



ВЕСТНИК машиностроения

ЕЖЕМЕСЯЧНЫЙ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ И ПРОИЗВОДСТВЕННЫЙ ЖУРНАЛ

3
2021

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) 269-51-98

Адрес редакции:

**107076, Москва,
Колодезный пер., д. 2а, стр. 2
Телефон: 8-(499) 661-38-80.
E-mail: vestmash@mashin.ru; vestmash@mail.ru
www.mashin.ru**

Журнал зарегистрирован 27 марта 2020 г. за ПИ № ФС 77-78172 в Федеральной службе по надзору в сфере связи, информационных технологий и массовых коммуникаций (РОСКОМНАДЗОР)
Учредитель: Е.А. Боголюбова

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

Главный редактор А.С. БОГОЛЮБОВ

**Заместитель главного редактора
Е.А. БОГОЛЮБОВА**

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), Кабалдин Ю.Г., д-р техн. наук, 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)

СОДЕРЖАНИЕ

CONTENTS

КОНСТРУИРОВАНИЕ, РАСЧЕТ, ИСПЫТАНИЯ И НАДЕЖНОСТЬ МАШИН

DESIGN, CALCULATION, TESTS AND RELIABILITY OF MACHINES

Косенок В. Б., Бальякин В. Б., Жильцов И. Н. — Совершенствование конструктивной схемы ДВС со встречными поршнями	3
Ямников А. С., Ямникова О. А., Матвеев И. А., Родионова Е. Н. — Снижение рисков по браку при сборке ступенчатого цилиндрического корпуса прямым контролем размера входа	7
Кочетков А. В., Трошин А. А., Захаров О. В. — Автоматизированный расчет профиля дисковой фрезы для изготовления винтовых канавок	11
Рябков А. П., Ерёмченко П. П. — Способ дистанционного контроля положения подвижной части эластичного соединительного узла	16
Кайгородов С. Ю. — Исследование влияния формы поперечного сечения гидродиода на его диодность	19
Ахмедов Д. А., Алибоев Б. А. — Выбор рациональных кинематических и геометрических параметров системы "рулевой привод — подвеска" модернизированной колесной машины	21
Леонов О. А., Шкаруба Н. Ж., Вергазова Ю. Г. — Расчет посадок с натягом при комбинированном нагружении	25
Ширзадов Ф. М., Садыхов А. И., Гасимова Л. А. — Повышение эффективного воздействия магнитного поля на сварочную ванну	29
Семеновичков В. С., Семеновичков М. В. — Электромеханический привод раздвижных дверей с аккумулятором механической энергии	33
Эрастова К. Г., Шиханова Н. В., Комаров Р. А., Ларюшкин П. А. — Исследование конструктивной рабочей зоны плоского лямбда-подобного механизма с учетом особых положений	36
Кудрявцев А. В., Куликов С. Н. — Моделирование самопроизвольного выпуска тормозных щитков легкого транспортного самолета при заходе на посадку	41
Юсупов А. К., Муселемов Х. М., Вишталов Р. И., Устарханов Т. О. — Методика расчета металлодеревянной подкрановой балки	44
Гаджиева С. М. — Исследование хромосилицированных покрытий на компактных порошковых сталях	47
Василенко В. Н., Шевцов А. А., Фролова Л. Н., Михайлова Н. А., Драган И. В. — Ресурсосберегающее оборудование для сушки дисперсных материалов в кипящем слое	50

