.

Шаг t винта, как правило, составляет $(0.8 \div 1.0) D_{\rm B}$. Для горизонтальных конвейеров $t = D_{\rm B}$, тогда диаметр винта

$$D_{\rm B} \geq \sqrt[3]{rac{4\,Q_{_{
m T}}}{60\pi n \psi \rho}} \, pprox 0,478 \, {
m M}.$$

Основные параметры винтовых конвейеров общего назначения определяет ГОСТ 2037—82, например, значения диаметров винтов $D_{\rm B}=100\div800$ мм. Для проектируемого конвейера принимаем $D_{\rm B}=500$ мм.

В соответствии с методикой расчета винтовых конвейеров проверяем частоту вращения винта по эмпирической формуле, которая не должна превышать допустимую частоту (n_{max}) [3—5]:

$$n_{\rm B} \le n_{\rm max} = A/\sqrt{D_{\rm B}} = 92 \text{ MuH}^{-1},$$

где A = 65 — коэффициент, зависящий от плотности и абразивности груза [3].

Таким образом, условие $n_{\rm B} < n_{\rm max}$ выполнено.

Находим скорость транспортируемого груза:

$$v = tn/60 = 0.75 \text{ M/c}.$$

Мощность двигателя определим по формуле

$$P_{\rm y} = \frac{K_{\rm 3} Q_{\rm T} L_{\rm \Gamma} w_0}{367 \,\rm n},$$

где $K_3 = 1,15 \div 1,25$ — коэффициент запаса; $L_{\rm T}$ — длина горизонтального конвейера; w_0 — обобщенный коэффициент сопротивления; η — КПД привода.

Общее сопротивление w_0 движению груза на горизонтальном винтовом конвейере складывается из сил трения груза о желоб и поверхности винта, сопротивлений в промежуточных и концевых подшипниках. Их можно рассчитать, зная коэффициенты трения.

Заметим, что на винтовом конвейере действуют трудно учитываемые сопротивления, возникающие вследствие скопления груза в зоне промежуточных подшипников, локального трения кромки винта о частицы груза, затягиваемые в зазор между винтом и желобом, а также из-за перемешивания груза. Поэтому при расчете мощности электродвигателя используем общий коэффициент сопротивления, полученный опытным путем, который в основном зависит от свойств транспортируемого груза.

Если для хлопковых семян по данным работы [2] коэффициент сопротивления $w_0 = 1,5$, то для волокнистого материала коэффициент сопротивления больше, так как волокнистая масса впитывает влагу, имеет большую сцепляемость волокон и низкую способность к перекатыванию при винтовом движении. Поэтому принимаем $w_0 = 2,5$ и рассчитываем мощность по формуле (5): $P_{\rm V} = 2,25~{\rm kBr}$.

Вращающий момент на винте $M_{\rm BP} = 9550 \, P/n = 239 \, {\rm H} \cdot {\rm M}.$

Максимальная действующая на винт продольная осевая сила составит:

$$F_{\rm B} = \frac{M_{\rm Bp}}{r \operatorname{tg}(\alpha + \varphi)} =$$

$$= \frac{2M_{\rm Bp}}{kD_{\rm Bp}\operatorname{tg}(\alpha + \varphi)}, \text{ H} \qquad (1)$$

где r — радиус, на котором возникает сила трения при контакте груза и винта, т. е. расстояние от центра винта до центра тяжести поперечного сечения груза в желобе, ориентировочно

$$r=rac{kD_{
m B}}{2}=rac{(0,7\div0,8)D_{
m B}}{2}$$
; а — угол

подъема винтовой линии; ϕ — угол трения груза о поверхности винта.

Угол подъема винтовой линии найдем из выражения $tg\alpha = \frac{t}{\pi D_{\rm R}} = 0.3185$, тогда $\alpha = 17^{\circ}44'$.

Угол трения ϕ связан с коэффициентом f_1 трения при





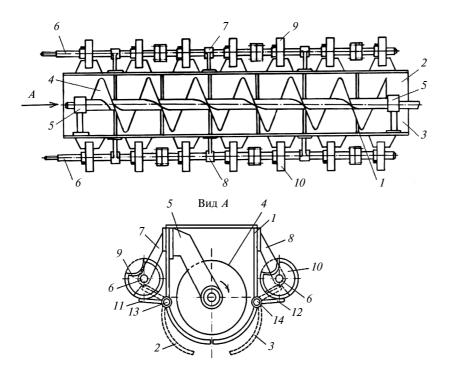


Рис. 2. Чертеж питателя-распределителя:

1- желоб; $2,\ 3-$ секции; 4- шнек; $5,\ 7,\ 8-$ кронштейны; 6- приводной вал; $9,\ 10-$ кулачки; $11,\ 12-$ консольные рычаги; $13,\ 14-$ шарниры; 15- соединительная муфта

контакте груза и поверхности винта зависимостью $tg\phi = f_1$, где $f_1 = 0.6 \div 0.87$ — коэффициент трения для хлопка-сырца и металлической поверхности при влажности $11 \div 32$ %, который зависит от скорости перемещения и давления волокнистой массы [6]. При $f_1 = 0.6$ угол трения составит $\phi = \arctan g_0.6 = 30^\circ 58'$.

Тогда по формуле (6) осевая сила, действующая на винт при транспортировке хлопка-сырца, составит $F_{\rm B} = 1120~{\rm H}.$

Диаметр вала винта определяем по формуле [2] $d_{\rm B}=35+0.1D_{\rm B}=85$ мм. Таким образом, определены геометрические и силовые параметры горизонтального винтового конвейера для транспортировки хлопка-сырца.

Рассмотрим конструктивные особенности проектируемого винтового конвейера (рис. 2), который содержит желоб I из листовой стали толщиной 3 мм и в нижней части имеет форму полуцилиндра, переходящий в две прямые вертикальные стенки. Нижняя часть желоба имеет подвижные секции 2 и 3. Размеры

желоба выбраны так, чтобы обеспечить зазор 3÷8 мм между винтом и внутренней поверхностью желоба.

Винт (шнек) 4 является важнейшим и ответственным элементом винтового конвейера, так как он воспринимает усилие от

привода и передает движение транспортируемому грузу.

Наиболее технологичная конструкция с валом винта, изготовленного из трубы, к которой приварены штампованные лопасти (рис. 3) толщиной 3 мм из листовой стали, образующие непрерывный винт.

При проектировании и изготовлении винтового конвейера необходимо определить диаметр заготовки винтовой лопасти, который при формировании винтовой поверхности становится диаметром $D_{\rm B}$ винта.

Параметры винтовой лопасти рассчитываем по формулам (см. рис. 3)

$$\frac{\pi D_{\rm B}}{\cos \alpha} = \pi D_{\rm B}' - 0.5 D_{\rm B}' \delta =$$

$$= D_{\rm B}' (\pi - 0.5), \tag{2}$$

где $D_{\rm B}'$ — диаметр винтовой лопасти; δ — центральный угол; $\alpha = \arctan\left(\frac{t}{\pi D_{\rm B}}\right)$ — угол подъема

винтовой линии периферии лопасти;

$$\frac{\pi d_{\rm B}}{\cos \beta} = \pi d_{\rm B}' - 0.5 d_{\rm B}' \delta =$$

$$= d_{\rm B}' (\pi - 0.5\delta), \tag{3}$$

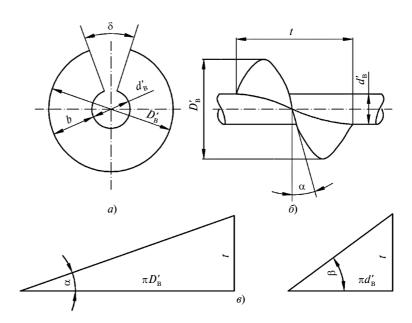


Рис. 3. Схемы элементов винтовой лопасти для определения ее параметров: a — заготовка; δ — винт; ϵ — развертки винтовых линий





•

где $d_{\rm B}'$ — диаметр центрового отверстия заготовки; $\beta = \arctan\left(\frac{t}{\pi d_{\rm B}}\right)$ — угол подъема винтовой линии по центральному отверстию.

Толщину пояска винтовой лопасти находим по формуле

$$\theta = 0.5(D'_{\rm B} - d'_{\rm B}).$$
(4)

Из выражений (2)—(4) получим зависимости для расчета параметров винтовой лопасти:

$$D_{\rm B} = \frac{\left(2s\frac{D_{\rm B}}{d_{\rm B}}\right)\frac{\cos\beta}{\cos\alpha}}{\left(\frac{D_{\rm B}}{d_{\rm B}}\right)\frac{\cos\beta}{\cos\alpha} - 1};$$

$$\delta = \frac{D_{\rm B}}{D_{\rm B}' \cos \alpha} \, \frac{\pi}{\pi - 0.5};$$

$$d_{\rm B}' = D_{\rm B}' - 2\epsilon.$$

В данной конструкции конвейера винт выполняет функции питателя-распределителя волокнистой массы. Шнек 4 (см. рис. 2) связан с желобом 1 кронштейном 5. С обеих сторон желоба 1 с помощью кронштейнов 7 и 8 установлены распределительные валы 6 с закрепленными на них металлическими кулачками 9, 10 диаметром 250 мм специальной формы с криволинейным вырезом (угол раскрытия 60°). При вращении распределительного вала $(n = 3 \text{ мин}^{-1})$ кулачки 9 и 10взаимодействуют соответственно с консольными рычагами 11 и 12 одной из половин секций 2 и 3 желоба 1, установленными на шарнирах 13 и 14. Распределительный вал выполнен в виде отдельных участков, соединенных муфтой 15.

Каждая пара кулачков 9, 10 ориентирована так, что при взаимодействии с консольными рычагами автономно открывают только одну из семи секций, составляющих в совокупности желоб, т. е. при открытом одном участке желоба другие закрыты. Это обеспечивает подачу волокнистого материала в заданное

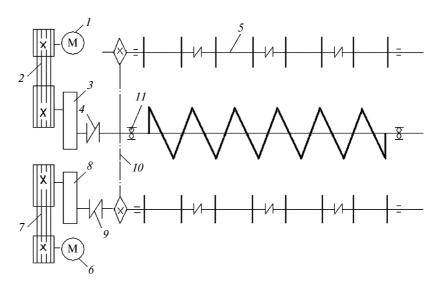


Рис. 4. Кинематическая схема питателя-распределителя:

1, 6 — электродвигатели; 2, 7 — клиноременные передачи; 3, 8 — редукторы; 4, 9 — муфты; 5 — распределительный вал; 10 — цепная передача; 11 — подшипник

место в данный момент времени. Таким образом, во всех секциях винтового конвейера в определенной последовательности происходит открывание и закрывание секций, что обеспечивает регулируемую разгрузку хлопка-сырца.

Работа питателя-распределителя основывается на многократном повторении процесса распределения, что значительно увеличивает равномерность засыпаемого слоя волокнистого материала.

Так как винтовой конвейер обслуживает весь отсек крытого хранилища, то достигается равномерное распределение хлопкасырца по всему его объему. Привод винтового конвейера (рис. 4) смонтирован на раме, он состоит из электродвигателя 1, клиноременной передачи 2, двухступенчатого цилиндрического редуктора 3 (Ц2У-100) и кулачково-дисковой муфты 4. В состав привода для распределительного вала 5 входят: электродвигатель 6, клиноременная передача 7, одноступенчатый червячный редуктор 8(Ч-63), муфта 9, цепная передача 10. Концевые подшипники 11 закреплены в торцевых стенках желоба, причем подшипник со стороны перемещения груза выполнен упорным, так как воспринимает действующую вдоль вала осевую растягивающую нагрузку.

Таким образом, рассчитаны основные параметры винтового конвейера, силовые характеристики привода конвейера, разработана конструкция желоба с автоматически открывающимися секциями с помощью специальных кулачков, закрепленных на распределительном валу.

Управляемое транспортирование волокнистой массы повышает равномерность слоя хлопкасырца при его складировании в крытом помещении.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

- 1. **Пат. на полезную модель FAP 00520 РУз:** Хранилище для волокнистого материала.
- 2. Зенков Р. Л., Ивашков И. И., Колобов Л. Н. Машины непрерывного транспорта. М.: Машиностроение, 1987. 432 с.
- 3. Спиваковский А. О., Дьячков В. К. Транспортирующие машины. М.: Машиностроение, 1983. 487 с.
- 4. **Вайнсон А. А.** Подъемнотранспортные машины. М.: Машиностроение, 1989. 536 с.
- 5. **Балашов В. П.** Грузоподъемные и транспортирующие машины на строительных заводов. М.: Машиностроение, 1987. 384 с.
- 6. Жуманиязов К. Исследование по созданию системы транспорта и распределения средневолокнистого хлопка по поточным линиям очистки и батареям джинов с производительностью до 20 т/ч: Дис. ... канд. техн. наук. Ташкент, 1989. 177 с.



УДК 621.65.03

Г. Ю. ВОЛКОВ, д-р техн. наук, В. В. СМИРНОВ (Курганский ГУ), e-mail: vlkv48@mail.ru

Систематика механизмов объемных гидромашин, построенных на базе замкнутых центроидных контуров¹

Предложена систематика объемных гидромашин на базе замкнутых центроидных контуров, позволяющая сравнивать их по основным техническим критериям.

Ключевые слова: объемная гидромашина, замкнутый центроидный контур, систематика, сравнительная оценка.

The systematics of positive-displacement hydraulic machines basing on closed centroid circuits, which allows to compare them on principal technical criteria, is suggested.

Keywords: positive-displacement hydraulic machine, closed centroid circuit, systematics, comparative assessment.

В объемных насосах и гидродвигателях часто используют рабочие элементы в виде замкнутых центроидных контуров (ЗЦК), изменение площади которых и приводит к изменению объема рабочих полостей. Достоинство таких систем заключается в надежной герметизации рабочих полостей, ограниченных со всех сторон, кроме торцов, зубчатыми зацеплениями. Данные гидромашины с рабочим давлением 25 МПа отличаются высокой производительностью [1]. Широкое применение подобных систем сдерживается отсутствием эффективных методов обработки зубчатых венцов требуемой конфигурации.

Для развития данного направления систематизируем схемы исследуемых механизмов.

Конструкция гидромашины с рабочими элементами в виде ЗЦК [2], т. е. роторной гидромашины, которую создал Ан И-Кан, показана на рис. 1. Она состоит из ротора 1 с внешними зубьями, статора 2 с внутренними зубьями и расположенных между ними плавающих сателлитов 3. Замкнутые полости образуются зацепляющимися зубчатыми звеньями 1-3 и плоскими поверхностями торцевых крышек 5. Из-за волнообразных форм ротора и статора при вращении ротора 1 объем полостей изменяется. Сателлиты 3, перекатываясь между ротором 1 и статором 2, открывают-перекрывают соответствующие каналы 4.

Планетарно-кулачковый двигатель [3] отличается от предыдущей гидромашины числом волн ротора (три вместо двух). В гидромашине, описанной в работе [4], ротор представляет собой круглый эксцентрик. В работах [5, 6] описаны шестеренная гидромашина и шестеренная гидромашина с внутренним зацеплением. В работах [7, 8] подобные механизмы называются планетарно-роторными гидромашинами. Однако планетарно-роторными механизмами называют и иные устройства, например, героторные машины планетарного типа, в которых замкнутые контуры образованны не только центроидами. Кроме того, некоторые из механизмов, содержащих ЗЦК, могут функционировать при движении звеньев, которые не являются планетарными.

Поэтому целесообразно насосы и двигатели, рабочие механизмы которых построены на базе ЗЦК, выделить в отдельный класс гидромашин и систематизировать их схемы.

Виды замкнутых центроидных контуров

Центроидой называют геометрическое место мгновенных центров вращения при движении неизменяемой плоской фигуры в ее плоскости. Исследуемые плоские центроидные механизмы имеют пространственные (сферические) аналоги [9].

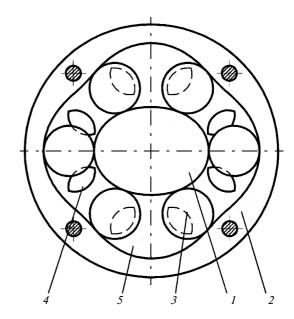


Рис. 1. Роторная гидромашина с формулой $2 \times 4_f^k - R$ [2]:

1 — ротор; 2 — статор; 3 — сателлиты; 4 — каналы подвода и отвода рабочей жидкости; 5 — торцевая крышка

 $^{^1}$ Работа выполнена при поддержке фонда РФФИ, проект "Структурно-параметрический синтез и разработка конструкций планетарных роторных гидромашин, адаптированных к 2D-технологиям изготовления", договор № 17-48-450262\17.

Последние не представляют практического интереса, так как во многом уступают плоским механизмам: существенно сложнее в изготовлении и имеют нагруженные торцы. Центроидная пара является одноподвижной кинематической парой, т. е. парой пятого класса. Она может быть реализована зубчатым зацеплением или перекатывающимися без скольжения гладкими профилями. Однако при использовании фрикционных центороидных пар в гидромашинах возникает ряд трудностей, поэтому пока не существует работоспособных конструктивных решений. Следовательно, будем рассматривать только плоские ЗЦК, образованные зубчатыми звеньями.

В рассматриваемых гидромашинах высший иерархический уровень при систематизировании займет число центроид, образующих контур, следующий уровень — их форма. Какое же число центроидных элементов (зубчатых звеньев) могут содержать исследуемые ЗЦК?

Необходимым условием в этом контуре являться наличие подвижности, т. е. степень W свободы.

Начнем с определения степени свободы контура по формуле Чебышева:

$$W = 3(m-1) - 2P_5 - P_4, \tag{1}$$

где m — число элементов (предположительно звеньев); P_5 — число пар пятого класса, в частности центроидных; P_4 — число пар четвертого класса.

При m=2 (рис. 2, a) имеем W=-1, т. е. статически неопределимую форму. Более детальное исследование показало, что никакие конфигурации при m=2 не обеспечивают подвижность.

При m = 3 (рис. 2, δ) по формуле (1) получим W = 0, т. е. статически определимую форму. Известно, что по крайней мере одна особая конфигурация этой системы обладает подвижностью (см. рис. 3, e), однако она не нашла применения в реальных конструкциях.

При m=4 (рис. 2, θ) имеем W=1, т. е. контур обладает подвижностью.

Все используемые ЗЦК составлены из четырех центроид. Дальнейшее увеличение числа элементов контура нецелесообразно, так как лишь усложнит конструкцию.

Для механизма, состоящего из произвольных центроид, площадь центроидного контура зависит от положения звеньев, т. е. варьируется. Однако известно, что степень W свободы по формуле Чебышева характеризует только подвижность механизма, находящегося в общем невырожденном параметрическом состоянии.

К особым параметрическим формам четырехэлементного ЗЦК относятся любые схемы (рис. 3, a— ϵ), в которых все четыре центроиды являются окружностями. При этом в системах, представленных на рис. 3, a, δ , ϵ , движение возможно, но только в виде согласованного вращения зубчатых колес вокруг своих неподвижных относительно друг друга осей.

Другой (обратной) стороной вырожденности системы, состоящей из круглых центроид, является возможность существования множества однотипных центроидных контуров, вовлеченных в общее движение (см. рис. 3, ϵ).

Система, представленная на рис. 3, θ , состоит из четырех круглых звеньев, одно из которых (звено 2) является охватывающим (имеет внутренние зубья), при определенных соотношениях параметров представляет собой двойное вырождение. Если первоначальная сборка механизма (см. рис. 3, δ) осуществляется при расположении осей всех четырех

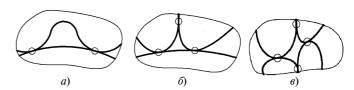


Рис. 2. Замкнутые контуры с разным числом центроидных ментов произвольного вида

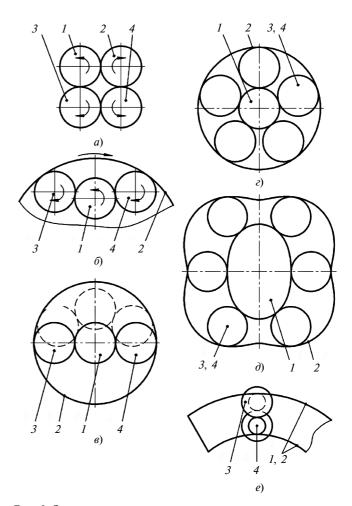


Рис. 3. Замкнутые центроидные контуры: $a-\partial$ — четырехэлементные контуры; e — трехэлементный контур

45



колес на одной прямой A—A (см. рис. 3, θ), то механизм получает дополнительную подвижность — возможность согласованного смещения центрального колеса I и сателлитов 3, 4 в направлении, перпендикулярном прямой, первоначально связывавшей их центры. При этом сохраняется и возможность согласованного вращения звеньев I, J, J0 относительно звена J2.

Схема на рис. 3, ε , в которой шестерня I находится в центре зубчатого колеса 2, а диаметры колес 3, 4 (сателлитов) одинаковые, широко применяется в планетарных передачах. Площадь центроидных контуров при этом остается неизменной.

Параметрическим развитием схемы, показанной на рис. 3, *г*, является механизм, в котором центральные звенья *1* и *2* (или одно из них) представляют собой волнообразные зубчатые колеса. При этом возможность согласованного вращения всех звеньев сохраняется, а площади ЗЦК, периодически изменяются. Гидромашина, показанная на рис. 1, имеет именно такую схему.

Система, представленная на рис. 3, e, также состоит из четырех центроидных элементов, однако центроидные дуги 1 и 2 (или прямые) связаны жестко и представляют собой одно звено, т. е. общее число звеньев данного механизма m=3. Степень свободы этой системы $W=3(3-1)-2\times 3-0=0$. Фактически при правильно выбранном соотношении начальных диаметров сателлитов 3 и 4 они могут совместно двигаться по дуге окружностей 1 и 2. Таким образом, данную схему правильнее отнести к контурам, образованным тремя звеньями.

Множество принципиально работоспособных механизмов на базе ЗЦК является неограниченным, однако для практического использования подходят только простые схемы ЗЦК.

Анализ известных конструкций позволил определить необходимые структурные признаки данных схем:

- a) используются только четырехэлементные центроидные контуры;
- б) для обеспечения геометрического (а не силового) замыкания контура один из элементов являются охватывающим, т. е. с внутренними зубьями, остальные звенья имеют внешние зубья;

Таблица 1 Формирование групп из гидромашин на базе ЗЦК

Число <i>N</i> волн	Число М волн звена с внешними зубья				
звена с внутрен- ними зубьями	1			i	
1 <i>i</i> <i>j</i>	P R R	C R; P R; P	R P P	P R R	
Примечание. 1 < <i>i</i> < <i>j</i> .					

- в) одно звено ведущее, еще одно остановленное, остальные плавающие.
- Γ) все плавающие зубчатые звенья (сателлиты) круглые.

С учетом указанных ограничений схемы, представляющие практический интерес, можно свести к единой структуре — два волнообразных колеса (ведущее и опорное) и несколько круглых плавающих сателлитов. Если ведущее колесо и (или) опорное зубчатое колесо являются круглыми, данные круглые звенья можно считать частным случаем волнообразных с числом волн, равным единице.

Таким образом, главным классификационным признаком гидромашин на базе ЗЦК следует считать соотношение числа M волн звена с внешними зубьями и числа N волн звена с внутренними зубьями. Аналогичного мнения придерживались и исследователи Ан M-Kah [10] и Zhang Quan [11].

Заметим, что возможных сочетаний $M \times N$ много. Предлагается сгруппировать эти сочетания по трем параметрам: 1, i и j, которые связаны выражением 1 < i < j. Существенным является то, равные числа M и N или нет. Поэтому случаи $i \times i$ и $i \times j$ будем рассматривать отдельно. Отвечающие условию $j \times i$ схемы — нереализуемые. Следовательно, на иерархическом уровне формы центроид имеем только пять возможных структурных вариантов: 1×1 ; $1 \times i$; $i \times i$; $i \times i$; $i \times j$.

Принцип формирования групп из гидромашин на базе ЗЦК показан в табл. 1.

Виды механизмов, управляющих центроидными контурами

При структурном описании механизма важно различать иерархический уровень кинематической цепи (с указанием звеньев и связей) и уровень, на котором конкретизируется ее применение и, в частности, указываются ведущее звено и стойка.

Важнейшим структурным признаком является кинематическая цепь соответствующего механизма, определяющая характер относительного движения ведущего и опорного звеньев (пока не дифференцируем случаи, когда зубчатое колесо с внутренними зубьями является опорным или ведущим).

- В зависимости от схемы данной кинематической цепи возможны следующие варианты движения ведущего звена:
 - а) вращательное (ротационное) обозначение R;
 - б) планетарное P;
- в) сложное (совмещающее вращательное и поступательное движения) C.

Комбинируя варианты движения ведущего звена (R, P, C) с пятью разными вариантами соотношений $M \times N$, получим 15 вариантов структурных схем, из которых только восемь работоспособные и реализуемые: $1 \times 1 - R$; $1 \times 1 - P$; $1 \times 1 - C$; $1 \times i - R$; $1 \times i - P$; $i \times 1 - P$; $i \times 1 - R$.



Таким образом, главными отличительными признаками структурных вариантов являются форма центроид и характер относительного движения ведущего и остановленного звеньев.

На следующем иерархическом уровне, относящемся к конструкции, выбираются остановленное (зафиксированное) и ведущее звенья. Обозначим остановленное звено индексом f, например $M \times N_f$ или $M_f \times N$ (звено без индекса — ведущее).