Kosenok V. B., Balyakin V. B., Zhil'tsov I. N. — Improving the design of an internal combustion engine with counter pistons	3
Yamnikov A. S., Yamnikova O. A., Matveev I. A., Rodionova E. N. — Reducing the risks of rejects when assembling a stepped cylindrical body by direct control of the input size	7
Kochetkov A. V., Troshin A. A., Zakharov O. V. — Automated calculation of the profile of a disk cutter for the manufacture of helical grooves	11
Ryabkov A. P., Eremenko P. P. — Method of remote control of the position of the movable part of the elastic connecting unit	16
Kai'gorodov S. Yu. — Research of the effect of the cross-sectional shape of a hydrodiode on its diodity	19
Akhmedov D. A., Aliboev B. A. — Selection of rational kinematic and geometric parameters of the "steering drive — suspension" system of the modernized wheeled vehicle	21
Leonov O. A., Shkaruba N. Zh., Vergazova Yu. G. — Calculation of interference fits under combined loading	25
Shirzadov F. M., Sadykhov A. I., Gasimova L. A. — Increasing the effective affect of the magnetic field on the weld pool	29
Semenozhenkov V. S., Semenozhenkov M. V. — Electromechanical drive of sliding doors with mechanical energy accumulator	33
Erastova K. G., Shikhanova N. V., Komarov R. A., Laryushkin P. A. — Research of the structural working area of a flat lambda-shaped mechanism taking into account special positions	36
Kudryavtsev A. V., Kulikov S. N. — Modeling of self-induced deployment of brake flaps of a light transport aircraft during landing approach	41
Yusupov A. K., Muselemov Kh. M., Vishtalov R. I., Ustarkhanov T. O. — Methodology for calculating a metal-wooden crane girder	44
Gadzhieva S. M. — Research of chromosilicated coatings on compact powder steels	47
Vasilenko V. N., Shevtsov A. A., Frolova L. N., Mikhail'ova N. A., Dragan I. V. — Resource-saving equipment for drying of dispersed materials in a fluidized bed	50

Трибология — трение, изнашивание и смазка

Tribology — friction, wearing away and lubrication

Кохановский В. А., Поляков В. Н. — Опорный профиль трибосистем скольжения	53
Нигматуллин И. М., Нигматуллин Р. Г., Емаев И. И., Шустер Л. Ш. — Повышение триботехнических свойств окисленных смазочных материалов, модифицированных геонаполнителем	57

Kokhanovskiy V. A., Polyakov V. N. — Bearing profile of sliding tribological systems	53
Nigmatullin I. M., Nigmatullin R. G., Emaev I. I., Shuster L. Sh. — Improving the tribotechnical properties of oxidized lubricants modified with a geofiller	57

ТЕХНОЛОГИЯ МАШИНОСТРОЕНИЯ

MANUFACTURING ENGINEERING

Блохин М. А., Цыжипов Д. Ж., Грачёва Э. Ю. — Обеспечение отрицательной обратной связи в условиях рабочего движения полосовых пильных полотен	61
Воронцов А. Л. Исследование штамповки неравнополочных швеллеров. Ч. 3. Силловые параметры и формоизменение заготовки при выдавливании швеллеров. 1. Кинематическое и напряженное состояния заготовки	65
Рогов В. Е., Бохоева Л. А., Чермошентцева А. С. — Армированные композиты с тканевыми 3D-структурами	71
Трекин Г. Е., Коротков В. А. — Исследование разрушения стали 75ХМ при плазменной закалке	74

Blokhin M. A., Tsyzhipov D. Zh., Gracheva E. Yu. — Provision of negative feedback in the conditions of working movement of strip saw blades	61
Vorontsov A. L. — Research of stamping of unequal channel bars. Part 3. Force parameters and shape change of the billet when extruding channels. 1. Kinematic and stress states of the billet	65
Rogov V. E., Bokhоеva L. A., Chermoshentseva A. S. — Reinforced composites with 3D fabric structures	71
Trekin G. E., Korotkov V. A. — Research of the fracture of "75XM" steel during plasma hardening	74

Теория и практика резания материалов

Theory and practice of materials cutting

Курнос Н. Е., Тарнопольский А. В. — Совершенствование процессов подготовки и подачи в зону резания гетерогенных СОТС	77
--	----

Kurnosov N. E., Tarnopol'skiy A. V. — Improvement of the processes of preparation and supply of heterogeneous coolants to the cutting zone	77
--	----

ЭКОНОМИКА И ОРГАНИЗАЦИЯ ПРОИЗВОДСТВА

ECONOMY AND ORGANIZATION OF PRODUCTION

Никишечкин П. А., Ивашин С. С., Черненко В. Е., Мрыханов А. А., Долгов Н. В. — Система имитационного моделирования PlantTwin как инструмент верификации производственных планов и поддержки принятия решений для повышения эффективности производства	80
---	----

Nikishechkin P. A., Ivashin S. S., Chernenko V. E., Malykhanov A. A., Dolgov N. V. — PlantTwin simulation system as a tool for verifying production plans and supporting the decision-making to improve production effectiveness	80
--	----