Следующий признак, относящийся к конструкции, определяет принадлежность к звеньям подводящих и отводящих каналов. Он обозначается верхним индексом k, который ставится над числом волн соответствующего звена, например, $M \times N_k^f$.

Тогда гидромашина, представленная на рис. 1, имеет обозначение: $2 \times 4_f^k - R$.

Перечень и сравнение схем гидромашин на базе ЗЦК

К основным показателям гидромашин на базе ЗЦК относятся:

симметрия приложения сил;

отсутствие мертвых точек;

площадь сечений каналов (особенно в звеньях с внутренними зубьями);

механический КПД.

Последний показатель значительно зависит от числа сателлитов: чем больше число сателлитов на единицу полезного объема, тем больше потери энергии на внешнее трение.

Предложенная систематика позволяет сделать предварительный анализ достоинств и недостатков рассмотренных гидромашин.

Результаты анализа некоторых гидромашин на базе ЗЦК сведены в табл. 2.

Γ pynna $i \times j - R$

Гидромашины с формулой $i \times j - R$ наиболее изучены. Схема одной из них $(2 \times 4_f^k - R)$ [2] уже рассмотрена (см. рис. 1). Число волн звена с внешними зубьями M = i = 2, число волн звена с внутренними зубьями N = j = 4. Движение ведущего звена I(M) — вращательное (R). Остановлено звено 2(N), в котором выполнены каналы подводаотвода рабочей жидкости.

Свойства данной гидромашины (см. табл. 2): схема симметрична, значит опоры ротора не нагружены радиальными силами;

мертвых точек нет;

площадь сечений каналов в звене с внутренними зубьями, по сравнению с другими схемами, большая (лимит по производительности);

Анализ схем гидромашин на базе ЗЦК

Таблица 2

Анализ схем гидромашин на оазе ЭЦК							
Группа	Схема	Источник	Номер рисунка	Симметрия	Без мертвых точек	Сечение каналов	КПД (число сателлитов)
	$2 \times 4_f^k - R$	[2]	1	+	+	+	+(6)
	$3 \times 4_f^k - R$	[3]	4	_	+	±	±(7)
$i \times j - R$	$3_f^k \times 4 - R$	[12]	_	_	+	+	±(7)
	$4 \times 6_f^k - R$	[13]	_	+	+	+	-(10)
	$6 \times 8_f^k - R$	[13]	_	+	+	±	-(14)
1	$1^k \times 2_f - R$	[6]	5, б	-	+	-	+(3)
$1 \times j - R$	$1 \times 3_f^k - R$	[4]	5, <i>a</i>	_	+	+	+(4)
$1 \times j - P$	_	Нет данных	-	_	+	-	+
$j \times 1 - P$	$ 2 \times 1 - P \\ 3 \times j - P $	[11]	6, <i>δ</i> 6, <i>a</i>		+ +	++	+(3) +(4)
1 × 1 – P	$j \times 1_f^k - P$	[5] [1] [7]	7, a - 7, 6	_ _ _	_ _ _	+ + +	+(2) +(2) +(2)
	$1_f^k \times 1 - C$	[15]	8, <i>a</i>	_	+	+	+(2)
$1 \times 1 - C$	$1_f^k \times 1 - C$ $1 \times 1_f^k - C$	[16]	8, σ	_	+	+	+(2)
$1 \times 1 - R$	$1 \times 1_f^k - R$	[17]	9	_	+	±	+(2)
$i \times i - R$	$2 \times 2_f^k - R$ $3 \times 3_f^k - R$	[18]	10	+	+	±	+(4)
$\iota \wedge \iota - \kappa$	$3 \times 3_f^k - R$	[18]	_	+	+	±	+(6)

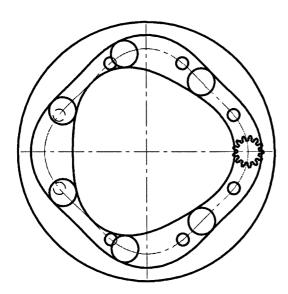


Рис. 4. Планетарно-кулачковый двигатель с формулой $3 \times 4_f^k - R$ [3]

механический КПД, который определяется числом сателлитов K = 6, сравнительно высокий.

Таким образом, данная гидромашина работоспособна и имеет неплохие технические характеристики.

Существует другие схемы гидромашин с формулой $i \times j - R$. Рассмотрим механизм с формулой $3 \times 4_f^k - R$ [3] (рис. 4). Центроида I имеет три волны (M=3). При таком числе волн звена I силы приложены к звеньям не симметрично.

Подобная гидромашина, но при ведущем зубчатым колесе с внутренними зубьями (формула $3_f^k \times 4 - R$), представлена в работе [12]. Каналы выполнены в остановленном зубчатом колесе с внешними зубьями. Это гидромашина с формулой $3_f^k \times 4 - R$ имеет больше возможностей для расширения площади сечения подводящих каналов, но по конструкции она сложнее.

Наилучшей гидромашиной в рассматриваемой группе по показателям является гидромашина с формулой $4 \times 6_f^k - R$ [13].

Γ pynna $1 \times i - R$

К гидромашинам типа $1 \times i - R$ относится машина [4], представленная на рис. 5, a [4]. Ее формула: $1 \times 3_f^k - R$. Центральное зубчатое колесо (M=1) — круглое, установлено с эксцентриситетом, охватывающее зубчатое колесо имеет три волны (N=3). Главный недостаток данной схемы — отсутствие симметрии.

Разработана гидромашина с формулой $1^k \times 2_f - R$ [6] (рис. 5, δ). По сравнению с предыдущей у нее больше полезный объем и площадь сечения каналов. Недостатки: сложность подвода рабочей жид-

кости во вращающееся звено, отсутствие симметрии приложения сил.

Группы $1 \times i - P$ и $i \times 1 - P$

В любой гидромашине рассматриваемого класса с круглым центральным звеном (число волн равно единице) соотношение чисел зубьев и чисел волн $M/N = Z_1/Z_2$ необязательно. Однако при этом круглое зубчатое колесо должно вращаться вокруг собственной оси и вокруг оси другого центрального зубчатого колеса, т. е. совершать планетарное движение. Данные механизмы имеют формулы $1 \times i - P$ и $i \times 1 - P$.

Примера конструкции с формулой $1 \times i - P$ в публикациях не обнаружено. Формуле $i \times 1 - P$ соответствуют схемы $3 \times 1 - P$ и $2 \times 1 - P$ (рис. 6, a, δ), приведенные в работе [10]. Очевидно, что все подобные схемы не симметричные, в остальном они малоизучены.

$\Gamma pynna 1 \times 1 - P$

Рассмотрим гидромашины, в которых все зубчатые колеса круглые. Известны схемы, в которых ведущее звено совершает планетарное движение, например, с формулой $1 \times 1_f^k - P$ [5, 14] (рис. 7, a). Достоинство данной машины — большой полезный объем. Недостатки: несимметричное действие

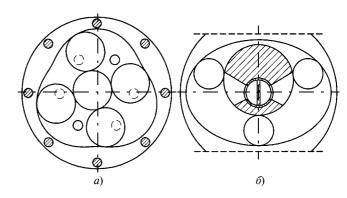


Рис. 5. Гидромашины группы $1 \times i - R$ с формулами $1 \times 4_f^k - R$ (a) [4] и $1^k \times 2_f - R$ (б) [6]

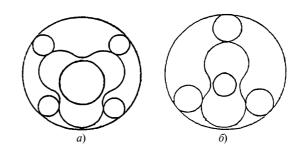


Рис. 6. Гидромашины группы $i \times 1 - P$ [10] с формулами $3 \times 1 - P$ (a) и $2 \times 1 - P$ (б)

48

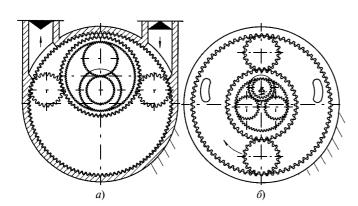


Рис. 7. Гидромашины группы $1 \times 1_f^k - P$ [5] (a), [7] (б)

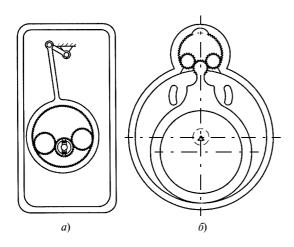


Рис. 8. Гидромашины группы $1 \times 1 - C$ со сложным движением ведущего звена с формулами $1_f^k \times 1 - C$ [15] (a) и $1 \times 1_f^k - C$ [16] (б)

внешних сил на ведущее звено; необходимость преодолевать мертвые точки. Для этого необходимо синхронизировать вращение ведущей центральной шестерни и мнимого водила, что усложняет конструкцию управляющего механизма. Подобная конструкция предложена в работе [7] (рис. 7, 6) и является весьма сложной.

$\Gamma_{pynna} 1 \times 1 - C$

Можно создать механизмы, управляющие ЗЦК, которые исключают мертвые положения, например, если ведущее звено сделать шатуном рычажного механизма. В работах [15, 16] предложены подобные конструкции (рис. 8). В обозначение данной группы схем входит C, т. е. сложное движение.

Данные гидромашины позволяют получить высокую степень сжатия, что делает возможным их использование на газообразной рабочей среде в компрессорах и вакуумных насосах. Их недостатки: громоздкость, отсутствие симметрии приложения сил, потребность в клапанах.

$\Gamma pynna 1 \times 1 - R$

Более компактная и технологичная конструкция гидромашины с двумя круглыми центральными зубчатыми колесами предложена в работе [17] (рис. 9). Формула этого механизма $1 \times 1_f^k - R$. Движение ведущего звена — вращательное. Реализовать данную схему можно, только если оба центральных зубчатых колеса будут иметь одинаковое число зубьев. Синхронизирующий механизм не нужен. Просто круглый ротор устанавливают на ось вращения эксцентрично. При этом сателлиты должны иметь минимальное число зубьев.

Достоинства данной схемы: простота конструкции; отсутствие мертвых точек; минимальное число сателлитов, что обеспечивает высокий механический КПД. Недостатки: отсутствие симметрии; сравнительно малые размеры каналов в торцевых крышках, что обусловлено малым диаметром сателлитов.

Γ pynna $i \times i - R$

Принцип — одинаковые числа волн при одинаковых числах зубьев ротора и статора — применим и для некруглых центральных зубчатых колес [18]. На рис. 10 показана гидромашина с формулой $2 \times 2_f^k - R$. Практический интерес представляет также схема $3 \times 3_f^k - R$. Преимущества данной группы по сравнению с группой $1 \times 1 - R$: симметрия, а следовательно, разгруженность опор ротора. Недостаток, связанный с малыми размерами каналов, сохраняется. Однако есть конструктивное решение, которое снимает проблему узких каналов для групп гидромашин $i \times i - R$ и $1 \times 1 - R$. Это после-

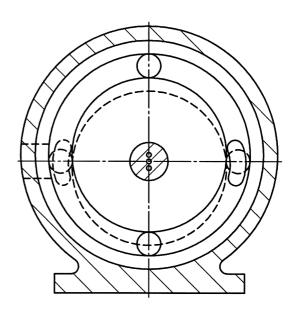


Рис. 9. Роторная гидромашина с формулой $1 \times 1_f^k - R$ [17]

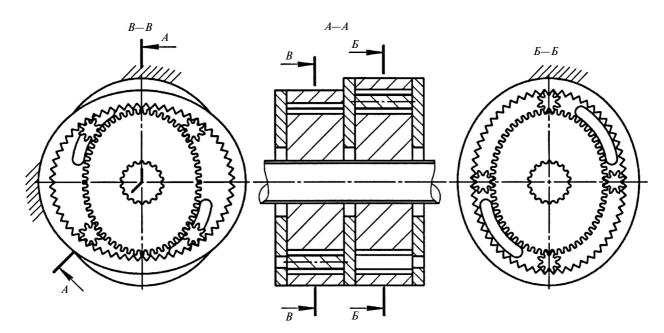


Рис. 10. Роторная гидромашина с формулой $2 \times 2_f^k - R$ [18]

довательное соединение двух однотипных секций со сдвигом в окружном направлении на определенный угол [17, 18] (см. рис. 10). При этом гидромашины группы $i \times i - R$ по рассматриваемому комплексу показателей наиболее предпочтительны.

Применение объемных гидромашин на базе ЗЦК позволит значительно повысить производительность и другие технические характеристики ряда насосов и гидродвигателей, работающих на давлениях до 30 МПа.

Представленная систематика является необходимой ступенью исследований в промышленном освоении гидромашин позволяет выявить существенные различия схем, сравнить их по важнейшим конструкторским, технологическим и энергетическим критериям и выбрать оптимальное решение для конкретной задачи.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

- 1. Финкельштейн З. Л., Палюх А. П. Высокомоментные планетарные гидромоторы с плавающими сателлитами путь создания малогабаритного горного оборудования // Сборник научных трудов Донбасского государственного технического университета. Вып. 39. Алчевск: ДонГТУ, 2013. С. 24—30.
- 2. **Пат. RU 2137943:** МПК F04C 2/08. Роторная гидромашина.
- 3. **Пат. SU 1403993:** МПК F03C 2/22. Планетарнокулачковый двигатель.
- 4. **Πατ. DE 288340:** MΠΚ F01C 1/10; MΠΚ F01C 1/113; MΠΚ F04C 2/063; MΠΚ F04C 2/10; MΠΚ F04C 2/12. Mashine mit einer Mehrzahl von Gehauseinnern angeordneten, zwischen der Gehausewand und mittleren, rela-

tive zum Gehause drehbaren Kolben eingeschalteten Kolbenkorpern.

- 5. **Пат. SU 699229:** МПК F04C 1/06. Шестеренная гидромашина.
- 6. **Пат. SU 861734:** МПК F04C 2/06. Шестеренная гидромашина внутреннего зацепления.
- 7. **Пат. RU 2445512:** МПК F04C 2/08, МПК F04C 2/14. Роторная гидромашина.
- 8. Волков Г. Ю., Смирнов В. В., Горбунов М. В. Расчет относительной производительности планетарных роторных гидромашин // Вестник Курганского гос. ун-та. Сер. Технические науки. 2017. Вып. 12. С. 28—31.
- 9. **\Piat. CN 104389734:** M Π K F03C 2/08. Exterior Rotor non bevel gear hydraulic motors.
- 10. **Ан И-Кан.** Синтез, геометрические и прочностные расчеты планетарных механизмов с некруглыми зубчатыми колесами роторных гидромашин: Дис. ... д-ра техн. наук. Томск, 2001. 236 с.
- 11. **Πατ. WO 0166948:** MΠK F04C 2/10, MΠK F04C 2/08, MΠK F03C 2/08, MΠK F03C 2/22. A positive-displacement machine of gear tipe.
- 12. **Пат. SU 484710:** МПК F04C 1/08. Объемный роторный двигатель.
- 13. **Πατ. US 6230823:** ΜΠΚ E21B 4/02. Downhole motor.
- 14. **Πατ. GB 1158638:** MΠK F01C 1/04, MΠK G01F 1/00. Rotary Positive-Displacement Fluid-Driven Motors, Fluid Pumps, Meters or the Like.
- 15. **Пат. RU 104645:** МПК F04B 19/20, МПК F04C 2/08. Шестеренная гидромашина.
- 16. **Пат. RU 108507:** МПК F04C 2/00, МПК F04C 18/00. Гидромашина.
- 17. **Пат. RU 2513057:** МПК F04C 2/08, МПК F04C 2/14. Роторная гидромашина.
- 18. **Пат. RU 144306:** МПК F04C 2/08, МПК F04C 2/14. Роторная гидромашина.

50

УДК 621.192

В. М. ТРУХАНОВ, д-р техн. наук, Ю. И. КРЫХТИН, канд. техн. наук, А. С. РОМАНОВСКИЙ (Волгоградский ГТУ), e-mail: trukhanov1939@mail.ru, app@vstu.ru

Физические основы разработки заготовок конуса синхронизатора со стальным газотермическим покрытием для трансмиссий транспортных машин¹

Рассматривается разработка конуса синхронизатора со стальным газотермическим покрытием, полученным по технологии плазменного напыления, для обеспечения надежной работы трансмиссии транспортной машины при смазывании.

Ключевые слова: заготовка, конус синхронизатора, гусеничная машина, трансмиссия, газотермическое покрытие, трение в масле.

The development of synchronizer cone billets with steel gas-thermal coating, obtained by plasma spraying technology, for assurance of reliable operation of transport machine transmissions at lubricating is considered.

Keywords: billet, synchronizer cone, track-laying machine, transmission, gas-thermal coating, oil friction.

Цель работы — разработка заготовки конуса синхронизатора, эксплуатируемого в масле, с повышенным ресурсом и улучшенными технологическими характеристиками в сравнении с серийными стальными закаленными конусами, работающими в паре со стальным закаленным контртелом.

Работа выполнена Волгоградским тракторным заводом совместно с Институтом проблем материаловедения АН Украины. Подбор состава фрикционного материала и напыление его на основу осуществляли в ИПМ [1, 2].

Инерционный конусный синхронизатор предназначен для безударного включения механических коробок передач с зубчатыми муфтами и постоянным зацеплением зубчатых колес трансмиссий гусеничных и колесных транспортных машин массой $7 \div 8$ т.

Конус имеет фигурные пазы под пальцы синхронизатора на цилиндрической поверхности, внутреннюю кольцевую трапециевидную канавку под фиксаторы и конические рабочие поверхности. Конус синхронизатора работает в паре со стальными коническими поверхностями зубчатых колес, установленных на валу коробки передач.

Недостатки стального конуса инерционного синхронизатора — невысокая надежность при больших нагрузках и небольшой ресурс узла. При трении однородных стальных поверхностей возникают процессы, присущие граничному трению,

т. е. имеют место периодический разрыв масляной пленки и металлический контакт двух тел на локальных участках, на которых в результате высоких контактных нагрузок осуществляется пластическая деформация металла, достигающая критических значений, приводящих к передеформированию поверхностных слоев металла и его износу. Наряду с этим на локальных участках поверхностей трения происходит схватывание, которое при повышении нагрузок может распространиться на всю поверхность и привести к выходу конуса из строя.

Конус синхронизатора (рис. 1) состоит из стальной основы I и газотермического покрытия 2 толщиной $0,3\div0,5$ мм. На наружные конические поверхности стальной основы конуса после дробеструйной обработки наносится триботехническое покрытие из материала с пористостью $10\div25$ %. На рабочих конических поверхностях основы конуса по образующим равномерно расположены продольные полуцилиндрические канавки 3 глубиной $1\div2$ мм для удаления смазки и продуктов износа. Микроструктура основы конуса из стали 12XH3A приведена на рис. $2, a, \delta$.

Особенностью работы предлагаемого конуса синхронизатора является то, что пористое покрытие, содержащее в порах масло, при повышенных нагрузках может деформироваться и уплотняться без полного выдавливания смазки из зоны трения, что препятствует распространению локального очага схватывания на всю поверхность трения, обеспечивая надежную работу узла. При этом предотвращается переход к сухому трению в результате

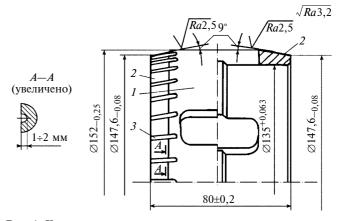


Рис. 1. Конус синхронизатора с газотермическим покрытием: 1 — основа из стали 12XH3A; 2 — покрытие из стали 11X18MBД; 3 — канавка

 $^{^{1}}$ Исследование выполнено при финансовой поддержке РФФИ в рамках научного проекта № 17-01-00018.

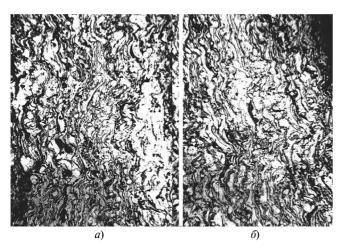


Рис. 2. Микроструктура основы конуса из стали 12XH3A при увеличении $\times 600$ (a) и $\times 115$ (б)

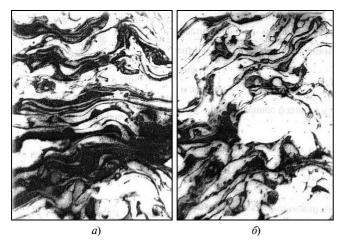


Рис. 3. Микроструктура плазменного покрытия из стали 11X18MBД при увеличении $\times 600$ (a) и $\times 115$ (б)

того, что устанавливается режим полусухого трения и уменьшается вероятность выхода рабочей поверхности из строя. Уменьшение вероятности локального схватывания и наличие дополнительной смазки в порах покрытия снижают также интенсивность изнашивания сопряженных поверхностей и значительно повышают ресурс конуса.

Исследовали структуру плазменных покрытий, полученных напылением легированной стали 11Х18МВД. Покрытия имеют слоистую структуру (рис. 3, *a*, *б*). Слои состоят в основном из частиц в виде тонких изогнутых листов. Однако стальные плазменные покрытия содержат достаточное количество сферических частиц и частиц неправильной округлой формы. Структура слоев покрытия лучше выявляется при увеличении ×600. Видно, что сферические частицы располагаются не только по границам, но и внутри слоев. Стальное покрытие имеет довольно большую пористость. При небольшом увеличении (×115) видно тонкое строение стального покрытия, в котором наблюдаются слои с небольшими шириной и размером частиц.

В отечественной и зарубежной практике для повышения эксплуатационных свойств деталей узлов трения их поверхностные слои упрочняют термической, химико-термической и термохимической обработкой или нанесением покрытий. Однако эти способы часто не отвечают возросшим требованиям, предъявляемым к материалам узлов трения современных машин. Для повышения эксплуатационных свойств деталей трения наиболее целесообразным и экономически, и технически считается нанесение покрытий. Один из наиболее перспективных методов формирования покрытий — плазменное напыление, позволяющее получать разные по составу покрытия, прочно связанные с основным материалом.

В данной работе исследовали формирование и свойства стальных плазменных покрытий, повышающих служебные характеристики конусных инерционных синхронизаторов. Разработка составов и технологии нанесения покрытий на конусные синхронизаторы открывает большие перспективы в создании компактных, с небольшой материалоемкостью фрикционных пар, что очень необходимо для уменьшения массы и обеспечения высокой надежности узлов трения современных машин.

Триботехнические характеристики пар трения "сталь — сталь" в масле, полученные на машине трения МТ-22, при нагрузках 2÷10 МПа приведены в табл. 1. Фрикционный контакт пары трения "сталь 12ХНЗА — сталь 20Х2Н4А" характеризуется высокими интенсивностью изнашивания (10÷13 мкм/км) и коэффициентом трения. При этом при повышении скорости скольжения с 0,5 до 3 м/с величины этих параметров уменьшаются.

Триботехнические испытания однотипных материалов, например, пары "сталь 40X13 — сталь 20X2H4A", в которой сталь 40X13 представляет собой плазменное покрытие с пористостью 18 %, не выявили значительного улучшения фрикционных свойств по сравнению с парой "сталь 12XH3A — сталь 20X2H4A". Некоторое улучшение фрикционных свойств можно объяснить наличием открытой пористости, способствующей удержанию жидкой

Таблица 1 Триботехнические характеристики пар трения "сталь—сталь"

Пара трения	Ско- рость скольже- ния, м/с	Интенсив- ность изна- шивания, мкм/км	Коэффи- циент трения
12XH3A — 20X2H4A	0,5	11÷13	0,15÷0,18
12XH3A — 20X2H4A	1,5	8÷11	0,13÷0,15
12XH3A — 20X2H4A	3,0	6÷10	0,11÷0,135
40X13 — 20X2H4A	0,5	13÷14	0,17÷0,19
40X13 — 20X2H4A	1,5	12÷13	0,15÷0,18
40X13 —20X2H4A	3,0	10÷11	0,12÷0,15

смазки и соответственно уменьшению интенсивности изнашивания сопряженных материалов.

Проведенные ранее исследования [2, 4] показали, что высокие эксплуатационные свойства имеют узлы трения с плазменными покрытиями из хромистых и углеродистых сталей, работающие при ограниченном смазывании. Поэтому в данном исследовании выбрали высокохромистую цельнотянутую стальную проволоку марки 40Х13 производства московского завода "Серп и Молот" и цельнотянутые высокоуглеродистые стальные проволоки марок У8 и У10 производства Белорецкого металлургического комбината. Такой выбор обусловлен тем, что напыление стальных плазменных покрытий позволяет получить структуру закалки, обеспечивающую высокие твердость и износостойкость нанесенного слоя. Кроме того, благодаря близкой природе металлической основы эти покрытия имеют большую прочность сцепления с материалами деталей, изготовленных из чугуна и стали, а, следовательно, близкие коэффициенты термического расширения, хорошую смачиваемость и т. п.

Согласно техническим требованиям к заготовкам конуса синхронизатора пористые покрытия из стали 40X13 должны наноситься на сталь 12XH3A (ГОСТ 4543—81) и иметь: твердость по Роквеллу не менее 40 *HRC*; форму и размеры основы конуса, приведенные на рис. 1; микротвердость от 6,865 до 7,355 МПа; адгезионную прочность не менее 37,26 МПа; пористость 18÷20 %. Покрытие должно иметь микроструктуру сорбита закалки, а на отдельных участках — троостита закалки или перлита, не иметь трещин, сколов, вздутий и отслаиваний от поверхности конусов, видимых невооруженным глазом.

Согласно испытаниям на машине трения МТ-68 со смазкой ТСЗП-8 при скорости скольжения 20 м/с и удельном давлении 2 МПа триботехнические характеристики покрытия в паре со сталью 20Х2Н4А должны составлять: коэффициент трения — 0,18—0,20; интенсивность изнашивания — не более 5 мкм/км.