ТЕХНИЧЕСКАЯ ИНФОРМАЦИЯ

TECHNICAL INFORMATION

Лагута В. С., Калиниченко С. В., Кузнецов В. Э. — Разработка концепции строительного робототехнического комплекса по укладке газобетонных блоков	86
--	----

Laguta V. S., Kalinichenko S. V., Kuznetsov V. E. — Development of the concept of a structural robotic complex for laying aerated concrete blocks	86
---	----

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

Сдано в набор 28.12.2020. Подписано в печать 18.02.2021.
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.

КОНСТРУИРОВАНИЕ, РАСЧЕТ, ИСПЫТАНИЯ И НАДЕЖНОСТЬ МАШИН

УДК 621.43

DOI: 10.36652/0042-4633-2021-3-3-6

Б. Б. КОСЕНОК, канд. техн. наук, В. Б. БАЛЯКИН, д-р техн. наук (Самарский национальный исследовательский университет им. акад. С. П. Королёва), И. Н. ЖИЛЬЦОВ, генеральный директор (ООО "Аэрокон", г. Ульяновск), e-mail: borkos@yandex.ru

Совершенствование конструктивной схемы ДВС со встречными поршнями

Предложена новая компоновка двухцилиндрового ДВС со встречными поршнями, повышающая его эффективность уменьшением углов давления. Исследована динамика предложенной компоновки двухвального кривошипно-ползунного ДВС, обеспечивающая максимальный вращающий момент при максимальном давлении газа в минимальном объеме камеры сгорания, что снижает нагрузку на конструкцию двигателя и его массогабаритные параметры. Исследование выполнено сравнением динамических характеристик разных двигателей с помощью векторных модульных моделей и программы КДАМ.

Ключевые слова: ДВС, кривошипно-шатунный механизм, индикаторная диаграмма, динамические характеристики, вращающий момент, вектор, контур, модель, модуль.

A new layout of a two-cylinder internal combustion engine with counter-pistons is proposed, which increases its efficiency by reducing the pressure angles. The dynamics of the proposed arrangement of a two-shaft crank-slider internal combustion engine, which provides maximum torque moment at maximum gas pressure in the minimum volume of the combustion chamber, is investigated, which reduces the load on the engine design and its weight and dimensional parameters. The research was carried out by comparing the dynamic characteristics of different engines using vector modular models and the KDAM program.

Keywords: internal combustion engine, crank mechanism, indicator diagram, dynamic characteristics, torque moment, vector, contour, model, module.

Развитие беспилотной и малой авиации требует повышения эффективности энергетических установок летательных аппаратов. Наиболее часто в качестве таких установок применяются двигатели внутреннего сгорания (ДВС). Массогабаритные характеристики летательных аппаратов малой и беспилотной авиации и необходимость длительного

пребывания их в полете повышают требования к удельной мощности, экономичности и габаритным размерам ДВС.

Известны различные пути повышения эффективности ДВС, такие, например, как оптимизация термодинамических процессов [1–3], улучшение характеристик охлаждения [4], эффективности топлива [5, 6], динамических, прочностных и вибрационных характеристик [7–9]. Все они ориентированы на улучшение отдельных характеристик двигателей кривошипно-ползунной схемы, которая обладает существенными недостатками, например большими механическими потерями.

Попытки создания оригинальных схем ДВС [10] не привели к их массовому применению. Усложнение конструкции двигателя требует больших усилий по совершенствованию его динамических и прочностных параметров.

Целью данного исследования, проводимого на протяжении нескольких лет, является анализ динамических характеристик различных схем, режимов работы и параметров ДВС с точки зрения кинематического и динамического совершенства с использованием векторного моделирования [11] и программного обеспечения КДАМ [12].

В результате проведенных к этому времени исследований наиболее перспективной была признана структурная схема двигателя со встречными поршнями, тем более, что ранее уже создавались подобные конструкции, например ДВС ОРОС (Opposed Piston Opposed Cylinder — "оппозитные поршни, оппозитные цилиндры") [13].