Испытания проводили в следующем порядке.

1. Определение твердости

На два образца диаметром 30 мм и толщиной 10 мм наносили покрытие из стали 40X13 толщиной от 1,6 до 1,8 мм по режиму нанесения покрытий на конус синхронизатора. На плоскошлифовальном станке поверхность покрытия шлифовали до металлического блеска и получения параметра шероховатости не более 160 мкм. После шлифования толщина покрытия должна быть не менее 1,2 мм.

Твердость покрытия определяли по шкале "С" на твердомере типа ТК-2М (ГОСТ 9013—59).

На каждом образце проводили пять измерений, равномерно распределенных по образцу. Твердость покрытия принимали по минимальному значению из десяти измерений.

2. Определение микротвердости

Два образца после подготовки и определения твердости покрытия шлифовали до получения параметра шероховатости покрытия Ra=0.32 мкм. После шлифования толщина покрытия должна быть не менее 0.9 мм.

Микротвердость покрытия определяли по ГОСТ 9450—76 на приборе ПМТ-3 при нагрузке на индентор 0,49 Н (50 г) по пяти измерениям на каждом образце, равномерно расположенным по нему. Использовали среднеарифметическое значение десяти измерений.

3. Определение адгезионной прочности

Для определения адгезионных свойств покрытий собрали десять образцов, в которых в обойме I стопорили винтом 3 штырь 2 диаметром 5 мм (рис. 4). Поверхность A обоймы обезжиривали четыреххлористым углеродом и обрабатывали по режиму дробеструйной обработки конусов синхронизаторов. Затем стопорные винты отпускали, штыри выводили из обоймы, снимали заусенцы, образовавшиеся при дробеструйной обработке, и собирали образцы в обратной последовательности. На поверхность A подготовленных таким образом образцов наносили покрытие толщиной от 1,4 до 1,6 мм по режиму нанесения покрытия на конуса синхронизатора. После охлаждения образцов до нормальной температуры отпускали стопорные винты.

Испытания проводили по ГОСТ 1497—84 с использованием универсальной разрывной машины MP-05-1 (ГОСТ 7855—84).

Сопротивление разрыву определяли на разрывной машине MP-05-1 по шкале "В". Адгезионную

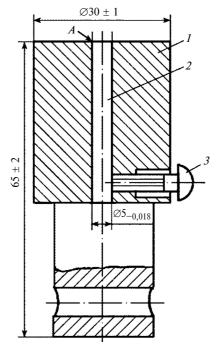


Рис. 4. Образец для определения адгезионной прочности покрытий

прочность, Па, для каждого измерения определяли по формуле $A = P_{\rm K}/F_{\rm K}$, где $P_{\rm K}$ — усилие в момент отрыва, H; $F_{\rm K}$ — площадь образца в момент отрыва, которая при диаметре штыря 5 мм равна 19,63 мм². Использовали среднеарифметическое значение десяти измерений.

4. Определение микроструктуры

Образцы после подготовки, напыления, определения твердости и микротвердости шлифовали на плоскошлифовальном станке так, чтобы плоскость шлифа была перпендикулярна плоскости напыления, и полировали алмазной пастой до получения зеркально гладкой поверхности. Для травления использовали спиртовой 5 %-й раствор азотной кислоты. После травления и сушки шлифа с помощью микроскопа при увеличении ×600 определяли микроструктуру покрытия. Внешний вид образца контролировали визуально.

Конус синхронизатора механической трансмиссии гусеничной машины массой $7 \div 8$ т работает при следующих условиях:

Удельная работа трения, кДж/м ²	380
Максимальная линейная скорость скольжения относительно контртела, m/c	12,95
Максимальное удельное давление	
на поверхности трения, 10 ⁵ Па	12,37
Температура в зоне трения, °С:	
средняя	100
допустимая	150
Диапазон рабочих температур, °С	$-60 \div 150$
Время буксования, с	0,39
Смазочный материал	Масло МТ-16П (ГОСТ 6360—83)
Материал контртела	Сталь 20Х2Н4А ГОСТ (4543 -71), $HRC \ge 58$

Полевые испытания опытного синхронизатора с конусом со стальным газотермическим покрытием провели на гусеничной машине массой 7,2 т с удельной мощностью $N_{\rm yg}=24,5~{\rm kBT/T}$ на пути 10 000 км. Синхронизатор при переключении передач работал без отклонений. Быстрое безударное включение передач свидетельствует о достаточном коэффициенте трения. При разборке КП была установлена хорошая прирабатываемость и равномерное прилегание поверхностей трения. Микрометраж показал, что конус пригоден к дальнейшей

Пробег,	Фрикцион- ный мате- риал (сталь)	Износ, мм, поверхностей трения на третьей/четвертой передачах				
KM	на конусе	конуса	контртела			
10000 10000*	40X13 12XH3A	0,25/0,24 0,225/0,2	0,16/0,159 0,1/0,1			
*Штатная эксплуатация изделия.						

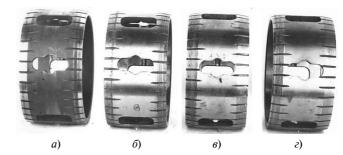


Рис. 5. Конусы синхронизатора после работы по стали 20Х2Н4А

эксплуатации. Состояние стальных контртел, контактирующих с опытным конусом синхронизатора, хорошее. Схватывания и следов припекания рабочих конических поверхностей на фрикционном контакте после испытаний не обнаружено.

Величины износа поверхностей трения опытного и серийного конусов после пробеговых испытаний приведены в табл. 2.

На рис. 5 показаны конусы синхронизаторов после работы, а именно: конус из стали 12ХНЗА (ГОСТ 4543—71), $HRC \ge 52$, пробег 5693 км (a); опытный конус с фрикционным слоем из стали 40Х13, пробег 10 000 км (δ); опытный конус с фрикционным слоем из стали У10А, пробег 7642 км (ϵ); опытный конус с фрикционным слоем на основе хромистых сталей — передача III (правая сторона) и стали 11Х18МВД — передача IV (левая сторона), пробег 9580 км (ϵ); на $a-\epsilon$ для передачи III (левая сторона).

Проведенные на транспортной гусеничной машине массой 7÷8 т испытания конуса синхронизатора с пористым фрикционным покрытием на основе стали 40Х13, выполненного в соответствии с техническими требованиями, при работе в паре со стальным контртелом в условиях смазывания подтвердили его триботехнические и эксплуатационные преимущества (долговечность и надежность) по сравнению с серийными стальными конусами. Схватываний и следов припекания рабочих конических поверхностей на фрикционном контакте после испытаний не обнаружено.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

- 1. **Тондер К.** Влияние одномерной шероховатости с наклонной ориентацией микронеровностей на гидродинамическую смазку. Часть 2: Движущаяся шероховатая поверхность // Тр. американского общества инжнеровмехаников. Сер. Проблемы трения и смазки. М.: Мир, 1988. № 3. С. 103—107.
- 2. Федорченко И. М., Францевич И. Н., Радомысельский И. Д. Порошковая металлургия, материалы, технологии, свойства, области применения: Справочник. Киев: Наукова думка, 1985. 623 с.
- 3. **Трансмиссии** гусеничных и колесных машин / В. М. Труханов, В. Ф. Зубков, Ю. И. Крыхтин, В. Ф. Желтобрюхов. М.: Машиностроение, 2001, 736 с.
- 4. **Чайка Б. И., Федорченко И. М.** Плазменные покрытия для поршневых колец автотракторных двигателей // Порошковая металлургия. 1978. № 3. С. 86—91.



ТЕХНОЛОГИЯ МАШИНОСТРОЕНИЯ

УДК 621.771:669.017

С. Р. РАХМАНОВ, Г. А. СРЕБРЯНСКИЙ, А. Н. ГОЛОВАЧЕВ, кандидаты технических наук (Национальная металлургическая академия Украины, г. Днепропетровск), А. Т. МАМЕДОВ, д-р техн. наук (Азербайджанский ТУ, г. Баку), Н. В. ОРОС, канд. техн. наук (ООО "НПФ "Восток Плюс", г. Днепропетровск), e-mail: npfvostok@mail.ru

Повышение износостойкости прессового инструмента с помощью покрытий из аморфных сплавов

Исследованы способы получения и показатели покрытий из аморфных материалов для повышения износостойкости инструмента на примере деталей трубопрессовой установки.

Ключевые слова: прессовый инструмент, аморфный порошок, покрытие, износостойкость.

The methods of production and indicators of coatings from amorphous materials for improvement of tool wear resistance on the example of tube-pressing installation parts are studied.

Keywords: pressing tool, amorphous powder, coating, wear resistance.

Для повышения эффективности прессования и, в частности, при изготовлении бесшовных труб оптимизируют режим технологического процесса, прогнозируют стойкость инструмента и надежность оборудования, применяют управление качеством изготовляемой продукции [1, 2].

Используемые в настоящее время технологии прессования бесшовных труб имеют существенные недостатки, повышающие затраты на их изготовление. Это низкая износостойкость рабочего инструмента из-за высоких температурных и контактных напряжений и формирование нестабильного очага деформациии, которое снижает качество труб. Данные недостатки обусловлены несовершенством формы и состояния рабочих поверхностей инструментов: эспандеров, контейнеров, пресс-штемпелей, матричных колец, игл и пр. Устранить данные недостатки отчасти позволяют оптимизация режимов прошивания трубной заготовки и прессования труб и, в частности, рациональная калибровка и обеспечение качественного нанесения смазочного материала на рабочие поверхности инструмента. При этом остается актуальным поиск путей повышения изностойкости инструмента.

Особенности прессования труб

При прошивке на прессе трубной заготовки (рис. 1) осесимметричный экспандер 4 с определенной скоростью внедряется в предварительно

рассверленную и нагретутую до требуемой температуры заготовку 2, преодолевая значительное сопротивление деформации металла по направлению прошивки [1]. При этом рабочие поверхности инструментов (экспадера и контейнера) подвергаются интенсивному изнашиванию в результате обтекания их металлом заготовки (рис. 2, a), что повышает расход инструмента и энергопотребление.

Кроме рациональной калибровки для повышения эффективности прошивания, необходимо обеспечить стабильность очага деформации, что во многом зависит от выбора рабочих поверхностей экспандера и контейнера с позиций их изностойкости.

Реализация прессования труб с высокой интенсивностью деформации металла без нарушения размеров изделия и сплошности материала при вы-

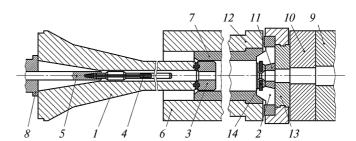


Рис. 1. Расположение базового инструмента в двухпозиционном трубопрофильном прессе:

I— пресс-штемпель; 2— матрица-держатель; 3— пресс-шайба; 4— игла; 5— иглодержатель; 6— контейнер; 7— внутренная втулка; 8— центрирующая втулка иглодержателя; 9, 10— опорные кольца пресса; 11— опорное кольцо матрицы; 12— промежуточная втулка; 13— опорное кольцо матрицадержателя; 14— матрица (трубная заготовка и экспандер не показаны)





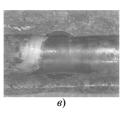


Рис. 2. Износы прошивного эспандера (a), матрицы (δ) и иглы (ϵ) профильного пресса трубопрессовой установки

55



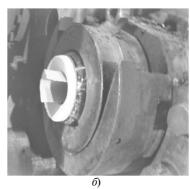


Рис. 3. Коническая смазочная шайба (a) и матрица-держатель со смазочной шайбой (b) профильного пресса с усилием 31,5 МН

ходе из контейнера требует разработки принципиально новых моделей данного процесса на базе фундаментальных исследований [2]. Анализ базовой задачи прессования бесшовных труб и результатов исследований с применением разных смазочных материалов рассмотрен в работе [3].

Характерные износы профильного пресса 31,5 МН, вызванные формированием нестабильных очагов деформации и недостатком смазочного материала при прессовании труб из коррозионностойких сталей и высококачественных сплавов, показаны на рис. $2, \ \sigma \ u \ \varepsilon$.

При прессовании бесшовных труб для уменьшения сил трения в очаге деформации и стабилизации технологического процесса используют разные смазочные материалы: порошки, смазочные шайбы, жидкие и стекловидные вещества. При этом важны выбор режима прессования и рабочей поверхности прессового инструмента, способствующих формированию пленки смазочного материала между заготовкой и инструментом (оправкой, матрицей, контейнером и т. д.) и обеспечение защиты от изнашивания его рабочих поверхностей (рис. 3).

В настоящей работе предлагается повышение износостойкости прессового инструмента плазменным нанесением на рабочие поверхности трубопрессовой установки покрытий из аморфных сплавов.

Особенности нанесения покрытий на поверхности прессового инструмента

Износостойкие покрытия не нашли должного применения в улучшении эксплуатационных свойств высоконагруженных деталей и узлов трения прокатного и трубопрокатного оборудования. Аморфные сплавы применяют на машиностроительных предприятиях, например, при восстановлении и упрочнении изношенных поверхностей валов и зубчатых колес, при восстановлении коленчатых и распределительных валов, упрочнении головок клапанов транспортных средств. Для повышения стойкости бурового оборудования горно-

рудных машин используют специальные покрытия на основе аморфных сплавов, которые получают методами порошковой металлургии, что позволяет упрочнять изделия сложной формы и достигать физико-механических свойств поверхностей деталей, которые традиционными методами получить невозможно.

Исходным материалом для нанесения износостойких покрытий на поверхности деталей являются порошки аморфных сплавов, получаемые чаще всего распылением. Этот способ наиболее производительный и экономичный по сравнению с другими способами [4], но он имеет два недостатка: даже при распылении инертными газами поверхность частиц порошка содержит оксиды [4—7], размеры получаемых частиц от 20 до 300 мкм [4], т. е. очень большой разброс, что препятствует получению аморфного материала. Оксиды ухудшают свойства покрытий деталей и получаемых изделий, а большой разброс размеров частиц обусловливает неоднородность их свойств из-за разницы скоростей охлаждения.

Цель настоящей работы — анализ возможности использования закалки расплава для получения износостойких недорогостоящих порошковых покрытий из аморфных сплавов без вышеперечисленных недостатков.

Выбор состава износостойкого сплава и условия его аморфизации

Газопламенным напылением на металлические или неметаллические поверхности можно наносить покрытия из порошков любого состава. При этом наиболее эффективными являются покрытия на основе порошков из самофлюсующихся сплавов на основе никеля или железа Ni—Cr—Si—B—C, Ni—Cr—Si—B и Fe—Cr—Si—B [5]. Данные порошки (особенно на основе железа) обладают высокой износостойкостью и твердостью (66÷67 HRC). Составы некоторых порошков и лент представлены в табл. 1 и 2. В вышеуказанных сплавах химические элементы В и Si, а также Р и С являются аморфизаторами при закалке расплава и обеспечивают самофлюсуемость материала при взаимодействии с деталью [7].

Высокоскоростную закалку осуществляют подачей расплава на поверхность вращающегося барабана-кристаллизатора, получая в зависимости от конструкции оборудования ленту или волокно толщиной от 15 до 100 мкм [7—9] (рис. 4).

Технология получения самофлюсующихся порошков для износостойких покрытий включает в себя следующее: получение аморфной ленты или волокна, их охрупчивание путем отжига, размол, разделение порошка на фракции, плазменное или детонационное нанесение покрытия на поверхность инструмента.

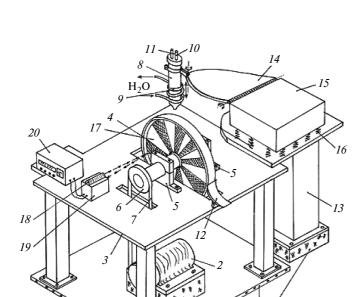


Рис. 4. Установка для получения аморфной ленты:

1— вибропоглощающие основания; 2— приводной двигатель; 3— рабочий стол; 4— барабан-холодильник; 5— опоры подшипников качения; 6 и 7— приводные шкив и ремень; 8— тигель (сопло с расплавом); 9— индукционный нагреватель; 10 и 11— штуцеры для ввода термопары и подачи инертного газа; 12— съемник ленты; 13— колонна механизма крепления и перемещения тигля; 14— механизм перемещения тигля; 15— станина механизма крепления тигля; 16— упругие элементы; 17— стробоскопический рисунок на боковой поверхности барабана; 18 и 19— источник и приемник светового луча (фотодиод с усилителем); 20— частотомер

Анализ способов получения самофлюсующихся порошков [10] показал перспективность предложенного решения. Во-первых, скорость охлаждения при распылении расплава не превышают 10^4 K/c, а при получении лент или волокон составляет $10^6 \div 10^7$ K/c. Увеличение скорости охлажде-

ния при закалке расплава сокращает время пребывание расплава в высокотемпературном состоянии, что исключает окисление поверхности ленты.

Во-вторых, размеры частиц получаемого распылением порошка составляют $20 \div 300$ мкм [1]. Частицы разных размеров имеют разные скорости охлаждения, поэтому получаемый материал будет иметь неоднородную структуру. Если толщина ленты близка диаметру сферической частицы распыленного порошка, то суммарная площадь поверхности ленты в 6 раз меньше суммарной площади порошковых частиц [10]. При охлаждении обе поверхности ленты не успеют окислиться, поэтому в исходном материале для получения аморфного порошка количество окислов будет очень мало.

В-третьих, ленту для ее охрупчивания отжигают при температуре не выше 280 °C, что также исключает окисление ее поверхности [11].

Однородность аморфной ленты обеспечит одинаковую скорость охлаждения разливаемого металла, одинаковую структуру после размола и однородность покрытия, нанесенного на инструмент.

Расплав из тигля 8 (см. рис. 4) под давлением через сопло заданной геометрии подается на наружную поверхность вращающегося с требуемой скоростью барабана-холодильника 4, что обеспечивает высокую скорость охлаждения расплава $(10^5 \div 10^7 \text{ K/c})$ и препятствует кристаллизации сплавов.

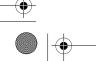
Большинство композиций (см. табл. 1) можно изготовлять в виде лент или волокон и размалыванием получать аморфный порошок. Для повышения эффективности процесса размалывания ленту и волокно подвергают структурной релаксации путем низкотемпературного отжига без нарушения аморфного состояния [11], что обеспечивает дисперсность частиц 30 мкм. Отжиг при более высоких температурах с кристаллизацией позволяет полу-

Таблица 1 Химические составы порошков на основе Ni и Fe, % мас. и твердость получаемых из них покрытий

Порошок	Ni	Fe	Cr	Si	В	С	Другие	HRC				
ПР-НХ13СР			13	2,4	1,5	0,3		26÷34				
ПР-НХ13С2Р		1÷3	14÷16	2,4	1.6	0.5		25÷35				
ПР-НХ9С3Р2		ŀ	9	3,0	1,6	0,5		32÷38				
ПР-НХ16СР3	0-	1 · 5	16	3,2	2,7	0,75]	45÷55				
ПР-НХ17С4Р4	Oc.	1÷5	17	4,1	2.6	1.0		55÷60				
ПР-НХ17СР4-У		_	17	4,2	3,6	1,0		58÷62				
ПР-НХ7СР4			_	_	_	_	7	3,7	2,8	0,45] [Более 50
ПР-НХ18С5Р4			17,5	4,6	4,2	1,2		Более 60				
ПР-18Х16Н8Ф3Т3Р	8		16		1,5	1,8	8 V и 3Ti	55÷62				
ПР-0Х20Н8Т2Ю6Р2	٥	_	20	_	2,5	_	2 Ti и 6 Al	50÷60				
ΠΡ-100Γ10Τ11Ρ5		Oc.	_		5,0	1,0	10 Mn и 11 Ti	60÷64				
ПГ-ФБХ6-2	_		32÷37	1,0÷2,5	1,3÷2,0	3,5÷5,5	1,5÷4,0 Mn	Более 60				
Примечание. Ос. — основа.												

57









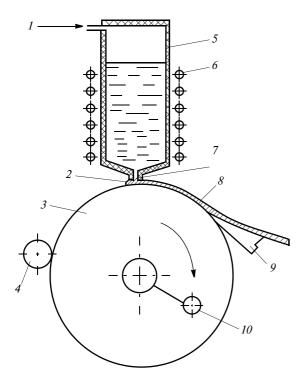


Рис. 5. Схема получения аморфной ленты:

1 — инертный газ; 2 — расплав; 3 — барабан-холодильник; 4 устройство обновления поверхности барабана; 5 — тигель; 6 индукционный нагреватель; 7— сопло; 8— лента; 9— устройство съема ленты; 10 — приводной барабан с контролем оборотов чать ультрадисперсное зерно (менее 1÷3 мкм) в лентах, а при их дальнейшем размалывании порошок требуемой фракции.

Химические составы порошков на основе Ni и Fe представлены в табл. 1. Они практически идентичны по составу выпускаемым аморфным ленточным припоям системы Ni-Cr-Si-B [7] и высокопрочным аморфным лентам системы Fe-Cr-Si—B [5] (см. табл. 2).

Получение аморфной ленты (рис. 5) нашло широкое применение при производстве лент из сплавов с памятью формы.

Технологии нанесения порошков из аморфных сплавов на рабочие поверхности прессового инструмента

Сравним и проанализируем разные способы получения порошков из аморфных материалов, их составы и нанесения.

К газотермическому напылению (ГТН) относятся газопламенное, сверхзвуковое, детонационное, электродуговое, плазменное и ионно-плазменное в вакууме напыления, а также плазменная и лазерная наплавки.

Технология ГТН заключается в следующем: наносимый на поверхность детали материал пластифицируют нагреванием, разгоняют потоком газа и

Таблица 2

Таблица 3

Химические составы аморфных лент на основе Ni и Fe, % мас.

Сплав	Fe	Ni	Cr	Si	В	С	P
11XCP	Oc.		11	4,5	3	_	
24УСР	Oc.	_	_	12	4	2	_
B Ni-1	4÷5	Oc.	13÷15	3÷5	2,75÷4	0,6	
B Ni-5	_	J 00.	18÷20	0,15	9,75÷10,5	0,15	10

Показатели покрытий, полученные разными способами ГТН, и технологических процессов

Толщи-Адгезион-Темпера-Скорость Произво-Полу-Относи-Порисная прочтура напычастиц дительчение тельная на по-Способ нанесения тость, порошка. крытия. ность. ляемого ность. KOMстои-МΠа слоя, °С м/с кг/ч позита мость 150÷180 Газопламенное напыление $0,1 \div 3$ 30÷40 5÷15 100÷200 10÷12 Н До 1000 3÷8 Сверхзвуковое газовое напыление $0,1 \div 3$ 40÷80 150÷200 5÷8 _/+ $0.1 \div 3$ 100÷120 $0.5 \div 3$ Детонационное напыление 80÷160 Ло 1200 $3 \div 5$ + C 100÷150 80÷180 Электродуговая металлизация 1÷5 30÷50 8÷18 До 50 $0,1 \div 3$ 60÷100 130÷180 3÷7 150÷300 До 25 Плазменное напыление В Плазменная наплавка 1÷5 160÷250 До 450 $0,1 \div 1$ $0,1 \div 5$ До 10 Лазерная наплавка $0,1 \div 3$ 160÷250 250÷300 $0,1 \div 1$ $0,1 \div 5$ До 5 OBИонно-плазменное напыление $0,01 \div 0,10$ До 300 До 150 $0 \div 0, 1$ До 3000

 Π р и м е ч а н и е. Н — низкая; С — средняя; В — высокая; ОВ — очень высокая.

58







Таблица 4

Результаты испытаний порошков из аморфных износостойких материалов

Способ напыления	Твердость, 10^2 Н	Температура подложки, °С	Адгезионная прочность, МПа	Пористость, %	Относительная износостойкость
Плазменное	1064	160	66	6,80	6,2
Сверхзвуковое	848	105	86	3,70	5,4
Детонационное	989	142	186	0,86	6,1

транспортируют к поверхности детали. При ударе о шероховатую поверхность детали частицы расплавленного материала внедряются в поверхностный слой, образуя покрытие. Разные способы нанесения износостойких покрытий из аморфных порошков обеспечивают разные физико-химическим свойствам поверхностного слоя обработанной детали (табл. 3). Для наибольшей эффективности с учетом поставленной задачи следует определить комплексный показатель обработки, включающий в себя степень теплового воздействия на поверхность инструмента, адгезионную и когезионную прочности покрытия и стоимость технологического процесса.

Эксплуатационные показатели инструмента определяют пористость покрытия, его структура и твердость, которые зависят от свойств напыляемого материала и режима напыления.

Для оптимизации процесса нанесения покрытий из аморфного материала на поверхность инструмента выполнены эксперименты по напылению тремя способами (плазменное, детонационное, сверхзвуковое) с определением влияния таких показателей нанесенных покрытий, как пористость, твердость и адгезионная прочность.

Режим нанесения износостойких покрытий: дисперсность порошка 20÷60 мкм; расстояние до обрабатываемой поверхности 150÷200 мм; расход порошка 2,5 кг/ч; температура плавления порошков 1500÷2000 °C.

Усредненные результаты испытаний по трем экспериментам при толщине получаемых покрытий 1 мм приведены в табл. 4.

Лучшие результаты по износостойкости показало покрытие, полученное плазменным напылением.