Ранее авторами были предложены кинематические схемы ДВС со встречными поршнями (рис. 1) [14, 15], которые позволяют увеличить мощность на 15 % по сравнению с ДВС классической схемы и снизить амплитуду уравнивающего момента на частотах вращения выше 3000 мин^{-1} . При этом двигатель будет иметь коэффициент механических потерь на 25 % меньше, чем у ДВС классической схемы.

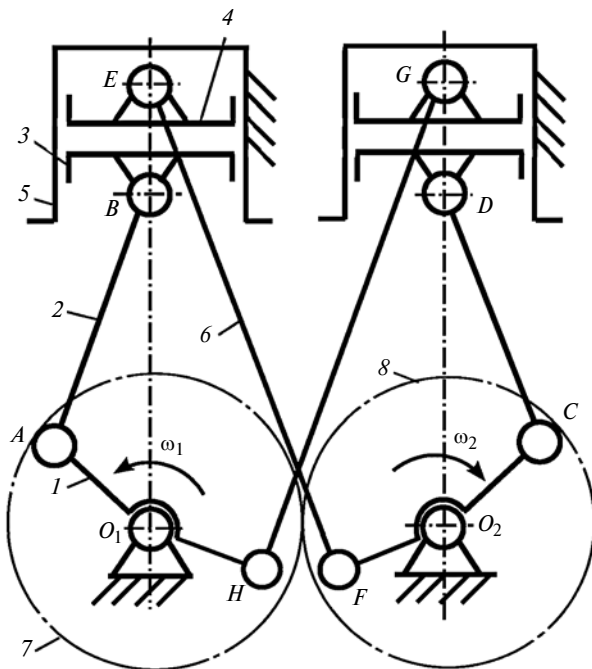


Рис. 1. Схема двухвального ДВС со встречными поршнями:
 1 — коленчатый вал; 2, 6 — шатуны; 3, 4 — поршни; 5 — цилиндр корпуса; 7, 8 — согласующие зубчатые колеса

Двигатель со встречным движением поршней предлагаемой схемы [15] имеет меньшие габаритные размеры, по сравнению с ДВС классической схемы, что в сочетании с меньшими расчетными нагрузками на основные элементы конструкции позволяет снизить массу двигателя и увеличить его мощность и ресурс.

В процессе анализа предлагаемой конструкции были выявлены недостатки.

Для внешних поршней углы давления получаются больше, чем у соизмеримого по габаритным размерам поршневой группы ДВС классической компоновки, что и приводит к увеличению массы двигателя примерно на 10 %. Поэтому при одинаковых по площади поршней силы трения также возрастают, следовательно, рассчитанный прирост мощности на практике будет меньше из-за дополнительного трения второго поршня.

Проблема увеличения сил трения может быть решена двумя путями:

1. Уменьшением угла давления, чего можно достичь:

а) изменением длин кривошипов для внешнего и внутреннего поршней в зависимости от угла развала цилиндров;

б) изменением угла развала цилиндров (угла наклона осей цилиндров) так, чтобы можно было получить приемлемые углы давления на фазах сжатия и (или) расширения.

2. Уменьшением диаметров поршней при сохранении рабочего объема, что влечет за собой увели-

чение длин кривошипов и увеличение габаритных размеров двигателя.

Далее рассматривается первый вариант как наиболее рациональный.

Было выявлено, что для одновальной или двухвальной схем (рядных и V-образных с положительным углом развала цилиндров) достичь приемлемых углов давления для предлагаемой схемы невозможно, поэтому авторами предложена двухвальная схема со скрещивающимися углами осей цилиндров O_1B , O_2G (рис. 2).

Все исследования проводились в программе КДАМ. Для этого была создана векторная модель предлагаемой схемы ДВС.

Была проведена оптимизация углов давления для углов между осями цилиндров от 0 до -120° .

Для сохранения постоянными объемов рабочей камеры и степени сжатия изменялись длины кривошипов и шатунов и углы между различными ветками кривошипов ($\angle AO_1H$ и $\angle CO_2F$) (см. рис. 2). Массы шатунов во всех численных экспериментах принимались одинаковыми.

Исследования проводились для пяти установившихся режимов работы двигателя с частотами вращения $2000 \div 7000 \text{ мин}^{-1}$.