Исследования аморфных износостойких покрытий и режимов их нанесения на поверхности инструментов показали следующее:

- 1) лучшим по адгезионной прочности и пористости было покрытие, полученное детонационным напыле-
- 2) низкая пористость и высокая адгезионная прочность при детонационном и сверхзвуковом напылениях обусловлены более низкой темпе-

ратурой газовой струи и высокой скоростью напыляемых частиц;

- 3) структура и химический состав покрытий зависят от времени пребывания напыляемых частиц в струе и ее температуры;
- 4) при высокой скорости термических релаксаций, что характерно детонационному и сверхзвуковому нанесениям, частицы аморфного материала практически не изменяются;
- 5) при плазменном напылении ввиду высокой энтальпии азотной плазмы и более низкой скорости несущего потока происходят термохимические реакции на поверхности напыляемых частиц; это подтверждает высокая твердость покрытия.

Данные технологии использовали для напыления покрытий на опытную партию инструмента для трубопрессовой установки 50 МН.

Способы ГТН покрытий требуют высокой однородности гранулометрических порошков и защиты их от окисления [5].

Плазменное напыление покрытий позволяет осуществлять процесс без нагревания обрабатываемой поверхности, что исключает термические напряжения, деформацию и разупрочнение обрабатываемой детали [5].

Схема ГТН на промышленной плазменной установке представлена на рис. 6. Напыляемый порошок, транспортируемый газом 2, подается пер-

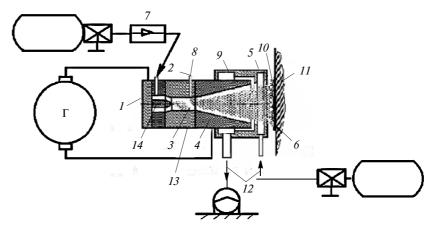


Рис. 6. Схема газопламенного покрытия рабочей поверхности пресса:

1 — плазмотрон с ионизирующим газом; 2 — аморфный порошок; 3 — плазменный поток; 4 — специальная насадка; 5 — компенсатор теплового воздействия плазмы; 6 — готовое покрытие на рабочей поверхности технологического инструмента; 7 — ионизирующий газ; 8 — порошок; 9 — сопло; 10 — напыляемый слой; 11 — деталь; 12 — защитный газ; 13 — анод; 14 — катод



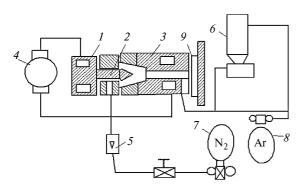


Рис. 7. Схема плазменного напыления рабочей поверхности пресса:

1 — катодный узел плазмотрона с ионизирующим газом; 2 — катод (вольфрам); 3 — анодный узел плазмотрона; 4 — источник питания (50 кВа); 5 — ротаметр в магистрали плазмообразующего газа; 6 — порошковый питатель; 7 — баллон с азотом; 8 — баллон с аргоном; 9 — нанесенное покрытие

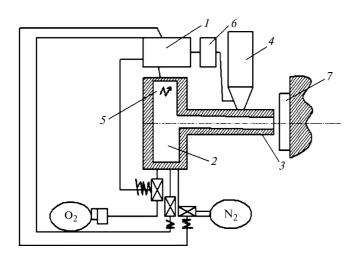


Рис. 8. Схема установки для детонационного напыления рабочей поверхности пресса:

1 — блок управления; 2 — рабочая камера; 3 — стол; 4 — порошковый питатель; 5 — свеча зажигания; 6 — блок синхронизации; 7 — нанесенное покрытие

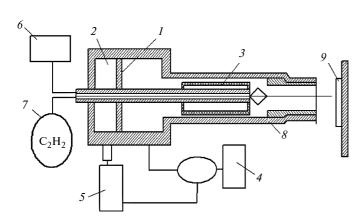


Рис. 9. Схема установки для сверхзвукового газопламенного покрытия рабочей поверхности пресса:

1 — активная мембрана; 2 — камера смешивания; 3 — камера сгорания с каталитической трубкой; 4 — компрессор воздуха; 5 — баллон с керосином; 6 — питатель аморфного порошка; 7 — баллон с природным газом; 8 — сопло Лаваля; 9 — нанесенное покрытие

пендикулярно в плазменный поток 3 и далее через сопло на поверхность обрабатываемой детали. Нагретые стенки насадки 4 с конической полостью, которое защищает напыляемые частицы от кислорода, содержащегося в окружающей среде, повышают скорость нагревание напыляемых частиц. Компенсатор 5 на торце сопла устраняет тепловое воздействие плазменного потока на покрытие 6 и обрабатываемую деталь.

Схема плазменного напыления представлена на рис. 7. На рис. 8 показана схема установки для детонационного напыления, а на рис. 9 — схема установки для сверхзвукового газопламенного напыления.

Развитие данной технологии открывает широкие возможности для повышения износостойкости прессового инструмента. Так, нанесение износостойкого аморфного покрытия толщиной в $20 \div 30$ мкм на экспандере прошивного пресса диаметром 80 мм повысило его стойкость в 3 раза. Нанесение покрытий толщиной $20 \div 40$ мкм на матричные кольца профильного пресса трубопрессовой установки 50 МН повысило их стойкость в 1,5-2,1 раза, а покрытия толщиной $60 \div 100$ мкм на иглы и пресс-штемпель — в 2,2-2,7 раза.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

- 1. **Данилов Ф. А., Глейберг А. З., Балакин В. Г.** Горячая прокатка и прессование труб. М.: Металлургия, 1972. 576 с.
- 2. **Технология** трубного производства / В. Н. Данченко, А. П. Коликов, Б. А. Романцев, С. В. Самусев. М.: Интермет-Инжениринг, 2002. 640 с.
- 3. **Инженерные** методы расчета технологических процессов обработки металлов давлением / Под ред. И. Я. Тарновского // Доклады конференции. М.: Металлургиздат, 1964. С. 350—355.
- 4. **Либенсон Г. А.** Основы порошковой металлургии. М.: Металлургия, 1975. 200 с.
- 5. **Гельтман И. С., Рабинович Е. М.** Порошковые материалы для газотермического нанесения покрытий // Сталь. 1985. № 4. С. 78—81.
- 6. **Селиванов М. В., Давыдова Н. М.** Микрокристаллические сплавы за рубежом // Черная металлургия. 1988. № 1. С. 27—43.
- 7. **Лашко С. В., Лашко Н. Ф.** Пайка металлов. М.: Машиностроение, 1988. 376 с.
- 8. **Сребрянский Г. А., Стародубцев Ю. Н.** Основные принципы совершенствования технологии производства аморфной ленты // Сталь. 1991. № 9. С. 73—78.
- 9. **The micro** hardness of transition metal-metalloid glasses / M. Stubicar, T. Ivezic, C Babic, M. Ocko // Fizika. 1978. V. 10. N. 2. P. 244—249.
- 10. **Srebryanskiy G. A., Stovpchenko A. P.** Nowe podejscie do otrzymania materialow proszkowych / Mat. V Miedzynarodowa Sasja Naukowa "Nowe Technologie i osiagniecia w metalurgii inzynierii materialowej". Politechnica Czestochowska, Widawnictwo Wipmifs, 2004. P. 618—621.
- 11. Шмырева Т. П., Береза Е. Ю. Быстроохлажденные эвтектические сплавы. К.: Тэхника, 1990. 144 с.

60





УДК 621. 921

С. А. КРЮКОВ, А. В. СЛАВИН, Н. В. БАЙДАКОВА, кандидаты технических наук (Волжский ин-т строительства и технологий), e-mail: dekmtf@visteh.net

Аналитическое определение эксплуатационных параметров профиля поверхности шлифовальных кругов

На основании анализа экспериментальных данных разных исследований получены аналитические зависимости параметров рельефа шлифовального круга от зернистости, твердости, структуры и метода правки.

Ключевые слова: шлифовальный круг, рабочая поверхность, профиль, граничная высота, опорная длина, шаг, число зерен.

Basing on analysis of experimental data of different researches the analytical dependencies of relief parameters of a grinding wheel from graininess, hardness, structure and dressing method are obtained.

Keywords: grinding wheel, working surface, profile, boundary height, bearing length, pitch, number of grains.

Эффективность, режущая способность и другие эксплуатационные свойства шлифовальных кругов, а также качество обработанных поверхностей деталей зависят от рельефа рабочей поверхности инструмента, т. е. от параметров его профиля: числа зерен на единице рабочей поверхности или распределения зерен, определяемое как среднее расстояние между ними; относительной опорной длины профиля, длины поверхностной поры; разновысотности зерен. Определение данных параметров экспериментально затруднено, несмотря на большое число методов и средств измерений. Теоретическое определение вышеперечисленных параметров связано с учетом многообразия структурных характеристик, типов абразивных инструментов, методов их правки, что затрудняет создание единой математической модели рабочей поверхности шлифовальных кругов.

В работе [1] проанализированы результаты исследований по определению закона распределения режущих кромок в рабочем слое шлифовальных кругов, которые показывают разнообразие мнений по установлению зако-

нов распределения — используются нормальный, параболический, равномерный или показательный законы.

В работе [2] в ходе обобщения результатов ранее проведенных исследований [1, 3—6] отмечается, что сложность процессов при шлифовании порождает многообразие математических интерпретаций экспериментальных данных. Исходя из пуассоновского абразивного пространства матрицы инструмента, теоретически обоснован параболический закон распределения зерен в рабочем абразивном слое.

В работах [3—5] по изучению распределения абразивных зерен

по глубине рабочего слоя на поверхности шлифовального круга отмечается, что число Z зерен можно охарактеризовать глубиной H_0 залегания и характером их распределения на данной глубине в виде показательной функции

$$\Sigma Z = \alpha H_0^K.$$

Считается, что именно это число зерен участвует в процессе шлифования и формирует обработанную поверхность. Глубина H_0 залегания и показатель степени (K) зависят от режима и метода правки шлифовального круга.

В работах [3, 7] при рассмотрении расположения режущих граней зерен по нормали к рабочей поверхности инструмента получена функция F(x) распределения вершин зерен по глубине рабочего слоя инструмента:

$$F = 0.24 \left(1.7 - \frac{x}{d_0} \right)^{2.75}$$

при
$$0 \le \frac{x}{d_0} \le -1,75.$$

где d_0 — размер зерна.

Ряд экспериментальных исследований направлен на изучение показателей поверхностного слоя шлифовальных кругов (табл. 1). В разных исследованиях есть значительные расхождения по плотности зерен и расстоянию между ними. Это объясняется тем, что показатели состояния рабочей поверхности инструмента зависят

	Зернистость шлифовального круга						
Источ- ник	16		25		40		
	<i>P</i> , шт./мм ²	$l_{\rm cp}$, мм	<i>P</i> , шт./мм ²	<i>l</i> _{ср} , мм	<i>P</i> , шт./мм ²	<i>l</i> _{cp} , мм	
[8]	-		8,9	0,336		_	
[9]	_	_	19,0	0,230	_	_	
[10]	23,4	0,206	9,9	0,317	5,3	0,434	
[4]	6,0	0,408	1,0	1,000	3,43	0,540	
[1]	_	_	1,5	0,819	_	_	
[5]	2,9	0,588	1,5	0,819	1,4	0,847	
[7]	_	_	3,4	0,543	_	_	
[11]	1,5	0,819	0,8	1,123	0,45	1,492	



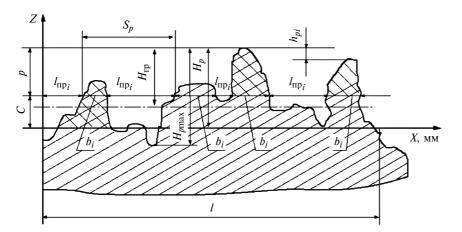


Рис. 1. Профиль рабочей поверхности инструмента:

l — базовая длина; $H_{p \; {
m max}}$ — максимальная высота; H_{p} — высота на уровне p; $H_{{
m rp}}$ — граничная высота выступов; S_{p} — шаг между выступами на уровне p; $l_{{
m np}_{i}}$ — длина поверхностной поры; b_{i} — длина отрезка выступа на уровне p; $h_{p_{i}}$ — разновысотность зерен

не только от зернистости шлифовальных кругов, но и от твердости зерен, их структуры, пористости, содержания в них основной фракции и пр.

Расстояние δ между зернами на заданной глубине *у* в работе [12] определяли по формуле

$$\delta = K_{\delta} d(d/y)^{1,5}.$$

Здесь $K_{\delta} = K_{\Pi}K_{\text{CK}}K_{3}'$ — коэффициент структуры, где K_{Π} — коэффициент пористости; K_{CK} — коэффициент структуры и твердости; K_{3}' — коэффициент условия правки инструмента; d — размер абразивного зерна.

Коэффициенты K_{Π} , K_{3}' , K_{CK} определяют из модели абразивного инструмента расчетным путем. Расчетные значения δ_{Π} согласуются с экспериментальными данными. Наиболее значимым является параметр d зерна.

Недостатком данной зависимости является то, что она не учитывает изменение показателей рабочей поверхности по высоте H профиля и размер пор, который представляет собой интегральный показатель объемноразмерных характеристик инструмента.

В работе [11] приведены экспериментальные данные по определению плотности распределения вершин зерен по глубине ра-

бочего слоя шлифовального круга. Получена зависимость плотности C вершин зерен от глубины h рабочего слоя:

$$C = Ah^K$$
.

Здесь
$$K=2,15;\ A=8,26\cdot 10^{-9}\times \frac{K_3^{2/3}}{d_3^2}$$
, где K_3 — доля абразивно-

го зерна в объеме.

Общий недостаток рассмотренных выше зависимостей заключается в том, что размеры зерен и их содержание в матрице инструмента определяются без учета общей пористости и размеров пор. Поэтому актуальной задачей остается установление связей параметров рельефа шлифовального круга с его структурой, определяемой зернистостью, пористостью и твердостью.

Для математического описания вышеуказанных связей рассмотрим профиль поверхности шлифовального круга (рис. 1).

На профиле рабочей поверхности можно выделить граничную высоту $H_{\rm rp}$ выступов. В данной зоне происходят основные изменения рельефа поверхностного слоя шлифовального круга. Из равенства работы сжатия в рабочем слое режущих элементов инструмента и работы, затрачиваемой на разрушение при фор-

мировании рельефа шлифовального круга, можно определить предельную высоту выступов:

$$H_{\rm rp} = \frac{1,45 E d_3 \mu^2}{k \sigma_{\rm p}} e^{2\mu} \times \left(\frac{1}{\cos \frac{\varepsilon}{2}} + \frac{f}{\sin \frac{\varepsilon}{2}} \right) \sin \alpha_{\rm p}, \qquad (1)$$

где μ — коэффициент Пуассона; σ_p — предел прочности на разрыв; k — коэффициент концентрации напряжений; ϵ — угол вершины зерна; α_p — угол резания режущего элемента; f — коэффициент трения в паре трения "правящий инструмент — шлифовальный круг".

По формуле (1) и профилограммам рельефов шлифовальных кругов на керамической связке с зернистостями 12; 16; 25 и 40 установили диапазон значений граничной высоты выступов:

$$H_{\rm rp} = (0.38 \div 0.41) d_3.$$

Максимальное значение относительной длины $t_{\rm p}$ профиля соответствует граничной высоте $H_{\rm rp}$ (см. рис. 1) и определяется с учетом пористости Π шлифовального круга по формуле

$$t_{p \max} = 1 - \Pi.$$

Закон изменения t_p по высоте профиля определяли по профилограммам рельефов шлифовальных кругов на керамической связке с зернистостями 16; 25 и 40, разной твердостью и разной структурой.

В качестве исследуемой функции принято отношение t_p/t_p тах, а в качестве аргумента — приведенная высота $H_p/H_{\rm rp}$ профиля шлифовального круга, что позволило выполнить сравнительный анализ профилограмм поверхностей шлифовальных кругов с разными зернистостями, структурами и твердостями (рис. 2, кривая I). В результате получена зависимость, которая аппроксимируется выражением

$$\frac{t_p}{t_{p \text{ max}}} = 1,22 \left(\frac{H_p}{H_{rp}}\right)^{0.78}.$$





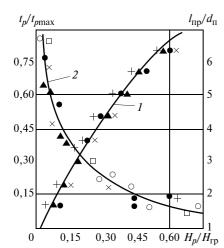


Рис. 2. Зависимости отношений $t_p/t_{p \text{ max}}$ (1) и $l_{\rm np}/d_{\rm n}$ (2) от приведенной высоты $H_{\rm p}/H_{\rm rp}$ поверхности шлифовального кругов по данным разных публикаций

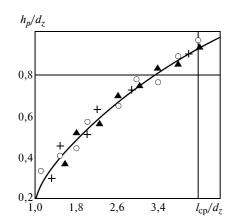


Рис. 3. Зависимость приведенной разновысотности h_p/d_z зерен от приведенного среднего расстояния $l_{\rm cp}/d_z$ между зернами зернистостью Z=40 (\blacktriangle); 25 (+) и 16 (\bullet)

Тогда опорная длина профиля инструмента имеет вид:

$$t_p = 1,22 \left(\frac{H_p}{H_{rp}}\right)^{0.78} (1 - \Pi).$$
 (2)

Для определения пористости П шлифовальных кругов выполнен регрессионный анализ экспериментальных данных [13] и установлена зависимость пористости от показателей структуры шлифовального круга:

$$\Pi = 48.9Z^{-\alpha}T^{-\beta}(C+1)^{\gamma}K_0K_{\rm R}.$$
 (3)

Здесь П — пористость шлифовальных кругов; $\alpha = 0.15$; $\beta = 0.10$;

 $\gamma=0,29;\ C$ — номер структуры круга $(0;1;2;...,14);\ Z$ — зернистость (6;8;16;25;40 и т. д.); $T=1,54^{(N-1)}$ — твердость, где N — номер шифра твердости (BM1-N=1;BM2-N=2;M1-N=3 и т. д.); $K_0,\ K_B$ — коэффициенты, учитывающие индекс качества и вид абразива; $H-K_0=1,0;\ J-K_0=0,91;\ II-K_0=1,22;\ B-K_0=1,40;24A-K_B=1,0;44A-K_B=0,82;54C,64C-K_B=0,73.$

Из геометрических соотношений параметров профиля шлифовального круга (см. рис. 1) связь среднего расстояния $l_{\rm cp,p}$ на уровне p и расстояние S_p между соседними зернами (выступами) по длине окружности определяется уравнением

$$l_{\text{cp.p}} = S_p = \frac{l_{\text{np}}}{(1 - t_p)},$$
 (4)

где $l_{\rm np}$ — средневероятностный размер поверхностной поры.

Для нахождения $l_{\rm пp}$ проанализировали экспериментальные данные исследований [1, 5, 12, 14], результаты представлены на рис. 2 (кривая 2).

С учетом условий измерений и поправочных коэффициентов получили:

$$l_{\rm пp} = \begin{cases} 1,6\,d_n\!\!\left(\frac{H_p}{H_{\rm rp}}\!\right)^{\!\!-0.5}\!\!K_{\rm \Pi} \\ \\ \text{при } 0 < H_p \! \le \! H_{\rm rp}; \\ 1,6\,D_n\!\!\left(\frac{H_p}{H_{\rm rp}}\!\right)^{\!\!-0.15}\!\!K_{\rm \Pi} \\ \\ \text{при } H_{\rm max} \! > \! H_p \! \ge \! H_{\rm rp}, \end{cases}$$

где K_{Π} — поправочный коэффициент, учитывающий методы правки инструмента (обтачивание — $K_{\Pi}=1,0$; обкатывание — $K_{\Pi}=1,4$; шлифование — $K_{\Pi}=1,3$); d_n — диаметр поры.

Статистическими методами [13] установлена зависимость размера пор от зернистости и пористости:

$$d_{n \text{ cp}} = 0.203 Z^{0.98} \Pi^{3.72}$$
.

Очевидно, что важным параметром поверхности шлифовального круга является отношение $l_{\rm cp}/d_3$. По экспериментальным данным работ [2—4] получена зависимость отношения h/d_3 от $l_{\rm cp}/d_3$ (рис. 3), аппроксимацией которой получена формула разновысотности зерен:

$$h_p = 0.25d_3 + 0.12 \frac{l_{\rm cp}^{1.25}}{d_3^{0.25}}.$$

Таким образом, по технической характеристике шлифовального круга можно определить его эксплуатационные показатели.

В табл. 2 представлены экспериментальные и расчетные [по формулам (2)—(4)] значения $l_{\rm cp}$. Экспериментальные данные взяты из работ [1, 14], а расчетные значения получены.

Анализ табл. 2 показал, что расхождение между экспериментальными и расчетными значениями $l_{\rm cp}$ не превышает 10 % с вероятностью 0,95 для всех исследуемых шлифовальных кругов, отличающихся зернистостью и структурой, что указывает на адекватность расчетной модели.

Таблица 2 Эксплуатационные (числитель) и расчетные (знаменатель) значения $l_{\rm cp}$ при разных значениях H_p для трех шлифовальных кругов, мм

Шлифовальный круг	H_p , мкм					
шлифовальный круг	5	10	20	30	40	50
24A40ПСМ15K 24A25HСМ16K 24A16HСМ115K(ВП)		1,18/1,09	1,15/1,08 0,95/0,92 1,76/1,69	0,88/0,86	0,83/0,83	0,79/0,84

 Π р и м е ч а н и е. Экспериментальные данные для шлифовального круга 24A25HCM16K взяты из работы [1], а для остальных двух — из работы [14].

Д. В. ЕВДОКИМОВ, Д. Л. СКУРАТОВ, д-р техн. наук (Самарский НИУ им. академика С. П. Королева), e-mail: dmitry.evd.ssau@gmail.com

Определение геометрических параметров среза при резании фрезами с винтовым зубом

Представлена уточненная методика определения площади поперечного сечения срезаемого слоя при обработке фрезой с винтовым зубом для оценки параметров процесса фрезерования.

Ключевые слова: фрезерование, концевая фреза, винтовой зуб, толщина, ширина и площадь срезаемого слоя.

The adjusted methodic of determination of cut layer cross-sectional area at machining by a mill with helical tooth for assessment of milling process parameters is presented

Keywords: milling, end mill, helical tooth, thickness, width and area of cut layer.

При производстве изделий машиностроения и, в частности, деталей авиационной техники часто применяют фрезерование. При этом большая часть инструмента имеет винтовые зубья, обеспечивающие равномерный процесс фрезерования.

По силам резания и тепловым полям в зоне обработки можно рассчитать остаточные напряжения в поверхностном слое обработанной детали, которые во многом определяют сопротивление усталости [1]. В работах [2—4] представлены методики данных расчетов.

Сила резания при фрезеровании — величина переменная и зависит от угла контакта фрезы с заго-

товкой. Для любого угла контакта ее можно определить аналитически [5, 6], однако для расчета по данным методикам требуется площадь поперечного сечения срезаемого слоя, а следовательно, данные о форме сечения, которая изменяется в зависимости от угла поворота фрезы.

Если подача S_z на зуб фрезы осуществляется мгновенно, то сечение в плоскости, перпендикулярной оси фрезы, будет иметь форму, показанную на рис. 1. Кривые AB и A'B' — дуги окружности, диаметр которой равен диаметру фрезы, с прямыми AA' и BB', равными подаче S_z , образуют сечение среза.

При непрерывной подаче заготовки кривые DB, DB' и $D_0'B''$ являются участками кривых, которые описывает каждая из точек, расположенная на вершине зуба, например, при фрезеровании трехзубой фрезой (рис. 2) с неравномерным шагом: $\omega_1 = 110^\circ$, $\omega_2 = 123^\circ$, $\omega_3 = 127^\circ$. Предположим, что глубина t резания меньше радиуса R фрезы, тогда вершина первого зуба фрезы, находящаяся в точке A, через полный оборот фрезы окажется в точке A_2 .

При обработке фрезой с равномерным шагом зубьев подачу на один зуб фрезы определяем по формуле

$$S_{z} = \frac{S_{\rm M}}{nz},$$

(Окончание статьи. Начало см. на стр. 61)

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

- 1. Попов С. А., Ананьев Р. В. Шлифование высокопористыми кругами. М.: Машиностроение, 1980. 80 с.
- 2. **Байкалов А. К.** Введение в теорию шлифования материалов. Киев: Наукова думка, 1978. 207 с.
- 3. **Королев А. В., Новоселов Ю. К.** Теоретико-вероятностные основы абразивной обработки. Ч. І. Состояние рабочей поверхности инструмента. Саратов: Саратовский ун-т, 1987. 160 с.
- 4. **Редько С. Г., Королев А. В.** Расположение абразивных зерен на рабочей поверхности шлифовального круга // Станки и инструмент. 1970. № 5. С. 40—41.
- 5. Статистический анализ распределения режущих кромок на рабочей

- поверхности шлифовального круга // Л. Н. Филимонов, В. Г. Степаненко, Ю. П. Приймак // Абразивы. 1976. \mathbb{N} 10. С. 10—13.
- 6. **Konig W., Lorts W.** Proherties of cutting edges related to chip formation in griding // CIRP Ann. 1975. N. 24. P. 231—235.
- 7. **Новоселов Ю. К.** Динамика формообразования поверхностей при абразивной обработке. Саратов: Саратовский ун-т, 1978. 220 с.
- 8. **Дьяченко П. Е.** Исследование процесса шлифования. М.: Машгиз, 1941. 113 с.
- 9. **Волский Н. И.** Обрабатываемость металлов шлифованием. М.: Машгиз, 1950. 113 с.
- 10. **Ипполитов Г. М.** Абразивноалмазная обработка. М.: Машиностроение, 1969. 336 с.