В процессе исследования было выявлено, что углы давления зависят не только от углового положения осей цилиндров, но и от расстояния между осями коленчатых валов. Для дальнейшей оптимизации параметров был выбран угол скрещивания осей цилиндров -120° как наиболее рациональный. Далее все исследования проводились для данного угла.

В процессе исследования были получены моментные характеристики двигателя. Изменения приведенного момента $M_{\text{п}}$ и уравновешивающего момента M_y в рабочем цикле предлагаемой схемы ДВС показаны на рис. 3.

Кроме того, анализировались приведенные моменты инерции, мощность и механический КПД двигателя.

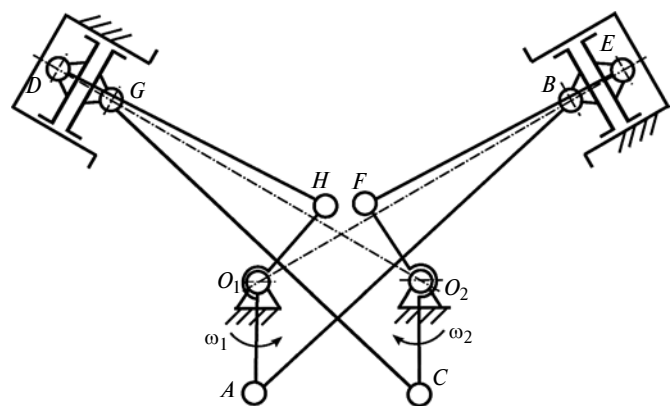


Рис. 2. Схема двухвального ДВС со встречными поршнями и скрещивающимися углами осей цилиндров

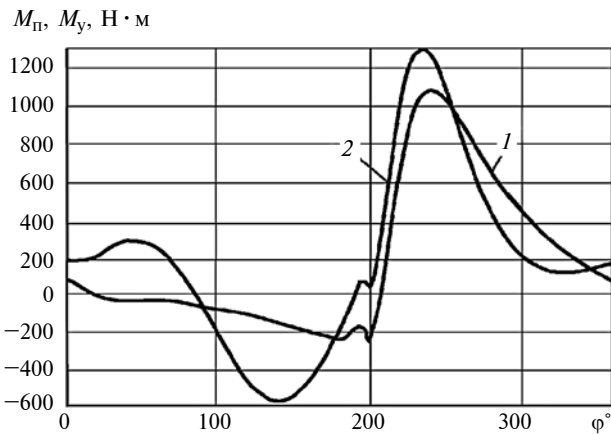


Рис. 3. Изменение приведенного момента M_p (1) и уравновешивающего момента M_y (2) при рабочем цикле предлагаемого ДВС в зависимости от угла φ поворота коленчатого вала

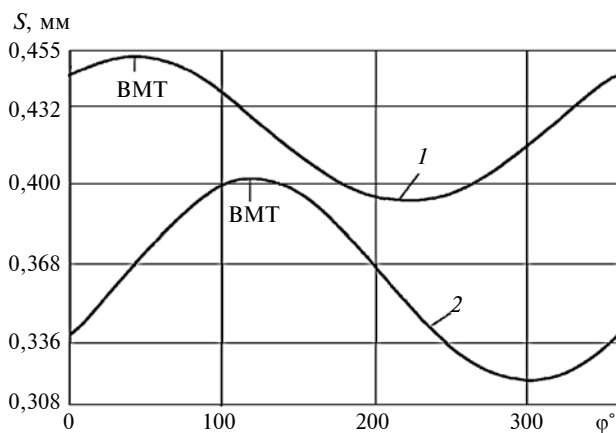


Рис. 4. Зависимости перемещения S внешнего (1) и внутреннего (2) поршней ДВС предлагаемой схемы от угла φ поворота коленчатого вала

На рис. 4 показаны зависимости 1 и 2 перемещения S поршней предлагаемой схемы ДВС от угла φ поворота коленчатого вала. Согласно зависимостям 1 и 2 минимальный объем рабочей камеры смещен по ходу движения относительно верхней мертвой точки (ВМТ), что влияет на увеличение крутящего момента.

На рис. 5 показаны зависимости изменения углов давления α_d для внутреннего и наружного шатунов в одном цилиндре от угла φ поворота коленчатого вала ДВС. Значения φ изменяются в пределах $6\div 9^\circ$, что меньше, чем при классической схеме ДВС с таким же соотношением длин шатуна и кривошипа.