- 11. **Курдюков В. И.** Научные основы проектирования, изготовления и эксплуатации абразивного инструмента: Дис. ... д-ра техн. наук. Курган, 2000. 496 с.
- 12. **Островский В. И.** Теоретические основы процесса шлифования. Л.: ЛГУ, 1981. 144 с.
- 13. **Шумячер В. М., Славин А. В., Крюков С. А.** Основы создания высокоэффективных инструментов: Монография / Под ред. В. М. Шумячера. Волгоград: ВолгГАСУ, 2015. 134 с.
- 14. **Ананьев Р. В.** Исследование эксплуатационных свойств шлиф-кругов из электрокорундовых материалов с заданной пористостью: Дис. ... канд. техн. наук. М., 1978.



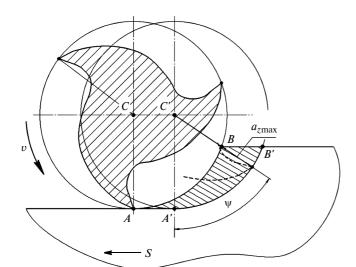


Рис. 1. Сечение срезаемого слоя в плоскости, перпендикулярной оси фрезы при мгновенной подаче на зуб

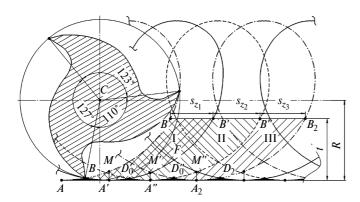


Рис. 2. Схема формообразования поверхности заготовки при резании трехзубой фрезой с неравномерным шагом

где $S_{\rm M}$ — подача за минуту, мм/мин; n — частота вращения фрезы, мин $^{-1}$; z — число зубьев.

При обработке фрезой с неравномерным шагом справедлива формула

$$S_{zi} = \frac{S_{\rm M} \omega_i}{n360},$$

где S_{zi} — подача на i-й зуб; ω_i — угловой шаг i-го зуба.

Траектории зубьев фрезы — трахоиды. На заготовке остаются несрезанные участки с поперечными сечениями ADA', $A'D_0'A''$, $A''D_0''A_2$ и т. д. Так как фреза трехзубая с неравномерным шагом, то имеют место три площади сечений среза, повторяющиеся при каждом обороте фрезы.

Определение толщины срезаемого слоя и площади его поперечного сечения

При мгновенной подаче на зуб толщину срезаемого слоя определяем по схеме, представленной

на рис. 3. Для i-го зуба фрезы в j-й момент времени толщину срезаемого слоя определяет выражение

$$a_{z_{ij}} = S_{zi} \sin \psi_{ij},$$

где ψ_{ij} — угол контакта i-го зуба фрезы с заготовкой в j-й момент времени.

Треугольник *CDB* не прямоугольный, поэтому толщину срезаемого слоя находим по формуле

$$a_{z_{ij}} = (S_{zi} + AD)\sin\psi_{ij}. \tag{1}$$

Тригонометрическими функциями определить отрезки AB и AD не представляется возможным.

Схема, представленная на рис. 3, справедлива, если срезаемый слой соответствует участкам, описываемым вершинами зубьев фрезы (рис. 4), т. е. остается задача по определению толщины срезаемого слоя, которую можно решить, представив кривые OL, NP и прямую C_2B в виде функций.

Концевое фрезерование возможно при $0 \ge \phi \ge 180^\circ$, поэтому траекторию зуба при $180^\circ \ge \phi \ge 360^\circ$ не рас-

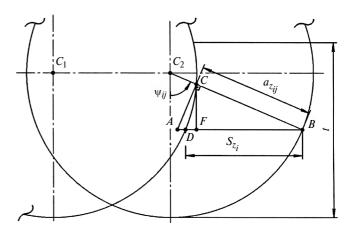


Рис. 3. Схема для определения толщины срезаемого слоя, образованного дугами окружностей, в плоскости, перпендикулярной оси фрезы

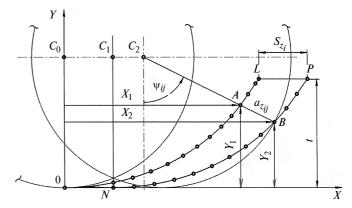


Рис. 4. Схема для определения толщины срезаемого слоя, образованного кривыми петель, в плоскости, перпендикулярной оси фрезы





сматриваем. Функции траекторий в координатах XY в зависимости от угла ψ_{ij} контакта имеют вид: для участка OL:

$$\begin{split} X_{OL}(\psi_{ij}) &= \\ &= \begin{cases} \frac{S_{\rm M} \psi_{ij}}{n360} + R \sin \psi_{ij}, & 0 \leq \psi_{ij} < 90^{\circ}; \\ \frac{S_{\rm M} \psi_{ij}}{n360} + R, & \psi_{ij} &= 90^{\circ}; \\ \frac{S_{\rm M} \psi_{ij}}{n360} + R \cos(\psi_{ij} - 90), & 90^{\circ} < \psi_{ij} < 180^{\circ}; \\ \frac{S_{\rm M} \psi_{ij}}{n360}, & \psi_{ij} &= 180^{\circ}, \end{cases} \end{split}$$

$$Y_{OL}(\psi_{ij}) = \begin{cases} R - R\cos\psi_{ij}, & 0 \le \psi_{ij} < 90^{\circ}; \\ R, & \psi_{ij} = 90^{\circ}; \\ R + R\sin(\psi_{ij} - 90), & 90^{\circ} < \psi_{ij} < 180^{\circ}; \\ 2R, & \psi_{ij} = 180^{\circ}. \end{cases}$$

для участка *NP*:

$$X_{NP}(\psi_{ij}) = \begin{cases} \frac{S_{M}\psi_{ij}}{n360} + \frac{S_{M}\omega_{i}}{n360} + R\sin\psi_{ij}, & 0 \le \psi_{ij} < 90^{\circ}; \\ \frac{S_{M}\psi_{ij}}{n360} + \frac{S_{M}\omega_{i}}{n360} + R, & \psi_{ij} = 90^{\circ}; \\ \frac{S_{M}\psi_{ij}}{n360} + \frac{S_{M}\omega_{i}}{n360} + R\cos(\psi_{ij} - 90), & 90^{\circ} < \psi_{ij} < 180^{\circ}; \\ \frac{S_{M}\psi_{ij}}{n360} + \frac{S_{M}\omega_{i}}{n360}, & \psi_{ij} = 180^{\circ}, \end{cases}$$

$$Y_{NP}(\psi_{ij}) = \begin{cases} R - R \cos \psi_{ij}, & 0 \le \psi_{ij} < 90^{\circ}; \\ R, & \psi_{ij} = 90^{\circ}; \\ R + R \sin(\psi_{ij} - 90), & 90^{\circ} < \psi_{ij} < 180^{\circ}; \\ 2R, & \psi_{ij} = 180^{\circ}. \end{cases}$$

Для $0 \ge \varphi \ge 180^\circ$ с шагом 1° получены массивы точек, удовлетворяющие функциям: $X_{OL}(\psi_{ij}),\ Y_{OL}(\psi_{ij}),\ X_{NP}(\psi_{ij})$ и $Y_{NP}(\psi_{ij})$, а также функции, связывающие $X(\psi_{ij})$ и $Y(\psi_{ij})$ линейной интерполяцией. Обозначим эти функции как $F_{OL}(Y)$ и $F_{NP}(Y)$, запишем их как функции от Y, так как координата Y при $0 \ge \varphi \ge 180^\circ$ увеличивается в отличие от координаты X.

При $0 \le \psi_{ij} \le 90^\circ$ функция, определяющая точки прямой C_2B , имеет вид:

$$Y(X) = -\text{tg}(90 - \psi_{ii})[X - X_{NP}(\psi_{ii})] + Y_{NP}(\psi_{ii}).$$

Вышеуказанные функции позволяют определить координаты точки $A(X_1, Y_1)$, а следовательно, толщину срезаемого слоя:

$$a_{z_{ij}} = \frac{X_2 - X_1}{\sin \psi_{ij}} \,. \tag{2}$$

Алгоритм определения толщины срезаемого слоя в зоне *BMC* (рис. 5) аналогичен алгоритму, описанному ранее. Однако в этом случае следует определить изменение угла контакта зуба фрезы по

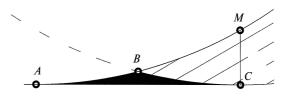
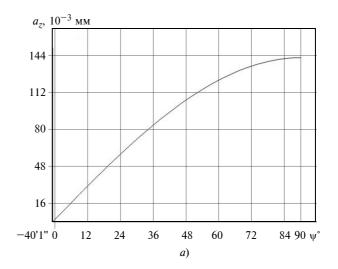


Рис. 5. Сечение срезаемого слоя в плоскости, перпендикулярной оси фрезы при отрицательных значениях угла контакта



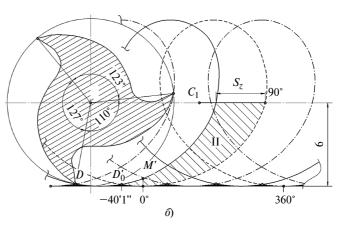


Рис. 6. Зависимость изменения толщины a_z срезаемого слоя от угла ψ контакта при $S_{\rm M}=200$ мм/мин, $S_z=0.14$ мм/зуб, v=18.9 м/мин (a) и схема формообразования для данного режима обработки (δ)

66





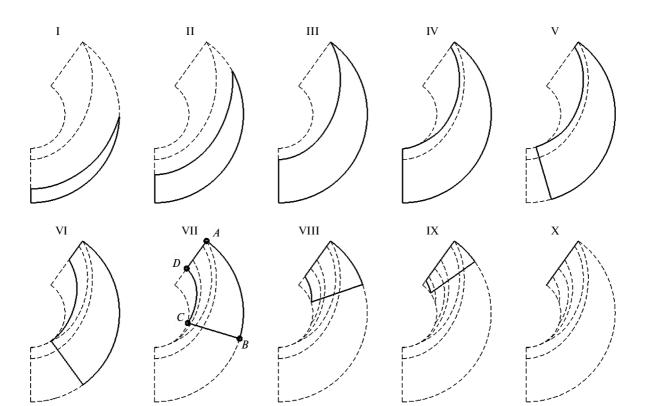


Рис. 7. Формы поперечных сечений срезаемого слоя в процессе поворота винтового зуба фрезы

кривой BC. Для этого необходимо решить уравнение $X_{NP}(\psi_{ij})$ относительно ψ_{ij} и при этом учесть, что расстояние AC по оси X соответствует подаче на зуб, а проекции кривых AB и BC на AC равны половине подачи $S_{\rm M}$.

На рис. 6, a, δ показаны зависимость изменения толщины срезаемого слоя от угла контакта φ , если максимальное значение угла контакта составляет 90° , и схема формообразования при фрезеровании.

Для определения площади поперечного сечения срезаемого слоя разработан алгоритм.

Для точности определения площадь поперечного сечения срезаемого слоя необходимо представить, как она меняется в процессе поворота зуба фрезы.

Изменение форм поперченных сечений срезаемого слоя при повороте зуба представлено на рис. 7. Так, на виде VII показана дуга AB окружности, являющаяся частью винтовой линии, образованной главной режущей кромкой зуба фрезы. Длина дуги AB равна длине L спирального участка зуба фрезы, участвующего в процессе резания. С изменением угла поворота зуба фрезы длина данного спирального участка изменяется в диапазоне, который зависит от ширины B фрезерования и угла ω наклона зуба фрезы.

На рис. 8 приведена зависимость изменения длины L спирального участка i-го зуба фрезы в зависимости от угла ϕ поворота зуба. В качестве на-

чала отсчета принята точка контакта рассматриваемого зуба фрезы с заготовкой.

При $0 \ge \varphi \ge 47^\circ$, т. е. до точки K, длина контакта главной режущей кромки фрезы (длины участка L) с заготовкой увеличивается. При $47^\circ \ge \varphi \ge 60^\circ$, т. е. до точки F, длина контакта главной режущей кромки фрезы с заготовкой имеет максимальное значение. При дальнейшем увеличении угла поворота

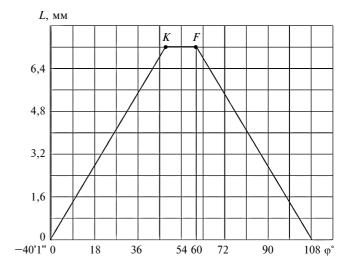


Рис. 8. Зависимость изменения длины L спирального участка i-го зуба, участвующего в резании, от угла ϕ при B=5,25 мм; $\omega=43^{\circ}34';~S_z=0,14$ мм/зуб; t=3 мм



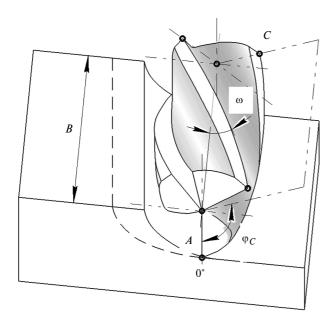


Рис. 9. Участок концевой фрезы с винтовым зубом

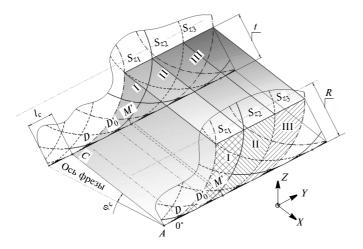


Рис. 10. Схема формообразования поверхности заготовки

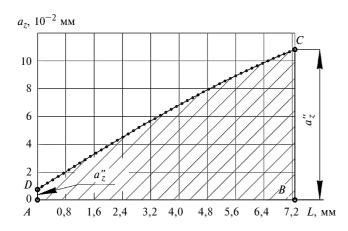


Рис. 11. Форма поперечного сечения срезаемого слоя при $d=12\,$ мм; $\omega=43^{\circ}34';~B=5,25\,$ мм; $S_{\rm M}=200\,$ мм/мин; $S_z=0,14\,$ мм/зуб; $v=18,9\,$ м/мин; $t=3\,$ мм; $\psi_{ij}^{\prime\prime}=50^{\circ}$

фрезы длина контакта уменьшается в результате постепенного выхода зуба фрезы из зоны резания. Максимально возможная длина контакта главной режущей кромки с заготовкой зависит от ширины фрезерования и угла наклона винтовой спирали зуба.

Из функций $a_{z_{ij}}=f(\psi_{ij})$ и $L_{ij}=\xi(\psi_{ij})$, связывающих толщину $a_{z_{ij}}$ срезаемого слоя (для i-го зуба фрезы в j-й момент времени) с углом ψ_{ij} контакта зуба фрезы с заготовкой и длину L_{ij} контакта главной режущей кромки с заготовкой (для i-го зуба фрезы в j-й момент времени) с углом ϕ_{ij} поворота зуба фрезы, можно определить длины отрезков BC и AB при любом значении соответственно угла контакта и угла поворота. Для определения площади поперечного сечения срезаемого слоя необходимо определить длины отрезков DC, AD и форму кривой DC.

На рис. 9 представлена часть концевой трехзубой фрезы, размер которой в осевом направлении равен ширине B фрезерования. Будем считать, что фреза расположена так, что при вращении, начиная с точки A, осуществляется резание. При этом крайняя точка режущей кромки i-го зуба (точка C) войдет в контакт с заготовкой только после поворота фрезы на угол ϕ_C , так как фреза имеет винтовые зубья. В процессе вращения ширина b_z срезаемого слоя будет изменяться от 0 до $\frac{B}{\cos \omega}$. При повороте фрезы на угол ϕ_C она переместится относительно заготовки на расстояние l_C , величины которых определяем по формулам:

$$\varphi_C = \frac{360 B \text{tg}\omega}{\pi d};$$

$$l_C = \frac{360 S_{\rm M} B \text{tg}\omega}{\pi dn}.$$

Несрезанные слои материала заготовки будут сориентированы под углом $\phi_{\mathcal{C}}$ к оси фрезы (рис. 10).

Положение режущей кромки i-го зуба фрезы, участвующего в резании, в j-й момент времени определяется положением точек входа и выхода кромки из зоны обработки, а именно углом ϕ_{ij} , который равен разности углов ψ_{ij}'' и ψ_{ij}' контакта соответственно точек выхода и входа из зоны резания: $\phi_{ij} = \psi_{ij}'' - \psi_{ij}'$.

По функциям $a_{z_{ij}}=f(\psi_{ij}),\ L_{ij}=\xi(\phi_{ij})$ и $\phi_{ij}=\psi_{ij}''-\psi_{ij}'$ можно определить длины отрезков $AB,\ DC,\ AD$ и BC (см. рис. 7).

68

делить из интеграла

Спираль $L_{ij} = \xi(\varphi_{ij})$, определяющая дугу AB, трансформируем в прямую AB (рис. 11) и делим на равные отрезки, которые соответствуют длине дуги при повороте зуба на угол, равный 1° (все отрезки равны 0,152, кроме остатка, который составил 0,105, так как значение угла ϕ_{ij} не является целым числом). Выбираем угол φ_{ij} поворота по функции $a_{z_{jj}}=f(\psi_{ij})$ [см. рис. 6 и формулу (2)] и строим функцию изменения толщины $a_{z_{ii}}$ срезаемого слоя по длине L_{ij} спирали. При этом точке A (см. рис. 11) соответствует значение $a_{z_{jj}}$, равное отрезку AD, а точке B значение $a_{z_{ii}}$, равное отрезку BC . По точкам, определяющим значения $a_{z_{ii}}$, строим кривую DC, которую можно выразить через функцию $F_{DC}(x)$ линейной интерполяции. Тогда площадь сечения срезаемого слоя одним зубом фрезы можно опре-

$$f_{z} = \int_{A}^{B} F_{DC}(x) dx.$$

На рис. 12 представлена зависимость площади поперечного сечения срезаемого слоя одним зубом трехзубой концевой фрезы диаметром 12 мм с углом винтовой спирали $\omega=43^\circ34'$ при режиме: $v=18,9\,$ м/мин; $S_Z=0,14\,$ мм/зуб; $B=5,25\,$ мм; $t=3\,$ мм.

Пример определения площади поперечного сечения срезаемого слоя

По предложенной методике выполнены расчеты площади f_Z сечения срезаемого слоя одним зубом трехзубой концевой фрезы диаметром 12 мм на режимах: $v=18,9\div30,2$ м/мин; $S_{\rm M}=160\div250$ мм/мин;

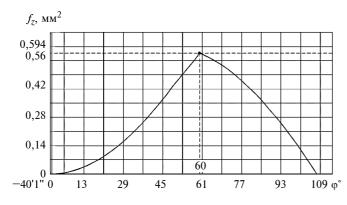


Рис. 12. Зависимость изменения площади f_z поперечного сечения срезаемого слоя от угла ϕ поворота фрезы при d=12 мм; $\omega=43^\circ34';~B=5,25$ мм; $S_{\rm M}=200$ мм/мин; $S_z=0,14$ мм/зуб; v=18,9 м/мин, t=3 мм

Результат расчетов максимальной площади поперечного сечения срезаемого слоя по базовой (числитель) и уточненной (знаменатель) методикам на разных режимах, мм², и их относительная разница (в скобках), %

ii iii omoonicabaan pasimaa (b choonan), 70							
<i>v</i> , м/мин		$S_{\rm M}$, мм/мин					
<i>v</i> , м/мин	160	200	250				
18,9	0,443/0,475	0,554/0,594	0,692/0,744				
	(7,3)	(7,4)	(7,5)				
23,8	0,352/0,378	0,439/0,471	0,549/0,590				
	(7,4)	(7,3)	(7,3)				
30,2	0,277/0,298	0,346/0,372	0,433/0,464				
	(7,5)	(7,4)	(7,3)				

t=3 мм; B=5,25 мм. Максимальные значения f_Z для разных режимов приведены в таблице, где также представлены результаты расчета площади сечения по методике, изложенной в работах [7, 8], которые отличаются от уточненной методике на $7,3\div7,5$ %. Это объясняется тем, что уточненная методика учитывает неравномерность подачи на зуб, которая обусловлена неравномерностью окружного шага концевых фрез. Кроме того, в уточненной методике при расчете толщины срезаемого слоя [см. формулу (1)] введена поправка на величину AD (см. рис. 3).

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

- 1. **Кравченко Б. А., Митряев К. Ф.** Обработка и выносливость высокопрочных материалов. Куйбышев: Куйбышевское книжное издательство, 1968. 132 с.
- 2. **Evdokimov D. V., Skuratov D. L., Fedorov D. G.** Thermal Fields in the End Milling of VT6 Titanium Alloy with Cooling // Russian Engineering Research. 2014. Vol. 35. N. 10. P. 773—776.
- 3. **Evdokimov, D. V., Skuratov D. L., Fedorov D. G.** Influence of Tool Wear on the Heat Flux Distribution and Temperature at the Contact Surfaces in the End Milling of OT4 Titanium Alloy // Russian Engineering Research. 2016. Vol. 36. N. 4. P. 324—327.
- 4. **Skuratov D. L., Evdokimov D. V., Fedorov D. G.** Thermal Stress Resarch of Processing and Formation of Residual Stress When End Milling of a Workpiece // World Applied Sciences Journal. 2014. Vol. 31 (1). P. 51—55.
- 5. **Analytical** modeling of milling forces for helical end milling based on a predictive machining theory / F. Zhongtao, Y. Wenyu, W. Xuelin, L. Jürgen // Procedia CIRP. 2015. Vol. 31. P. 258—263.
- 6. **Евдокимов Д. В., Скуратов Д. Л.** Методика расчета составляющих силы резания при концевом фрезеровании на базе феноменологической модели Джонсона— Кука // СТИН. 2017. № 1. С. 29—33.
- 7. **Бобров В. Ф.** Основы теории резания металлов. М.: Машиностроение, 1975. 344 с.
- 8. **Вульф А. М.** Резание металлов. М.; Л.: Машиностроение, 1963. 428 с.

69



УДК 621.98:539.376

В. Н. ЧУДИН, д-р техн. наук (МИИТ), e-mail: vladimir-chudin@yandex.ru

Газоформовка днищ емкостей при нелинейно-вязком деформировании

Приведены схема и расчет параметров формообразования газом под давлением днищ из высокопрочных сплавов в состоянии нелинейной вязкости.

Ключевые слова: деформирование, давление, скорость, ползучесть, эквивалентные деформации, напряжение, время, сплошность материала.

The scheme and the analysis of shape formation parameters by pressurized gas of bottoms from highstrength alloys in non-linear viscosity state are presented.

Keywords: deformating, pressure, rate, creep, equivalent deformations, stress, time, material continuity.

Днища емкости для агрессивного топлива, находящегося под давлением, изготовляют из высокопрочных алюминиевых и титановых сплавов. В исходном состоянии эти сплавы малопластичны, поэтому применение холодной штамповки-вытяжки крупногабаритных днищ из них затруднено. Для их изготовления целесообразно изотермическое формообразование газом под давлением (далее газоформовка) [1], что не требует мощного прессового оборудования, так как реализуется в состоянии ползучести деформируемого материала. Продолжительность данного процесса влияет на степень формообразования и повреждаемость материала изделия, что, в свою очередь, определяет его качество.

Рассмотрим процесс свободной газоформовки круглого выпуклого днища, схема которого показана на рис. 1.

Цель данного исследования — расчет технологических параметров: степени деформации, скорости деформаций, распределения толщин стенки изделия, продолжительность процесса, повреждаемость материала, давление газа.

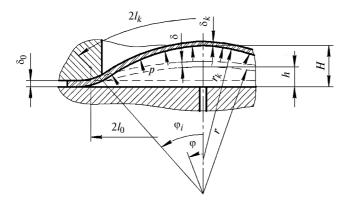


Рис. 1. Расчетная схема газоформовки

Материал заготовки при деформировании является нелинейно-вязким и его состояние определяет уравнение [1, 2]

$$\sigma_{2} = \psi A \xi_{2}^{n}, \tag{1}$$

где σ_9 и ξ_9 — эквивалентные напряжение и скорость деформации; A, n — константы материала; ψ — сплошность материала заготовки (в начальный момент времени $\psi = 1$, в критический момент деформирования $\psi = 0$, условие технологического процесса: $1 \ge \psi \ge 0$).

В зоне образования днища эквивалентные деформации имеют вид:

$$\varepsilon_{3} = k \left(1 - \frac{\varphi}{\varphi_{i}} \right) \ln \frac{l}{l_{0}}, \tag{2}$$

а скорость деформаций определяет выражение

$$\xi_9 = \frac{\mathrm{d}\varepsilon_9}{\mathrm{d}t} = \frac{k\lambda}{l} \left(1 - \frac{\varphi}{\varphi_i} \right). \tag{3}$$

Здесь $l=\lambda t+l_0$ — текущая длина образующей днища; l_0 — радиус заготовки; $\lambda=(l_{\rm K}-l_0)/t_{\rm K};$ $k=2\Big(\frac{2+R}{3}\Big)^{1/2}$; $l_{\rm K}$ — конечная длина образующей; t и $t_{\rm K}$ — текущее и конечное время деформирования; ϕ_i — половина угла раствора купола; ϕ — угловая координата точки на образующей; R — коэффициент анизотропии материала при температуре деформирования.

Эквивалентное напряжение в соответствии с уравнением состояния (1) и формулой (3) определяет выражение

$$\sigma_9 = \psi A \left[\frac{k\lambda}{l} \left(1 - \frac{\varphi}{\varphi_i} \right) \right]^n. \tag{4}$$

Определим закон изменения давления газа при формообразовании днища. Для этого с учетом скорости радиального перемещения точек днища

$$v_n = \frac{h}{t} \left(1 - \frac{\varphi}{\varphi_i} \right) \tag{5}$$

запишем функцию распределения толщины стенки по образующей:

$$\delta = \frac{\delta_0}{\eta} \left[1 + (\eta - 1) \frac{\varphi}{\varphi_i} \right]. \tag{6}$$

Функции (5) и (6) удовлетворяют условия: для вершины купола:

$$\varphi=0; \quad v_n=\frac{h}{t}; \quad \delta=\delta_0 \left(\frac{l_0}{l}\right)^2;$$

70





для зоны закрепления заготовки:

$$\varphi = \varphi_i$$
; $v_n = 0$; $\delta = \delta_0$.

Введем обозначения: $h = r(1 - \cos \varphi_i)$ — текущая высота купола; r — текущий радиус днища; δ_0 — толщина листовой заготовки; $\eta = (l/l_0)^2$.

Воспользуемся уравнением баланса мощностей внешних и внутренних сил [3], в соответствии с которым на произвольном этапе формообразования с учетом выражений (3)—(6) при интегрировании по угловой координате давление определяется зависимостью

$$p = \int \sigma_{3} \xi_{3} \delta d\varphi / \int v_{n} d\varphi = \frac{2\psi A \delta_{0} t(k\lambda)^{1+n}}{\eta (r\varphi_{i})^{2+n} (1 - \cos\varphi_{i})} \times$$

$$\times \int_{0}^{\varphi_{i}} \left[1 + (\eta - 1) \frac{\varphi}{\varphi_{i}} \right] \left(1 - \frac{\varphi}{\varphi_{i}} \right)^{1+n} d\varphi. \tag{7}$$

Давление операции можно рассчитать также на основании уравнения равновесия, подставив выражения (4) и (6):

$$p = \frac{1}{r} \int \delta(\sigma_{\varphi} + \sigma_{\theta}) d\varphi = \frac{2}{r} \int \delta\sigma_{\theta} d\varphi =$$

$$= \frac{2\psi A\delta_0}{\eta r^{1+n}} \left(\frac{k\lambda}{\varphi_i}\right)^n \int_0^{\varphi_i} \left[1 + (\eta - 1)\frac{\varphi}{\varphi_i}\right] \left(1 - \frac{\varphi}{\varphi_i}\right)^n d\varphi, \quad (8)$$

где $\psi = (1 + \psi_K)/2$ — средняя сплошность материала по поверхности купола (ψ_K — сплошность в вершине купола на рассматриваем этапе обработке).

Из зависимостей (7) и (8) следует, что давление газа при формообразовании днища может быть уменьшено при увеличении времени процесса.

Оценим потери сплошности материала в вершине купола днища. Для этого используем уравнение кинетики несплошности (повреждаемости) [1, 2] при деформировании.

По энергетическому уравнению

$$\mathrm{d}\psi = -\frac{1}{A_{\mathrm{II}}}\,\sigma_{\mathrm{3}}\xi_{\mathrm{3}}\mathrm{d}t$$

с учетом выражений (3) и (4) при $\varphi = 0$ получим:

$$\psi = \exp\left\{-\frac{A}{A_{\text{IID}}} \left[k \left(1 - \frac{l_0}{l_{\text{K}}} \right) \right]^{1+n} t_{\text{K}}^{-n} \right\}, \tag{9}$$

где $A_{\rm пp}$ — предельная удельная работа к моменту разрушения.

Из зависимости (9) сплошность определяется конечными размерами изделия и временем деформирования.

Подставив выражение (2) в уравнение деформирования, получим выражение сплошности:

$$\psi = 1 - \frac{1}{\varepsilon_{2,\text{IID}}} \int \xi_{3} dt = 1 - \frac{k}{\varepsilon_{2,\text{IID}}} \ln \frac{l_{\text{K}}}{l_{0}}, \quad (10)$$

где $\epsilon_{\text{э пр}}$ — предельная эквивалентная деформация.

По выражению (10) конечная сплошность в вершине купола от времени не зависит, а определяется степенью формоизменения. Следовательно, сплошность снижается в процессе формообразования. Расчетная сплошность входит в выражения (7) и (8).

Полная потеря сплошности соответствует условиям: $\psi = 0,1$ для зависимости (9), $\psi = 0$ для зависимости (10), что позволяет установить критическую степень формообразования:

$$\frac{l_{K}}{l_{0}} = 1 / \left[1 - \frac{1}{k} \left(-\frac{A_{\text{np}}}{A} t_{K}^{n} \ln 0, 1 \right)^{\frac{1}{1+n}} \right]; \tag{11}$$

$$\frac{l_{K}}{l_{0}} = \exp \frac{\varepsilon_{9 \text{ mp}}}{k}.$$
 (12)

Из выражений (9) и (11) следует, что для ряда материалов сплошность и критическая степень формообразования зависят от продолжительности процесса; для других материалов зависимости от времени нет [см. формулы (10) и (12)].

Рассчитан процесс газоформовки днищ емкостей из алюминиевого сплава АМг6 при температуре 450 °С и титанового сплава ВТ23 при температуре 900 °С с параметрами: $r_{\rm K}=500$ мм; H=300 мм; $\delta_0=1,5$ мм. Зависимости изменений давления газа и толщины в вершине днища при обработке приведены на рис. 2. Константы уравнения состояния материалов при заданных температурах взяты из работы [2].

Для большей скорости деформирования давление больше, при этом повышается вероятность разрушения заготовки. При одинаковой степени формообразования для заготовки из алюминиевого сплава требуется давление выше, чем при обработке заготовки из титанового сплава, но оно не должно превышать 1,5 МПа. Увеличение продолжительнос-

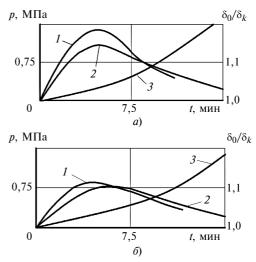


Рис. 2. Зависимости изменений в ходе обработке заготовок из сплавов АМг6 (a) и ВТ23 (δ) давления p при t=10 (1) и 15 мин (2) и относительной толщины $\delta_0/\delta_{\rm K}$ вершины днища при t=15 мин (3)

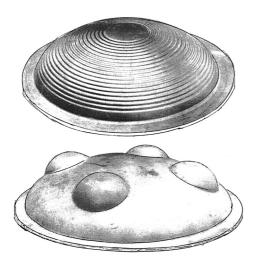


Рис. 3. Изделия, полученные газоформойкой

ти обработки в полтора раза снижает требуемое для этого давление на $20 \div 25$ %. Для сплава BT23 сплошность в вершине днища емкости составила $\psi = 0,67$ при продолжительности обработки t = 10 мин и $\psi = 0,71$ при t = 15 мин. Таким образом, увеличение времени операции повышает сплошность изделия. Для сплава АМг6 изменение времени обработки не влияет на сплошность. Относительная толщина днища готового изделия при свободной формовке

титанового сплава составила $\delta_0/\delta_{\rm K}=1,2\div1,3$ для алюминиевого сплава — 1,3÷1,5. Неравномерность толщины увеличивается к концу процесса. Снизить значительно показатель неравномерности можно, обеспечив отвод теплоты от центральной части заготовки [4]. При сокращении времени формообразования относительная толщина в вершине днища уменьшается, однако повышается вероятность его разрушения.

Для исключения искажения формы изделия после формовки его охлаждение осуществляют в оснастке под давлением, которое снижается по мере остывания изделия. Образцы изделий, изготовленных газоформовкой, представлены на рис. 3.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

- 1. **Изотермическое** деформирование высокопрочных анизотропных металлов / С. П. Яковлев, В. Н. Чудин, С. С. Яковлев, Я. А. Соболев. М.: Машиностроение, 2003. 427 с.
- 2. **Малинин Н. Н.** Ползучесть в обработке металлов. М.: Машиностроение, 1986. 216 с.
- 3. **Теория** обработки металлов давлением / В. А. Голенков, С. П. Яковлев, С. А. Головин и др. М.: Машиностроение, 2009. 442 с.
- 4. Пат. 2574908 Рос. Федерации: Способ изготовления оболочек из листовой заготовки.

УДК 621.791.16

С. С. ВОЛКОВ, канд. техн. наук, Г. А. БИГУС, д-р техн. наук, А. Л. РЕМИЗОВ, канд. техн. наук (МГТУ им. Н. Э. Баумана), e-mail: bauman@bmstu.ru

Разработка технологии ультразвуковой сварки разнородных пластмасс

Рассматривается ультразвуковая сварка разнородных пластмасс, основанная на диффузии молекул на свариваемых поверхностях полимеров при температурах, соответствующих их вязкопластическому состоянию. Установлено, что одним из критериев свариваемости разнородных термопластов является совместимость их акустических свойств, оцениваемая плотностью и вязкостью расплавов.

Ключевые слова: разнородные пластмассы, ультразвуковая сварка, частота колебаний, волновод, амплитуда колебаний, сварочное давление.

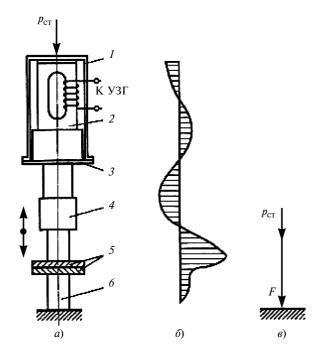
The ultrasonic welding of dissimilar plastics, based on diffusion of molecules on welded surfaces of polymers at the temperatures, corresponding to their viscoplastic state, is considered. It is determined, that one of the weldability criteria of dissimilar thermoplastics is compatibility of their acoustic properties, assessed by density and viscosity of the melts.

Keywords: dissimilar plastics, ultrasonic welding, vibration frequency, wave guide, vibration amplitude, welding pressure.

Увеличение производства конструкций с элементами из термопластичных полимеров, имеющих разные химические составы и физико-механические свойства, способствует разработке новых технологий и оборудования для изготовления изделий из разнородных пластмасс.

Одним из наиболее перспективных способов соединения изделий из разнородных пластмасс является ультразвуковая сварка (УЗС), которая позволяет: в ряде случаев сваривать поверхности с различными загрязнениями и в труднодоступных местах; исключить нагрев всего материала в результате выделения тепла в зоне сварки; получать соединения на значительном удалении от места подвода энергии (рисунок). Разнообразие схем УЗС пластических масс, существующих в настоящее время, позволяет классифицировать процесс. При этом необходимо учитывать следующие основные ее признаки: подвод энергии механических колебаний к свариваемому изделию; передачу механической энергии к зоне сварки; концентрацию энергии в зоне сварки; дозирование подводимой энергии;





Принципиальная схема ультразвуковой сварки с нормальным вводом колебаний:

a — схема ультразвуковой установки; δ — эпюра амплитуды смещения колебательной системы; ϵ — расположение векторов статического давления $p_{\rm cT}$ и динамического усилия F; I — корпус преобразователя с охлаждающей жидкостью; 2 — преобразователь с обмоткой; 3 — трансформатор упругих колебаний; 4 — волновод-инструмент; 5 — свариваемые детали; ϵ — опора; ϵ УЗГ — ультразвуковой генератор; стрелка — колебания волновода

взаимное перемещение сварочного инструмента и свариваемых деталей для получения необходимой конфигурации и протяженности швов.

На сегодняшний день велика необходимость создания изделий из нескольких разнородных полимерных материалов, полезные свойства которых в совокупности удовлетворяют предъявляемым требованиям, поэтому соединение заготовок из таких материалов является актуальной проблемой. Сложность соединения обусловлена различием теплофизических, механических и электрических свойств соединяемых материалов. Ультразвуковая сварка один из методов соединения разнородных полимерных материалов, но различие их акустических свойств затрудняет, а в некоторых случаях делает невозможным применение УЗС без использования специальных технологических способов [1—3]. При разработке технологии сварки разнородных пластмасс возникают следующие вопросы: "Со стороны какого материала вводить ультразвуковые колебания (УЗК); где и как выполнять разделку кромок; каким образом подводить энергию колебаний к месту соединения элементов с минимальными потерями; какова взаимосвязь размеров и геометрии конструкций с физико-механическими свойствами полимеров".

Для решения этих вопросов необходимо рассмотреть, как проходит теплообразование при УЗС материалов двух разных классов. По упругим свойствам термопластичные материалы делят на мягкие и жесткие. Теоретические обоснования проведены для следующих исследованных пар разнородных материалов: полистирол + поливинилхлорид; полистирол + полиметилметакрилат; полиметилметакрилат + поливинилхлорид.

Образцы из полистирола толщиной 6 мм и поливинилхлорида толщиной 3 мм использовали для получения нахлесточных соединений при режиме сварки: амплитуда колебаний волновода A=35 мкм; статическое давление $p_{\rm CT}=2$ МПа; частота УЗК волновода f=22 кГц; время сварки $t_{\rm CB}=1\div 5$ с. Процесс сварки регламентировался по осадке.

В настоящее время существуют три основных гипотезы природы теплообразования при УЗС термопластичных полимеров. Основным источником теплообразования считают: а) внешнее трение на границе свариваемых материалов [2]; б) удары, как причину локального разогрева границы [3]; в) гистерезисные потери в объеме полимеров при циклическом деформировании [1, 2]. Однако ни в одной из работ механизм теплообразования не увязан с изменением физического состояния материала в процессе УЗС.

Так как УЗС относится к сварке плавлением, то для обеспечения УЗС разнородных пластмасс необходимо, чтобы материал в зоне шва находился в состоянии высоковязкой жидкости. Известно, что физическое состояние разных материалов на последней стадии сварки одинаковое, однако на начальной стадии (при температуре 20 °C) физическое состояние материалов различное, что и позволило разделить пластмассы на жесткие и мягкие. Это вызвало трудности в выборе механизма теплообразования. Поэтому авторы считают, что при обосновании механизма теплообразования не следует оговаривать материал, так как он одинаков для всех термопластов. Но следует иметь в виду физическое состояние полимера, так как на его разных стадиях природа теплообразования различна.

Авторы предлагают разделить процесс УЗС на три этапа, которые характерны трем стадиям физического состояния пластмасс (применительно к аморфным полимерам — это стеклообразное, высокоэластичное и вязко-текучее состояния).

На первом этапе тепло выделяется в результате суммарного действия: внешнего трения; разогрева границы раздела, как места наибольшего скопления пустот и несплошностей; циклического деформирования микровыступов, по которым контактируют поверхности свариваемых элементов.

На втором этапе, когда разморожена сегментальная подвижность, тепловыделение обусловлено изменением конформаций молекул за счет циклического деформирования.



Третий этап, когда полимер находится в вязкотекучем состоянии, характеризуется течением расплава, диффузией и перемешиванием как отдельных сегментов, так и блоков макромолекул полимеров.

Механизм теплообразования нужно выбирать в зависимости от физического состояния полимера к началу сварки. Так, при температуре начала сварки 20 °C для полистирола или полиметилметакрилата характерны все три этапа УЗС, а для поливинил-хлорида первый этап отсутствует. Если же поливинилхлорид охладить в жидком азоте, то для него будут характерны три этапа, что было подтверждено экспериментально. Если перед сваркой полистирол подогреть до температуры 100 °C (переход в высокоэластичное состояние), процесс УЗС начнется со второго этапа [4, 5].

Такой механизм образования сварного соединения при УЗС разнородных полимерных материалов служит основанием для создания новых технологических способов сварки, позволяющих исключить влияние разных физико-механических свойств свариваемых пластмасс.

Технологические способы получения качественных сварных соединений разнородных пластмасс включают: подбор свариваемых пар; определение температуры нагрева, при которой каждый из свариваемых материалов имеет оптимальную текучесть в зоне шва; использование промежуточных прослоек (прокладок) из сополимеров, содержащих мономерные звенья обоих свариваемых полимеров; создание шероховатых поверхностей.

Для образования соединения при УЗС разнородных пластмасс необходимо на границе свариваемых поверхностей обеспечить температуры перехода материалов в вязкотекучее состояние и их выдержку при этих температурах для объемного взаимодействия [6].

Исходя из этого, следовало выяснить влияние разности температурных переходов полимеров из одного физического состояния в другое на процесс УЗС разнородных пластмасс и особенности механизма образования сварного соединения, а также взаимосвязь физико-механических свойств пластмасс, геометрии элементов конструкций и места ввода УЗК.

В настоящее время стоят задачи получения неразъемных соединений из таких разнородных пластмасс как полистирол, полиметилметакрилат, поливинилхлорид, полиэтилен и др. В частности, при изготовлении товаров народного потребления, осветительной арматуры, оптических приборов и других изделий требуется сваривать полистирол и полиметилметакрилат [6, 7]. Поэтому в эксперименте для образцов авторы использовали ударопрочный полистирол ПСУ и полиметилметакрилат ПММА.

Для УЗС разнородных пластмасс на кафедре "Технология сварки и диагностики" МГТУ им. Н. Э. Баумана разработали ультразвуковую сварочную установку, которая обеспечивает выполнение выбранных технологических приемов и исключает влияние различия физико-механических свойств свариваемых материалов. Это позволяют сделать устройства для ступенчатого изменения режима сварки, регулирования температуры опоры и волноводов, нагрева или охлаждения различных зон свариваемых деталей [1, 2]. Установка также включает магнитострикционный преобразователь (сварочный узел) ПМС1М и ножевой экспоненциальный волновод из титанового сплава ВТ3-1 с площадью выхода 40×8 мм.

В качестве источника питания магнитострикционного преобразователя (сварочного узла) использовали модернизированный серийно выпускаемый фирмой "Ультразвуковая техника ИНЛАБ" (г. Санкт-Петербург) ультразвуковой генератор типа ИЛ10-1,5 с расширенным диапазоном частот $20\div70~\mathrm{k}\Gamma$ ц, массой 12 кг и габаритными размерами $310\times310\times160~\mathrm{mm}$. Генератор имеет плавную регулировку мощности до 1,5 кВт, цифровой частотомер и аналоговый индикатор резонанса акустической системы, а также фазовую автоподстройку частоты и источник поляризации с выходным током до 30 А. Охлаждение генератора — воздушное, принудительное. Выходная частота может меняться в любую сторону.

В процессе экспериментов частоту УЗК контролировали цифровым частотомером, вмонтированным в генератор ИЛ10-1,5, амплитуду колебаний волноводов-инструментов измеряли с помощью специально разработанных на кафедре датчиков. Термографирование осуществляли с помощью светолучевого осциллографа Н-115. Испытания на растяжение выполняли на разрывной машине Vesluma. Сварку проводили при амплитуде колебаний рабочего торца волновода A = 35 мкм и сварочном статическом давлении $p_{\rm cr} = 2 \ {\rm M}\Pi {\rm a}$. Для эксперимента использовали образцы размерами 100×20×2 мм. Испытания сварных нахлесточных соединений проводили на разрывной машине. Температуру регистрировали с помощью хромель-копелевой термопары.

Для понимания процесса УЗС разнородных пластмасс важно установить механизм образования сварного соединения. При УЗС в зоне шва достигается температура, превышающая температуры деструкции материалов, что в условиях интенсивного механического воздействия УЗК может приводить к разрыву длинных цепей полимеров с образованием макрорадикалов, т. е. после отключения колебаний происходит рекомбинация макрорадикалов и по химическому составу материал шва не отличается от исходной пластмассы. Образование сварного соединения обычно сопровождается диф-

фузионными процессами. При УЗС разнородных полимеров в зоне сварного шва образуются макрорадикалы от различных полимерных цепей. По мнению авторов, наряду с диффузией наблюдаются и химические превращения, обусловленные взаимодействиями разнородных макрорадикалов, приводящими к образованию блок-сополимеров двух свариваемых пластмасс. Это положение было проверено при УЗС полистирола, полиметилметакрилата, винипласта и полиэтилена в разных сочетаниях. Блок-сополимеры обнаружены у следующих пар материалов: полистирол + поливинилхлорид,

полистирол + полиметилметакрилат и полиметил-

метакрилат + поливинилхлорид. Таким образом, можно утверждать, что образование химических связей в материале сварного шва при УЗС разнородных пластмасс является одним из факторов, предопределяющих высокую прочность получаемых соединений. Другим важным фактором, влияющим на качество получаемых соединений, является разность значений температурных переходов пластмасс из одного физического состояния в другое. С одной стороны, необходимо, чтобы оба материала в зоне шва перешли в вязкотекучее состояние, с другой стороны, недопустим перегрев термопластов, который может привести к необратимым изменениям и, как следствие, снижению прочности и долговечности сварных соединений. Поэтому желательно сваривать пластмассы с близкими значениями температур фазовых переходов. Так как температурный интервал, соответствующий их высокоэластичному состоянию, разный для различных пластмасс, целесообразно определить характерные температуры при УЗС.

Основным показателем при УЗС является интенсивность теплообразования в материале при его циклическом деформировании. Чтобы оценить уровень теплообразования на разных этапах процесса, часто пользуются понятием скорость изменения температуры при УЗС. Чтобы установить значение температур перехода пластмасс из одного физического состояния в другое, необходимо знать, как меняется скорость прироста температур в стеклообразном, высокоэластичном и вязкотекучем состояниях пластмасс. Так как УЗС длится 1÷2,5 с, можно предположить, что теплообмен и теплопередача имеют небольшое значение и ими можно пренебречь. Известно, что при воздействии УЗК на элемент полимерного материала в единице его объема генерируется тепловая энергия, называемая удельной мощностью потерь, которую можно определить по формуле

$$P = \varepsilon_0^2 E \varepsilon \eta \omega / 2, \tag{1}$$

где ϵ — амплитуда деформации; E — динамический модуль упругости; η — коэффициент механических потерь; ω — круговая частота УЗК.

Накопленная за время Δt энергия обеспечивает повышение температуры единицы объема данного полимера на ΔT .

Тогда

$$1/2\varepsilon_0^2 E\eta\omega\Delta t = \rho C\Delta T,$$

где ρ — плотность материала; c — удельная теплоемкость.

Учитывая закон изменения амплитуды, который описывается уравнением $A_x = A_0 \mathrm{e}^{-\beta_x}$, определим прирост ΔT температуры в единице объема на расстоянии x от места ввода УЗК:

$$\Delta T_x = \frac{1}{2} \frac{A_0^2}{e^{-\beta_x}} \frac{E \omega \eta}{\rho c} \Delta t,$$

где ΔT_x — прирост температуры в сечении, удаленном на расстояние x от поверхности волновода; A_0 — амплитуда колебаний рабочего торца волновода; β — коэффициент затухания; A_x — амплитуда колебаний в сечении на расстояние x от поверхности волновода.

Для двух полимерных материалов условие $\Delta T_{x1} = \Delta T_{x2}$ позволяет установить связь их акустических свойств с толщиной образцов, при которой тепловыделение на границе полимеров не изменяется при изменении места положения образцов под волноводом.

Специфика процесса УЗС проявляется в характерном взаимодействий объемов. Исследования механизма образования соединения показали, что одновременно происходят: перемешивание микрообъемов; взаимная диффузия молекул полимеров в контакте поверхностей; возникновение новых химических связей с образованием блок-сополимеров. Общим для этих процессов является то, что все они протекают в интервале температур, соответствующем вязкотекучему состоянию полимера [1, 6].

Различия температур перехода в вязкотекучее состояние и скорость прироста температур (из-за разной интенсивности теплообразования) приводят к тому, что свариваемые материалы неодновременно достигают состояния, при котором возможны объемные взаимодействия, а в некоторых случаях, когда различия велики, эти процессы могут не проходить совсем. В этом случае соединение обеспечивает адгезионные связи, прочность которых значительно меньше прочности когезионных связей, образующихся при объемных взаимодействиях [5].

Для создания в зоне контакта температурного поля, при котором оба материала могут вступить в объемное взаимодействие, предлагаем технологический прием, заключающийся в изменении начальной температуры одного из свариваемых мате-

риалов на величину, компенсирующую различия в температурах перехода в вязкотекучее состояние и в скоростях прироста температуры. Принимая во внимание уравнение (1) и пренебрегая теплообменом между образцами, эту величину можно определить по формуле

$$\Delta T = \Delta T_{\text{BT}} + \frac{A_0^2}{2h^2} \int_0^t \left(\frac{E_1 \eta_1}{\rho_1 c_1} - \frac{E_2 \eta_2}{\rho_2 c_2} \right) dt,$$

где $\Delta T_{\rm BT}$ — разница температур перехода в вязкотекучее состояние свариваемых термопластов.

При $\Delta T_{\rm BT} > 50~^{\circ}{\rm C}$ этот прием не дает желаемого результата, так как из-за теплообмена между образцами невозможно создать в зоне контакта условия, при которых оба материала могут вступить в объемное взаимодействие. В этом случае рекомендуется использовать промежуточные полимерные прокладки из материалов с акустическими свойствами, близкими к свойствам основных материалов. Это позволяет разбить величину ΔT на две: ΔT_1 — величину, компенсирующую разность свойств первого материала и материала прокладки, и ΔT_2 — величину, компенсирующую разность свойств материала прокладки и второго (основного) материала. Процесс сварки регламентировали по осадке, равной 10 % от суммарной толщины свариваемых образцов.

Результаты экспериментов при сварке образцов из полистирола толщиной 6 мм и поливинилхлорида толщиной 3 мм показали, что большая осадка свидетельствует о продавливании наружной поверхности образца, находящегося под волноводом. В этом случае УЗК необходимо вводить со стороны первого материала — полистирола. Если под волноводом расположен образец из поливинилхлорида, то потери акустической энергии при передаче ее к границе раздела больше, соответственно время сварки необходимо увеличить на 30 %. Это приводит к продавливанию наружной поверхности образца на 15 % и повышению температуры, соответствующей отключению колебаний, до 200 °C вместо 120 °C. Поскольку температура перехода поливинилхлорида в вязкотекучее состояние равна 180 °C, увеличение времени выдержки образцов при такой температуре значительно усиливает термодеструкцию.

При расположении под волноводом 92 % образцов из полистирола имели прочность сварного соединения, равную 40 МПа. При расположении под волноводом образцов из поливинилхлорида только 18 % соединений имели прочность не менее 40 МПа. При этом не удалось получить соединения из-за термодеструкции для 32 % образцов из поливинилхлорида. Кроме того, повышение температуры и увеличение времени сварки отрицательно влияют на долговечность соединений.

Критерием получения качественного соединения разнородных пластмасс является соотношение вязкости расплавов в температурном интервале вязкотекучего состояния. У многих материалов эти состояния различны, что не позволяет соединить их ультразвуковой сваркой.

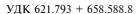
Чтобы устранить различие в показателях вязкости расплавов полимеров, в зону контакта вводили растворитель с более вязким расплавом. В этом случае при УЗС в контакте полимеров уменьшается межмолекулярное взаимодействие, что облегчает диффузию молекул. Такой способ позволяет сваривать трудно свариваемые разнородные полимерные материалы.

Выводы

- 1. Физико-механические свойства пластмасс имеют первостепенное значение как для механизма теплообразования при УЗС, так и для технологии этого процесса. Необходимо учитывать изменение физического состояния полимера в процессе сварки.
- 2. Особенность УЗС разнородных термопластичных материалов разный характер передачи акустической энергии к зоне контакта свариваемых образцов и неравномерность тепловыделения в разнородных свариваемых образцах. Эти различия в какой-то мере можно компенсировать, правильно определив очередность расположения свариваемых образцов под волноводом в зависимости от их геометрических параметров и акустических свойств материалов.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

- 1. **Волков С. С.** Сварка и склеивание полимерных материалов. М.: Химия, 2001. 376 с.
- 2. **Волков С. С., Черняк Б. Я.** Сварка пластмасс ультразвуком. М.: Химия, 1986. 254 с.
- 3. **Мозговой И. В.** Основы технологии ультразвуковой сварки полимеров: Учеб. пос. Красноярск: Изд-во Красноярского университета, 1991. 280 с.
- 4. **Гуль В. Е., Акутин М. С.** Основы переработки пластмасс. М.: Химия, 1985. 399 с.
- 5. **Сварка** полимерных материалов: Справочник / К. И. Зайцев, Л. Н. Мацюк, А. В. Богдашевский и др.; Под общ. ред. К. И. Зайцева, Л. Н. Мацюк. М.: Машиностроение, 1988. 312 с.
- 6. **Волков С. С., Прилуцкий М. А.** Влияние шероховатости свариваемых поверхностей на качество их соединения при ультразвуковой сварке разнородных пластмасс // Известия вузов. Машиностроение. 2016. № 2 (671). С. 53—58.
- 7. **Волков С. С., Шестель Л. А., Соколов В. А.** Технологические особенности ультразвуковой сварки многослойных пленочных материалов // Сварочное производство. 2011. № 1. С. 20—24.
- 8. Волков С. С. Влияние термопластичной прокладки на свариваемость при ультразвуковой сварке разнородных пластмасс // Сварка и диагностика. 2011. № 2. С. 25—29.



В. А. КОРОТКОВ, д-р техн. наук (Нижнетагильский филиал УрФУ), e-mail: vk@udgz.ru

Применение электроискровой обработки при ремонте механического оборудования

На конкретных примерах рассматривается эффективность применения электроискровой обработки при восстановительном ремонте оборудования, в частности, прессовых посадок, массивных валов, штампового инструмента, а также целесообразность ее сочетания с нанесением полимерных обмазок.

Ключевые слова: оборудование, электроискровая обработка, ремонт, восстановление.

On the certain examples the effectiveness of application of electro-spark machining at equipment restoration repair, in particular, press fits, heavy shafts, stamp tool, and also the practicability of its combination with application of polymer coatings, is considered.

Keywords: equipment, electro-spark machining, repair, restoration.

В 30-х годах ХХ века Б. Р. Лазаренко и Н. И. Лазаренко, занимавшиеся разработкой искрогасителей для высоковольтных прерывателей, обратили внимание на высокую эффективность разрушения металла электрической искрой, что привело их к мысли использовать искровые разряды для резки твердых электропроводных материалов. Однако при смене полярности тока искра не разрушает обрабатываемую поверхность, а переносит на нее мелкие порции электродного металла, создавая покрытие, способное восстанавливать износ до ≈0,3 мм. Быстрое охлаждение перенесенного с электрода расплавленного металла способствует упрочнению и приданию покрытию износостойкости. В 50-х годах XX века началось производство установок для электроискрового нанесения покрытий в СССР, Китае, Чехословакии [1]. Несмотря на то что электроискровую обработку (ЭИ) можно использовать для большого круга штампового и режущего инструмента, а также деталей машин, ее промышленное применение довольно ограничено.

Цель данной работы — исследование покрытий, наносимых ЭИ аппаратами, и результатов их промышленного применения. Это позволит расширить область применения ЭИ обработки и повысить эффективность ремонта механического оборудования.

Оборудование для ЭИ обработки и свойства покрытий

В СССР опытным заводом Института прикладной физики АН Молдавской ССР вплоть до 1995 г. выпускались установки ЭЛИТРОН. В 1997 г. на базе Института была создана фирма SCINTI¹ как научно-производственное предприятие, которое продолжило выпуск установок ЭЛИТРОН. После их модернизации с 1998 г. стали выпускать установки ALIER, для сборки которых использовали современную элементную базу, что позволило стабилизировать протекание искровых разрядов, уменьшить их зависимость от внешних факторов и получить более качественные покрытия.

Основными характеристиками ЭИ покрытий являются их толщина, твердость и шероховатость. Установлено, что с повышением мощности разряда увеличивается толщина покрытий, но ухудшается чистота их поверхности (увеличивается шероховатость). Вместе с тем шероховатость покрытий зависит от исходной шероховатости поверхности. В работе [2] показано, что при большой мощности разряда и высокой исходной шероховатости поверхности ($Ra = 3.8 \div 6.0 \text{ мкм}$) вершины микронеровностей оплавляются, и шероховатость улучшается до $Ra = 2.5 \div 3.0$ мкм. Если мощность разряда недостаточна для оплавления, то параметр шероховатости не изменяется. Исходная шероховатость $Ra \approx 2.7$ мкм в результате упрочнения поверхности ЭИ обработкой изменяется мало. Во всех случаях обкатка шариком (пластическое деформирование) увеличивает шероховатость до $Ra = 0.8 \div 1.2 \text{ MKM}.$

Твердость ЭИ покрытий зависит от материала электрода. Например, покрытие, наносимое электродом из высокоуглеродистой закаливаемой стали 85 на сталь 40Х, обеспечивает микротвердость покрытия ≈500 HV, тогда как при использовании не закаливающегося аустенитного электрода твердость достигает только 380 HV. Бронзовые покрытия (Бр. ОС10-10), нанесенные на бронзовую основу (твердость $\approx 90~HV$), имеют микротвердость $\approx 230~HV$ [3]. Бо́льшую микротвердость имеют покрытия, полученные при использовании электродов из спеченного твердого сплава T5K10 (≈980 HV), вольфрама и ферробора (≈750 HV) [4].

В зависимости от мощности разряда ЭИ обработка создает покрытия определенной толщины, что позволяет восстанавли-



¹ E-mail: scinti@arax.md; http://www.araxinfo.com/~scinti.

вать размеры с точностью до 10÷30 мкм. Это дает возможность отказаться от финишного шлифования и тем самым существенно сократить время и себестоимость ремонтно-восстановительных работ. При этом важно знать, как настройка аппаратов влияет на толщину получаемых покрытий (таблица). В экспериментах использовали электрод из спеченного твердого сплава ВК-6, обеспечивающий высокую твердость и износостойкость наносимых покрытий. Производительность ЭИ процесса по площади обработки в единицу времени сопоставима с ручной дуговой наплавкой, но в отличие от последней сразу получают необходимое качество поверхности, тогда как после наплавки деталь нуждается в механической обработке, что по трудоемкости сопоставимо с наплавкой.

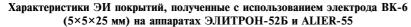
Высокая шероховатость ЭИ покрытий, формирующихся мелкопорционным переносом электродного металла, не позволяет применять их без финишного шлифования на поверхностях трение скольжения. Например, твердосплавное ЭИ покрытие (ВК-6) вала (сталь 45) при трении о колодку из антифрикционного сплава AO20-1 в условиях граничного трения приобретает высокую работоспособность лишь после получения шероховатости Ra = 0,2 мкм, т. е. при

значительном уменьшении его толщины. В этом случае работают только основа (сталь 45), получившая упрочнение в результате закалки от воздействия искровых разрядов, и редкие вкрапления твердого сплава [5]. Коэффициент трения бронзовых подшипников, восстановленных ЭИ методом, после финишной механической обработки уменьшается в 2 раза [3]. Из-за более низкой температуры плавления бронзы покрытие получается достаточно однородным, а в результате быстрой кристаллизации более твердым по сравнению с основой.

Рассмотрим примеры применения ЭИ технологий в производстве.

Восстановление прессовых посадок

Специфическая шероховатость ЭИ покрытий, малопригодная для поверхностей трения скольжения, в прессовых посадках играет положительную роль. Благодаря внедрению твердых микровыступов покрытия в сопрягаемую поверхность прочность посадок повышается. В коксохимическом производстве из-за быстрого изнашивания шеек образовался дефицит валов к насосам ХНЗ 80-32 для перекачки кислот. После упрочнения шеек ЭИ обработкой (40 шт.) годовой расход валов уменьшился в 4 раза.



Толщина по- крытия, мм	ЭЛИТРОН-52Б	ALIER-55		Ra,	Производи-
	Положение ручек настройки	Режим	$K_{\rm 2H}$	MKM	тельность, мм ² /с
0,01	1/2	_		2	1,2
0,02	1/5	_	_	3	1,3
0,05	1/9	1	0,2	4	2,7
0,10	2/8	2	0,3	5	5,4
0,15	3/5	3	0,4	6	8,1
0,20	3/9	4	0,5	7	10,8
0,25	_	5	0,6	8	13,8
0,30	_	6	0,7	9	15,9
0,35	_	7	0,8	10	18,0

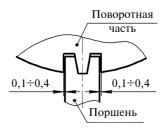


Рис. 1. Быстроизнашивающийся комплект патрона резьбонарезного станка

Правильные ролики машины для правки рельсов по мере изнашивания конусной посадочной поверхности валов смещаются в сторону большого диаметра на 1 мм за месяц. Когда на предприятии оставался пятимесячный запас валов, а новые валы должны были поступить лишь через 8 месяцев, чтобы не допустить трехмесячного простоя правильной машины, провели упрочнение посадочных поверхностей валов ЭИ методом. Упрочненные валы отработали 10 месяцев без смещения роликов, т. е. износостойкость поверхности вала в результате электроискрового легирования (ЭИЛ) увеличилась более чем в 10 раз.

У тягового электродвигателя ЭД-114 электровоза посадочное место под шестерню на валу менее чем через год выходило из строя с износом до 1,5 мм. Установка шпонки не увеличила срок службы, но привела к поломкам вала или шестерни. После ЭИ обработки вала прессовое соединение вал—шестерня отработало почти два срока без признаков износа [6].

Станок VSC-4DUO предназначен для нарезания резьбы в муфтах обсадных и насосно-компрессорных труб. В патрон станка комплектом с легким натягом устанавливаются поворотная часть и два поршня (рис. 1). При эксплуатации их контактные поверхности изнашиваются до 0,1÷0,4 мм. Износ резьб класса "премиум" допускается не более 0,1 мм, поэтому всегда высока потребность в новых комплектах

"поршень — поворотная часть". Для уменьшения расходов на их приобретение использовали восстановление изношенных комплектов ЭИ методом. Комплекты после износа покрытия восстанавливали до 8 раз. Средняя стойкость восстановленного комплекта по наблюдениям за работой 100 комплектов составляла 70 % от стойкости нового комплекта. При стоимости восстановления, равной 1 % стоимости нового комплекта, от восьмикратного восстановления по расчетам автора эффективность ЭИ составила:

$$(C_H 8 \cdot 0.7) - [C_H + (C_H 0.01 \cdot 8)] =$$

= 5.6C_H - 1.08C_H = 4.52C_H,

где $C_{\rm H}$ — стоимость нового комплекта.

Таким образом, на 1 руб. затрат эффективность ЭИ составила $4,52C_{\rm H}/0,01C_{\rm H}=452$ руб.

Восстановление тяжелых валов

Демонтаж и замена тяжелых валов в горно-металлургическом оборудовании связаны не только со значительными финансовыми затратами, но и с сокращением объемов производства из-за длительных простоев. ЭИ обработка позволяет восстанавливать шейки валов прямо на месте их эксплуатации, избегая длительных простоев и закупки новых валов.

При переходе на дробление материалов с получением более мелкой фракции стали быстро выходить из строя подшипниковые шейки (Ø220 мм) эксцентриковых валов щековых дробилок СМД-110. Валы с износом диаметра до 0,2 мм восстанавливали методом ЭИЛ, после чего их наработка увеличилась не менее чем в 2 раза. Также восстанавливали валы дробилок СМД-117, СМД-118, ЩДП-12×15, Д2Г 900×700, грохота фирмы "Сандвик", экскаватора ЭКГ-10, мельницы МШР 3,6×4,0, шейки (∅710 мм) бурового насоса УНБ-600 и др.

В 2006 г. методом ЭИ восстановили место под подшипник Ø950 мм [7] на валу шахтной подъемной машины ЦШ 4×4рп, то же сделали в 2015 г. на другой машине. В 2006 г. методом ЭИ восстановили места под подшипники на двух шейках вала машины ЦШ5×8. Все восстановленные места под подшипники сохранили работоспособность до настоящего времени.

Упрочнение прокатных валков и штампов

В работе [8] показано, что наплавка стальных валков проволокой ПП-25Х5ФМС с последующей ЭИ обработкой повышает их износостойкость по сравнению с валками из чугуна СШХН-45. Прокат чугунными валками составлял 1,2 тыс. т при обжатии 2 мм, а наплавленными ЭИ обработкой — 4,5 тыс. т при обжатии 3 мм. С учетом этого результата была выполнена ЭИ обработка среднего калибра обжимного валка из стали 15ХНМ. Наплавка приводила к поломке валка, что препятствовало его восстановлению. При этом наплавка других калибров не приводила к поломкам валка, но была не целесообразна из-за быстрого изнашивания среднего калибра, не подлежащего восстановлению. Чтобы уменьшить изнашивание среднего калибра и оправдать наплавку крайних калибров, средний калибр подвергли ЭИ обработке. На аппарате ЭЛИТРОН-17 производительностью 5 $\text{мм}^2/\text{с}$ получили твердосплавное покрытие, позволившее в 2 раза уменьшить износ и повысить качество проката.

Также была упрочнена одна половина наиболее изнашиваемого калибра "яблоко" на рельсопрокатном валке. Получили хороший результат. Однако из-за низкой производительности обработка не была внедрена в производство. Попытка повысить производительность в 10 раз за



Рис. 2. Нож для рубки арматуры с отколами по границе ЭИ покрытия

счет увеличения мощности разряда привела к резкому ухудшению чистоты поверхности калибров и появлению недопустимого отпечатка на прокате.

Использование ЭИ обработки позволило до 3 раз повысить стойкость пробивного инструмента из сталей У8А и У10А, твердость которых составляла $690 \div 720$ HV, а покрытия — 800÷1100 HV[9]. Если стойкость матриц вырубных штампов после ЭИ упрочнения торцевой поверхности увеличивается многократно, то пуансоны ведут себя неоднозначно. Например, при пробивке отверстий в рельсовых подкладках стойкость пуансонов уменьшается из-за отколов. Это же наблюдается и у ножей для рубки арматуры: отколы проходят по границе ЭИ покрытия (рис. 2).

Как отмечалось, из-за большой шероховатости покрытия, полученные ЭИ обработкой, не всегда обеспечивают повышение их долговечности при трении. Тем не менее для гравюр ковочных штампов, работающих при трении скольжения, были разработаны приемы, позволившие увеличить в 1,7-2 раза съем поковок (шарошки и лапы из стали 20ХНЗА) между переточками. Для этого на поверхности, испытывающие нормальное давление, наносили слой большей толщины, чем на поверхности скольжения, а места нагрева дополнительно обрабатывали хромовыми электродами [10].

Восстановление чугунных поверхностей

Для восстановления износа ЭИ методом чаще используют твердосплавные электроды ВК8 или Т5К10, которые одновременно упрочняют поверхности. Но на плохо свариваемом чугуне формирование твердосплавных ЭИ покрытий затруднено. Известна сварка чугуна медными электродами. По аналогии с ней медные электроды использовали и для ЭИ восстановления подшипниковых гнезд в чугунных редукторах. В целях экономии в качестве электродов использовали изношенные токоподводящие наконечники сварочных полуавтоматов. Таким же способом в 2000 г. восстановили износ гнезда Ø380×180 мм подшипника выходного вала чугунного редуктора (масса 30 т) привода агломерационной машины. Редуктор продолжают эксплуатировать. В 2006 г. на дробильной фабрике аналогично был восстановлен износ подшипникового гнезда выходного вала редуктора конвейера длиной 355 м, который продолжают эксплуатировать.

Восстановление ЭИ обработкой в сочетании с полимерной обмазкой

Известно, что в промышленности для восстановления износа используют полимерные мастики с наполнителями типа Анакрол 4001. При этом важна качественная предварительная очистка поверхностей, так как мастики удерживаются силами адгезии. Чугунные поверхности в силу своей пористости адсорбируют разные жидкие продукты, препятствующие надежному сцеплению с полимером. Однако ЭИ обработка повышает их адгезионную способность. Тепловое воздействие искровых разрядов способствует испарению загрязнений, а повышенная шерохова-

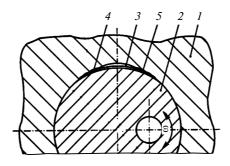


Рис. 3. Узел трения:

1 — корпус; 2 — вал-кулак ⊗950 мм; 3 — масляный карман; 4 и 5 — места износа корпуса



Рис. 4. Место износа отверстия в корпусе, восстановленное ЭИ обработкой

тость увеличивает площадь сцепления с полимерным покрытием.

В двух чугунных коробках скоростей технологического агрегата гнезда под подшипники имели износ 0,1÷0,7 мм. Отверстия с износом до 0,2 мм восстанавливали только методом ЭИЛ с использованием медного электрода. Отверстия с износом до 0,7 мм обработали методом ЭИЛ для улучшения сцепления с полимерной обмазкой РОХІРОЬ. Требуемую точность размеров обеспечили расточкой после отверждения полимерного покрытия.

В чугунном редукторе вращающейся обжиговой печи износ до 2,5 мм получили подшипниковые гнезда (Ø 250 × 150 мм, 2 шт.) вала, следующего за входным валом. Из-за значительного износа решили установить резьбовые шпильки М5, которые ввернули в изношенные поверхности нижней части редуктора в два ряда с шагом 50 мм. Концы шпилек выставили по обойме подшипника. Изношенные поверхности обра-

ботали ЭИ методом с использованием медного электрода и нанесли на них состав Анатерм-203. Через 10 мин в подготовленные места через кальку (для предупреждения схватывания с полимером) установили заготовку Ø250 мм, имитирующую вал редуктора, что обеспечило соосность гнезд. После 8 ч выдержки заготовку убрали, и операцию восстановления повторили на верхней части редуктора. Восстановленный редуктор продолжает работать с 2006 г.

Применение полимерной обмазки в сочетании с ЭИ обработкой оказалось эффективным и при восстановлении поверхностей трения скольжения. В 2001 г. после почти 10-летнего простоя "Уралвагонзавод" получил госзаказ, но возобновлению производства мешал выход из строя оборудования, в том числе радиально-ковочной машины, отработавшей уже более 25 лет. Износилась пара трения "корпус машины — вал-кулак", в которой вал-кулак совершает колебательные движения с амплитудой ≈40°. Вал-кулак (Ø950 мм) обернут бронзовой полосой, износ которой составил до 1,5 мм. Полосу при ремонте заменили новой, но износ получила и сопрягаемая поверхность размерами 200×300 мм отверстия в корпусе (сталь 30Г, твердость 170 НВ) в местах, прилегающих к масляному карману (рис. 3). Всего в корпусе машины было 16 мест, подлежащих восстановлению.

Износ корпуса превышал максимальную толщину ЭИ покрытия (0,3 мм). Кроме того, повторная обработка (проходы) не увеличивает толщину покрытия, благодаря чему удается точное восстановление размеров. Но в данном случае повторными проходами необходимо было увеличить толщину покрытия. Для этого первый слой наносили аустенитным электродом, который проковывали и зачищали до металлического блеска. Затем про-

цедуру повторяли до получения нужной толщины (рис. 4). Доводку до приемлемой шероховатости проводили шлифовальной бумагой. Твердость покрытия, измеренная ультразвуковым твердомером УЗИТ-3, составила 40÷45 *HRC*. После года работы обнаружили небольшие отколы покрытия. Эти места повторно восстановили ЭИ обработкой и затерли полимерным составом. Машина эксплуатируется без повторного восстановления.

Рассмотренные примеры показывают большие возможности применения ЭИ аппаратов типа АЛИЭР (ранее ЭЛИТРОН) и ЭИ обработки в условиях производства для получения покрытий толщиной до 0,3÷0,4 мм с целью восстановления и упрочнения изношенных поверхностей деталей с одновременным повышением их работоспособности. Твердость покрытий зависит от материала электрода: меньшую твердость дают низкоуглеродистые аустенитные электроды и электроды из цветных сплавов, большую — электроды из высокоуглеродистых сталей и твердых спеченных сплавов. Очевиден и экономический эффект применения ЭИ обработки при ремонте.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

- 1. **Лазаренко Б. Р., Лазаренко Н. И.** Электроискровая обработка токопроводящих материалов. М.: Изд-во АН СССР, 1958. 184 с.
- 2. **Коротков В. А., Трекин Г. Е., Кабанов Д. В.** Исследование электроискрового легирования // Физика и химия обработки материалов. 1995. № 6. С. 62—65.
- 3. **Восстановление** и упрочнение рабочих поверхностей соединения деталей нано структурированными покрытиями. / Ф. Х. Бурумкулов, С. А. Величко, В. И. Иванов и др. // Ремонт, восстановление, модернизация. 2008. № 3. С. 5—8.
- 4. **Иванов Г. П., Белянин В. А., Борисов В. В.** Влияние отпуска на твердость поверхностного слоя, упрочненного электроискровым способом // Металловедение и термическая обработка металлов. 1955. № 4. С. 48—51.

- 5. **Коротков В. А., Бурумку- лов Ф. Х., Лельчук Л. М.** Электро- искровое упрочнение поверхностей трения // Поверхность. 1997. № 2. С. 93—97.
- 6. **Коротков В. А., Зайцев С. П.** Восстановление и упрочнение деталей энергетического оборудования // Промышленная энергетика. 1999. № 4. С. 18-20.
- 7. **Восстановление** тяжелых валов методом электроискрового легирования / Э. Ж. Агафонов, В. А. Коротков, А. В. Шекуров, Э. В. Ячменев // Горный журнал. 2006. № 2. С. 59—61.
- 8. Бондарчук Н. А., Умеренков В. Н., Вальков М. Л. Улучшение технологических характеристик прокатных валков с помощью наплавки и электроискрового легирования // Современные способы наплавки и их применение. Киев: ИЭС им. Е. О. Патона, 1982. С. 118—120.
- 9. **Шемегон В. И., Шемегон Е. В.** Восстановление и упрочнение электроискровой наплавкой пробивных пунсонов // Сварочное производство. 2006. № 9. С. 32—36.
- 10. **Тимощенко В. А.** Повышение износостойкости штампов для горячей объемной штамповки // Вестник машиностроения, 1993. № 9. С. 37—39.

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 A4 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).



Проблемы теории и практики резания материалов

УДК 621.895

С. А. ЕГОРОВ, канд. техн. наук, М. С. ОБРОНОВ (ИВГПУ), e-mail: tmp@ivgpu.com

Влияние парообразных смазочно-охлаждающих технологических средств на износ режущего инструмента

Рассматривается способ подачи в зону резания смазочно-охлаждающих средств в парообразном состоянии с использованием парогенератора. Способ позволяет улучшить обрабатываемость металлов, уменьшить износ режущего инструмента, повысить качество обработанной поверхности.

Ключевые слова: детали, обработка, смазочно-охлаждающее средство, пар, размерный износ, нагревание.

The method of feed to a cutting zone of lubricant-coolant cutting fluids in steam state using steam generator is considered. The method allows to improve machinability of metals, reduce wear of a cutting tool and increase quality of a machined surface, is considered.

Keywords: parts, machining, lubricant-coolant cutting fluids, steam, dimensional wear, heating.

Одна из основных причин износа инструмента — его нагрев во время работы. Общее тепловыделение складывается из тепла, получаемого от заготовки $(Q_{\rm 3ar})$, инструмента $(Q_{\rm uh})$, стружки $(Q_{\rm crp})$ и окружающей среды $(Q_{\rm ok.cp})$ в результате деформации и трения. В работе [1] А. Н. Резников отметил сложное движение потоков тепла между всеми телами при резании и предложил формулу теплового баланса при механической обработке в следующем виде:

$$Q_{
m O ar D III} = Q + Q_{
m D O III} =$$
 $= Q_{
m I} + \sum_{i=1}^{i=m} Q_{i
m T p} + Q_{
m D O II},$

где Q — теплота, образующаяся в момент резания; $Q_{\mbox{\scriptsize доп}}$ — теплота,

передаваемая за счет теплообмена между заготовкой, стружкой, инструментом и окружающей средой; $Q_{\rm I}$ — теплота, эквивалентная работе деформации; $Q_{i{
m Tp}}$ — теплота, эквивалентная работе трения на каждом из $i{
m -}$ х участков, где i=1,...,m. Это трение стружки по передней поверхности резца и трение резца по заготовке.

Тогда общую теплоотдачу $Q_{
m obm}$ можно выразить формулой

$$Q_{
m oбiц} = Q_{
m 3ar} + Q_{
m инc} + Q_{
m crp}.$$

Рассмотрим каждое из слагаемых теплоотдачи.

Нагрев заготовки рассматриваем как положительное явление для обработки, которое способствует лучшей обрабатывае-

мости материала, а нагрев инструмента — как отрицательное, способствующее износу его режущей части.

Влияние температуры окружающей среды можно регулировать применением смазочно-охлаждающих технологических средств (СОТС), которые подают в область резания разными способами: поливом, распылением [2], в виде пара [3, 4] или микродозами [5, 6].

Температура стружки особенного влияния на обработку не оказывает, так как со стружкой отводится части тепла от пластической деформации. Следовательно, для повышения работоспособности режущей части инструмента основное внимание нужно уделить температуре нагрева, не снижая при этом значительно температуру нагрева заготовки, чтобы не уменьшить ее пластичность.

Способ полива имеет следующие недостатки: охлаждается не только инструмент, но и заготовка, что снижает ее пластичность и затрудняет стружкоотделение [7]; большой расход СОТС.

Недостатками масляных и синтетических СОЖ являются сравнительно низкие охлаждающие свойства и термическая стабильность, пожароопасность, повышенная испаряемость и высокая стоимость.

Распыление из-за токсичности СОТС применяют в основном на станках-автоматах с закрытой зоной резания.

Существуют и другие решения проблемы износа инструмента. Так, в работе [5] предлагается в

качестве компонентов СОТС применять углеродные нанотрубки, а в работе [6] приводятся результаты исследования по повышению охлаждающей способности ионизированного коронным разрядом воздушного потока, используемого в качестве СОТС (эксперимент проводили с использованием эффекта вихревых труб Ранка — Хилша). В работах [3, 4, 8] приводятся результаты применения парообразных СОТС на операциях резания металлов, а в работах [2, 8] кроме использования пара рассматриваются и другие способы повышения эффективно-

На сегодняшний день использование пара для уменьшения износа инструмента при обработке металлов, снижения теплового удара и расхода СОТС является одной из малоизученных и интересных тем.

сти СОТС.

Струя пара, подводимого от парогенератора в зону резания, представляет собой турбулентный поток двухфазной смеси: пара и взвешенных капель конденсата. Охлаждающий эффект СОТС не сводится к чисто конвективному теплопереносу, а включает в себя опосредованное охлаждение, обусловленное смазочным эффектом.

Известно, смазочное ЧТО действие СОТС осуществляется главным образом проникновением смазочного материала через межповерхностные капилляры на границу раздела стружки и режущей части инструмента. В этом случае через единичный капилляр, представляющий собой канал, при подаче парообразного СОТС исключается стадия жидкофазного заполнения капилляра, а осуществляется только стадия заполнения капилляра паром [9, 10].

Для реализации смазочного действия СОТС в условиях резания необходимо, чтобы время стадий процесса не превышало

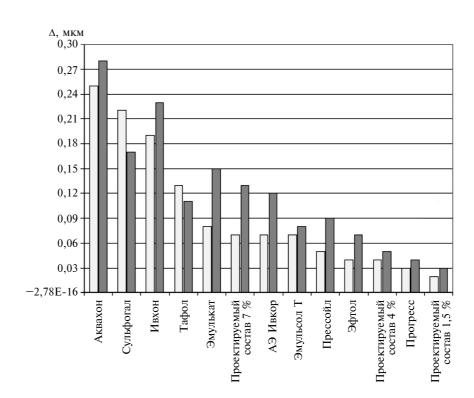


Рис. 1. Размерный износ ∆ инструмента при точении твердосплавным резцом с использованием разных СОТС при подаче пара (□) и поливом (■)

время существования капилляра, которое лимитируется скоростью схода стружки.

Таким образом, сравнение результатов [9, 11] парового смазывания и смазывания жидкостью с тем же химическим составом показало, что в первом случае обеспечивается резерв времени для формирования смазочных адсорбционных пленок на стенках капилляра.

Для проведения исследований сконструировали парогенератор на основании имеющегося патента на изобретение [12].

В качестве СОТС использовали промышленные водосмешиваемые эмульсии и полусинтетические жидкости при токарной обработке прутка из стали ХС9 длиной 200 мм и диаметром 50 мм на станке 16К20 по режиму: скорость резания 16 м/мин, глубина резания 4 мм, подача 2 мм/об. Размерный износ режущего инструмента определяли при использовании 5 %-го раствора СОТС, подаваемого как в виде пара, так

и поливом непосредственно в зону обработки.

Результаты наружного точения стальной заготовки приведены на рис. 1. Наибольший размерный износ наблюдается при подаче СОТС "Аквахон" поливом, так как его основа — гликолевый спирт, повышает охлаждение зоны, снижает нагрев поверхности и таким образом повышает ее твердость. Чем выше твердость поверхности, тем больше износ инструмента.

Масляные жидкости и водомасляные эмульсии меньше снижают нагрев поверхности при поливе, поэтому пластичность обрабатываемого материала выше и износ инструмента меньше. О повышении пластичности при подаче парообразного СОТС можно судить по стружкообразованию. Отмечается, что при обработке с парообразным СОТС коэффициент утолщения стружки уменьшается: 85 % испытанных средств показали более эффективное влияние на износ в паро-

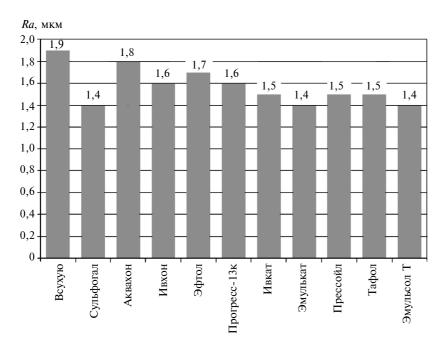


Рис. 2. Шероховатость $\it Ra$ поверхности заготовки после механической обработки с использованием разных СОТС

образном состоянии в отличие от такого же СОТС, подаваемого поливом.

После обработки измеряли шероховатость *Ra* поверхности (рис. 2). Результаты опытов показали, что применение парообразного СОТС позволяет уменьшить шероховатость на 7,5 % по сравнению с обработкой всухую. Измерения коэффициента утолщения стружки после обработки показали, что при использовании воды пластичность обрабатываемого материала снижается, а шероховатость поверхности увеличивается в 2,5 раза. Основными способами уменьшения нагрева инструмента при работе являются: повышение стойкости инструмента износостойкими покрытиями, уменьшение режимов обработки, применение СОТС.

Применение первого способа менее целесообразно, так как повышение стойкости удорожает инструмент и, как следствие, производство, а при применении второго способа снижается производительность. Таким образом, самым эффективным и результативным из перечисленных способов является применение СОТС.

Установлено также, что при охлаждении поливом на участках заготовки, на которых температура образца остается практически постоянной, образуется паровая оболочка, которая обволакивает зону охлаждения, затрудняя доступ к ней новой порции жидкости. При охлаждении паром такое явление не наблюдается и температура заготовки снижается более равномерно.

Таким образом, эффективность применения парообразных СОТС можно объяснить повышением смазочного действия вследствие усиления проникающей способности и исключения стадии жидкофазного проникновения. Парообразные СОТС по сравнению с жидкими СОТС обеспечивают более равномерное охлаждение, что благоприятно влияет на процессы шлифования и резания в целом. Применение парообразных СОТС повышает стойкость инструмента, значительно улучшает обрабатываемость материала при обработке всухую, уменьшая тем самым охлаждение заготовки и увеличивая срок эксплуатации инструмента.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

- 1. **Резников А. Н.** Теплофизика процессов механической обработки материалов. М.: Машиностроение, 1981. 279 с.
- 2. **Смазочно-охлаждающие** технологические средства для обработки металлов резанием: Справочник / Под ред. С. Г. Энтелиса, Э. М. Берлинера. Изд. 2-е, перераб. и доп. М.: Машиностроение, 1995. 496 с.
- 3. **Егоров С. А., Дорохов А. А.** Исследование работоспособности парогенератора для подачи СОТС // Обработка металлов. 2014. № 2. С. 56—61.
- 4. Пат. 2163862 Рос. Федерация: МПК B23Q 11/00. Автоматизированное устройство для подачи смазочно-охлаждающей жидкости в зону резания.
- 5. **Наумов А. Г., Раднюк В. С.** Применение углеродистых нанотрубок в качестве компонентов СОТС // Металлообработка. 2013. № 3. С. 20—24.
- 6. **Наумов А. Г., Курапов К. В.** Применение эффекта Ранка Хилша при лезвийном резании металлов // Металлообработка. 2010. № 5. С. 2—7.
- 7. **Макаров А. Д.** Оптимизация процессов резания. М.: Машиностроение, 1976. 278 с.
- 8. **Егоров С. А., Дементьева Н. А.** Разработка и исследование СОТС // Актуальные проблемы в машиностроении. 2014. № 1. С. 68—70.
- 9. **Годлевский В. А., Капустин А. С., Подгорков В. В.** Применение водяного пара в качестве СОТС при обработке металлов резанием // Вестник машиностроения. 1999. № 7. С. 35—38.
- 10. Годлевский В. А., Марков В. В. Повышение качества поверхности тканепроводящих элементов текстильного оборудования путем механической обработки в среде СОТС с активными присадками // Известия вузов. Технология текстильной промышленности. 2004. № 3. С. 87—92.
- 11. **Годлевский В. А., Марков В. В.** Устройство и методика экспрессоценки смазочного материала при обработке резанием // Известия вузов. Технология текстильной промышленности. 2004. № 4. С. 81—85.
- 12. **Патент 136136 Рос. Федера- щия:** МПК F24H 1/00. Устройство для получения горячей воды и пара.





УДК 629.33

С. С. ШАДРИН, А. М. ИВАНОВ, доктора технических наук, К. Е. КАРПУХИН, канд. техн. наук (Московский автомобильно-дорожный ГТУ), e-mail: shadrin@madi.ru

Радикальное повышение безопасности дорожного движения интегрированием автономных колесных транспортных средств в интеллектуальную транспортную среду

Анализируется восприятие транспортной среды водителем и системой автономного вождения. Для повышения безопасности дорожного движения предлагается использовать сетевые автономные колесные транспортные средства и систему предотвращения столкновений. Сформулирован перечень обязательных параметров V2X-коммуникаций, передаваемых бортовой системой автомобиля в интеллектуальную транспортную среду.

Ключевые слова: дорожное движение, безопасность, автономное транспортное средство, беспилотный автомобиль, интеллектуальная транспортная система, система предотвращения столкновений, V2X-коммуникации.

The perception of transport environment by a driver and by an autonomous driving system is being analyzed. For road traffic safety improvement it is suggested to use network autonomous wheeled transport vehicles and a collision prevention system. The list of obligatory parameters of V2X-communications, transferred by an on-board automobile system into an intelligent transport environment, is formulated.

Keywords: road traffic, safety, autonomous transport vehicle, driverless car, intelligent transport system, collision prevention system, V2X-communications.

Основными направлениями развития автотранспортных средств являются энергоэффективность, энергосбережение и безопасность.

Проблема повышения безопасности автомобилей заключается в том, что возможности улучшения конструкций и используемых алгоритмов управления автопроизводителями практически исчерпаны. Европейский анализ причин дорожно-транспортных происшествий (ДТП) с участием грузовых автомобилей (Франция, Германия, Италия, Венгрия, Нидерланды, Словения и Испания) показал, что причиной 85,2 % всех аварий является человеческий фактор [1]. Глава МВД заявлял, что в России более 80 % ДТП происходит по вине самих водителей [2]. Таким образом, дальше принципи-

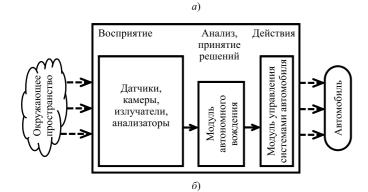
ально обезопасить человека можно только исключением его из непосредственного цикла управления автомобилем.

Технологии управления автономными колесными транспортными средствами активно разрабатывают: автопроизводители (Volvo, Volkswagen, Mercedes-Benz, General Motors), крупные инженерные центры (Google, Continental, Delphi, Siemens, Bosch), военные ведомства (DARPA [3]), университеты (Stanford University, Carnegie Mellon University, Technical University of Munich, University of Karlsruhe, Fraunhofer Institute, University of Minnesota, Universidad Politecnica de Madrid [4]) и др. [5—9]. Также активно пытаются преодолеть законодательные барьеры в части использования "автопилотов" на дорогах общего пользования.

Вместе с тем существует и другая тенденция, которая показывает, что современные автомобили и дорожная транспортная техника все меньше остаются одиночными транспортными средствами, все больше интегрируясь в интеллектуальную транспортную среду [10, 11], под которой понимается информационное пространство интеллектуальных транспортных систем (ИТС). Необходимо, чтобы рассматриваемый тренд распространился и на автономные колесные транспортные средства.

Авторы считают, что существенно повысить безопасность дорожного движения позволит только создание систем автономного вождения вместе с интеграцией транспортных средств в единое информационное пространство, в то время как внедрение исключительно активных систем помощи водителю — ADAS и "автопилотов", не обеспечит значимого заметного эффекта.

Очевидно то, что на сегодняшний день, пока еще не разработаны автомобили пятого уровня автоматизации SAE [12], лучше всех с задачей управления колесными транспортными средствами справляется человек. Поэтому воспользуемся подходами биомимикрии, заключающимися в подражании природе, при решении инженерных задач и



Обобщенные схемы процесса управления автомобилем водителем (а) и системой автономного вождения (б)

проанализируем управление автомобилем человеком-водителем. Обобщенная схема управления приведена на рисунке, а. Автомобиль по отношению к водителю является частью окружающего его пространства, поэтому приведенную схему можно считать замкнутой. При управлении автомобилем водитель выполняет функции восприятия, анализа и принятия решений.

Рассмотрим аналогичную схему управления автомобилем системой автономного вождения (рисунок, δ), в которой органы чувств человека выполняет техническая система восприятия: центральной нервной системы — модуль автономного вождения; моторику водителя — модуль управления системами автомобиля. Далее подробнее рассмотрим функцию восприятия при управлении автомобилем.

Водитель воспринимает окружающее пространство при управлении автомобилем в основном пятью чувствами: зрение, слух, обоняние, осязание и вестибулярный аппарат. Большинство этапов зрительного восприятия человека реализуется центральной нервной системой (бинокулярное и стереоскопическое зрение, распознавание цветов, образов и др.), но так как все они имеют неосознаваемый (рефлекторный) характер, мы их будем рассматривать условно — внутри функции "восприятия" (см. рисунок, а). Например, распознавание дорожных знаков реализуется зрением в функции "восприятия", а применение этой информации

реализуется уже центральной нервной системой в функции "анализ, принятие решений".

Так как в данной работе особый интерес представляет сравнение потенциальных возможностей человека-водителя и системы автономного вождения при управлении автомобилем, то сопоставили соответствующие способы восприятия ими окружающего пространства (таблица).

Отметим, что в общем случае одиночное автономное колесное транспортное средство будет оснащено системой технического восприятия, соответствующей пп. 1—5 таблицы, что позволит автомобилю двигаться по дорогам общего пользования в смешанном потоке (и автономно управляемых, и управляемых людьми автомобилей) в лучшем случае, как хорошо подготовленному, профессиональному водителю — человеку. Однако и профессиональные водители попадают в ДТП, чаще всего по вине других участников дорожного движения или неудовлетворительного состояния дорожного покрытия. Точно также и одиночное автономное колесное транспортное средство может попадать в ДТП: в смешанном потоке — преимущественно по вине других водителей; в полностью "автономном" потоке — преимущественно по причине неудовлетворительного состояния дорог, непредвиденных погодных условий, форс-мажорных обстоятельств. Таким образом, широкое распространение активных систем помощи водителю ADAS и "автопилотов" существенно не улучшит показатели безопасности дорожного движения, выраженные как количественно, так и в виде последствий ДТП.

Возможность связи с интеллектуальной транспортной средой, посредством которой реализуются V2X-коммуникации (V2P, V2V, V2I), является существенным преимуществом технического восприятия системы автономного вождения по сравнению с человеческим восприятием. Именно эта возможность и есть потенциал радикального повышения безопасности дорожного движения. Как воображаемую альтернативу с участием людей можно представить водителей, обладающих телепатическими способностями и в реальном времени получающих информацию о перемещениях всех участников дорожного движения, о техническом состоянии транспортных средств, о состоянии и характеристиках сцепления на пути следования и другую информацию. В таком случае можно было бы локализовать и изолировать любое аварийное транспортное средство или потенциально опасные маневры путем постоянного прогнозирования возможных траекторий всех участников дорожного движения. Конечно, максимальной безопасности дорожного движения можно достигнуть только при интеграции как можно большего числа



участников движения в интеллектуальную транспортную среду.

К основным задачам функции технического восприятия системы автономного вождения, реализуемым посредством связи с интеллектуальной транспортной средой, можно отнести:

передачу данных телеметрии, траектории, условий движения и прочих параметров (более подробно описывается далее) другим участникам движения и дорожным службам;

прием аналогичных данных от других участников движения и дорожных служб (элементов инфраструктуры) с целью: 1) избежать столкновения с другими участниками движения (повышение безопасности, глобальная система предотвращения столкновений); 2) скорректировать управляющие воздействия в автономном режиме вождения на основании данных о характеристиках сцепления и состоянии дорожного полотна по ходу следования (повышение безопасности); 3) реализовать эффективное использование дорог и транспортных средств (например, движение в "зеленом" коридоре или в составе автоколонны, оптимизировать расход топлива на маршруте и др.); 4) ретранслировать данные других участников движения и дорожных служб.

С технической точки зрения связь автономного колесного транспортного средства с интеллектуальной транспортной средой реализуется с помощью пиринговых динамических сетей (технологии DSRC, ITS-G5, V2X for 5G Solutions [13] и др.).

Отметим, что характеристики сцепления и состояния дорожного покрытия должны храниться и постоянно обновляться в подробной навигационной карте облачного сервиса. Соответственно, мониторинг состояния дороги будет осуществляться автоматически каждым проезжающим интеллектуальным ("сетевым") автомобилем, в том числе автономным, а также специализированными дорожными машинами. Рассмотренные мероприятия необходимы для достоверного прогнозирования траекторий транспортных средств — участников дорожного движения.

Считаем, что в рамках V2V и V2I-коммуникаций от автомобиля в динамическую сеть ИТС должны передаваться следующие данные:

- 1) географическое положение центра масс автомобиля (долгота, широта, абсолютное время, курсовой угол, эллиптическая высота, полученные с бортовой гибридной системы навигации) в текущий и прогнозируемый с интервалом 5 с (считаем оптимальным) моменты времени;
- 2) кинематические параметры движения [14] (приведенная скорость автомобиля, продольное и боковое ускорения, приведенная угловая скорость кузова автомобиля относительно вертикальной оси);
- 3) данные об управляющих воздействиях на автомобиль со стороны водителя или системы автономного вождения (положение педали газа, нажатие на педаль тормоза, угол поворота рулевого колеса, работа указателей поворота, включение аварийной сигнализации, статус системы управления, т. е. информация о том, управляет автомобилем водитель или система автономного вождения, или происходит передача управления);
- 4) параметры, характеризующие условия движения (температура окружающей среды, усредненный и уточненные типы поверхности под колесами [15], международный индекс IRI ровности дорож-

Позиция	Водитель (восприятие — органы чувств)	Система автономного вождения (системы восприятия)	Комментарии
1	Зрение	Техническое зрение: радар; лидар; ультразвуковые датчики; стереозрение; камеры отдельных зон	Преимущество технического зрения по сравнению с человеком то, что оно не ограничено распознаваемыми диапазонами и частотами излучения, углами зрения, числом одновременно отслеживаемых областей и объектов
2	Слух	Звуковой анализатор (микрофон)	Распознает специфические звуки: сирена, звуковой сигнал и др.
3	Обоняние	Газоанализатор	Распознает специфические запахи, например, гарь
4	Осязание	Датчики усилий и перемещений	Человек использует осязание для формирования управляющих воздействий и отслеживания реакций на органах управления автомобилем
5	Вестибулярный аппарат	Датчики ускорений и угловых скоростей	Человек использует вестибулярный аппарат для субъективной оценки свойств управляемости и устойчивости автомобиля и внесения поправок в процесс управления
6	_	Связь с интеллектуальной транспортной средой	Важное преимущество технической системы восприятия







ного полотна, работа системы головного освещения автомобиля, работа стеклоочистителей, индикатор срабатывания систем активной безопасности ABS, TC, ESP/DSC и др.);

5) идентификаторы автомобиля (категория транспортного средства, полная масса, габариты, колесная база и колея, идентификационный номер).

На основании проведенного анализа можно сделать следующие выводы.

Распространение активных систем помощи водителю ADAS и "автопилотов" существенно не улучшит показатели безопасного дорожного движения, выраженные количественно или в виде последствий ДТП, так как одиночное автономное колесное транспортное средство также может попасть в ДТП: в смешанном потоке — преимущественно по вине других водителей; в полностью "автономном" потоке — преимущественно по причине неудовлетворительного состояния дорог, непредвиденных погодных условий, форс-мажорных обстоятельств. Связь с интеллектуальной транспортной средой, посредством которой реализуются V2Xкоммуникации, является существенным преимуществом технического восприятия системы автономного вождения по сравнению с восприятием человека. Именно эта возможность является потенциалом радикального повышения безопасности дорожного движения, позволяющим локализовать и изолировать любое аварийное транспортное средство или потенциально опасные маневры постоянным прогнозированием траекторий всех участников дорожного движения.

Для реализации глобальной системы предотвращения столкновений автотранспортных средств необходимо, чтобы в интеллектуальной транспортной среде присутствовали актуальные данные о характеристиках сцепления колес с опорным покрытием на каждом участке дорожного полотна, а также информация о ровности дорог, представленная, например, в виде индексов IRI.

В части информационного обеспечения взаимодействия автотранспортных средств с интеллектуальной транспортной средой был предложен набор данных V2X коммуникаций, передаваемых от автомобилей в интеллектуальную транспортную среду.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

- 1. http://www.map.asmap.ru/1(83)_09/factor.htm
- 2. https://ru.wikipedia.org/wiki/Дорожно-транспортное происшествие
- 3. **The DARPA** Urban Challenge. Autonomous Vehicles in City Traffic / Martin Buehler, Karl Iagnemma, Sanjiv Singh [Eds.] // Springer. 2009. 651 p.
- 4. **Autonomous** vehicle for surveillance missions in off-road environment / J. Naranjo, M. Clavijo, F. Jimňnez, et al. // IEEE Intelligent Vehicles Symposium (IV). Gothenburg. 2016. P. 98—103.
- 5. **Tendency** of creation of "driverless" vehicles abroad / A. M. Saikin, S. V. Bakhmutov, A. S. Terenchenko, et al. // Biosciences biotechnology research Asia. V. 11 (Spl. Edn.). 2014. P. 241—246.
- 6. Özgüner Ü., Acarman T., Redmill K. Autonomous Ground Vehicles // Artech House. 2011. 289 p.
- 7. **Autonomous** Control Systems and Vehicles. Intelligent Unmanned Systems / Kenzo Nonami, Muljowidodo Kartidjo, Kwang-Joon Yoon, Agus Budiyono // Springer Japan. 2013. 306 p.
- 8. **Gonzalez R., Rodriguez F., Guzman J. L.** Autonomous Tracked Robots in Planar Off-Road Conditions. Modelling, Localization, and Motion Control // Springer. 2014. 122 p.
- 9. **Cheng H.** Autonomous Intelligent Vehicles. Theory, Algorithms, and Implementation // Springer. 2011. 163 p.
- 10. **Shadrin S. S., Ivanov A. M.** Technical Aspects of External Devices into Vehicles' Networks Integration // International Journal of Applied Engineering Research. 2016. V. 11. N. 10. P. 7003—7006.
- 11. **Prikhodko V. M., Ivanov A. M., Shadrin S. S.** The development of additional services using Vehicle-to-Person (V2P) interface // Life Science Journal. 2014. N. 11 (12s). P. 862—864.
- 12. **SAE J3016.** Taxonomy and Definitions for Terms Related to Driving Automation Systems for On-Road Motor Vehicles. SAE. 2016. 30 p.
- 13. **A V2X Design** for 5G Network Based on Requirements of Autonomous Driving / H. Ma, E. Zhang, S. Li, et al. // SAE Technical Paper 2016-01-1887. 2016. doi: 10.4271/2016-01-1887.
- 14. **Измерительный** комплекс для определения эффективности действия электронных систем контроля устойчивости автомобилей / С. Р. Кристальный, М. А. Топорков, В. А. Фомичев, Н. В. Попов // Автотранспортное предприятие. 2015. № 6. С. 37—41.
- 15. **Shadrin S. S., Ivanov A. M., Prikhodko V. M.** Experimental and calculated procedure for determining the adhesion properties of the vehicle pneumatic tires in use // Advances in Environmental Biology. 2014. V. 8 (13). P. 294—297.

ВНИМАНИЮ ПОДПИСЧИКОВ ЖУРНАЛА "ВЕСТНИК МАШИНОСТРОЕНИЯ"

Подписка на журнал принимается по каталогу:

"Пресса России" — индекс 27841