На рис. 6 приведены зависимости приведенного момента инерции J_p для классического ДВС и предлагаемой схемы ДВС от угла φ поворота коленчатого вала.

На рис. 7 приведены зависимости КПД от частоты вращения ДВС для классического ДВС и ДВС предлагаемой схемы.

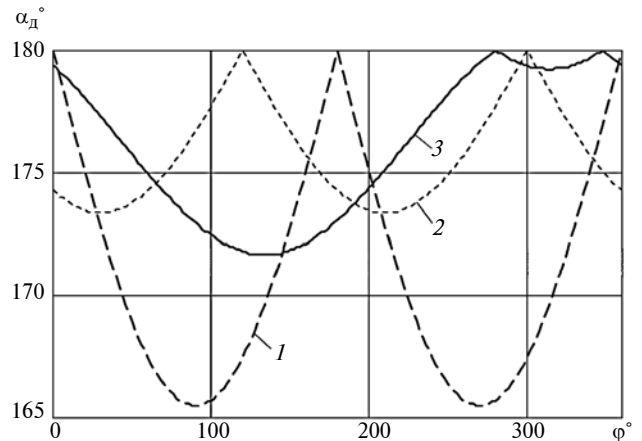


Рис. 5. Изменение углов давления α_d в одном цилиндре в зависимости от угла φ поворота коленчатого вала:

1 — для классического ДВС; 2 — для внутреннего шатуна ДВС предлагаемой схемы; 3 — для наружного шатуна ДВС предлагаемой схемы

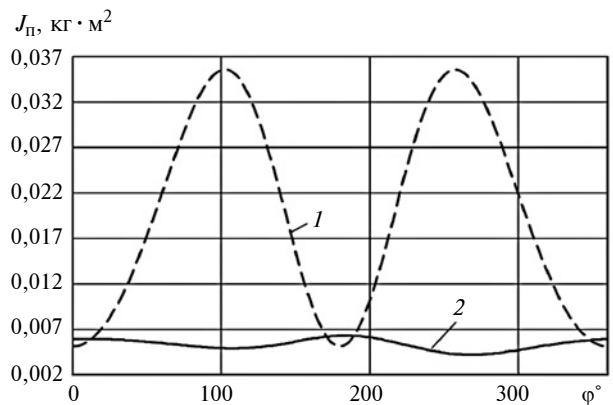


Рис. 6. Изменение приведенного момента инерции J_p в зависимости от угла φ поворота коленчатого вала:

1 — для классического ДВС; 2 — для ДВС предлагаемой схемы

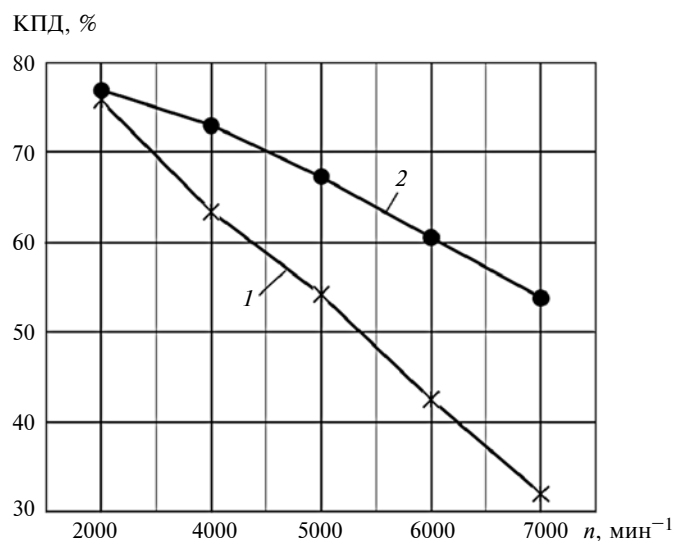


Рис. 7. Зависимости КПД от частоты n вращения коленчатого вала классического ДВС (1) и ДВС предлагаемой схемы (2)

Заключение

Проведенный анализ динамики ДВС со встречным движением поршней позволяет спроектировать более высокоскоростной, экономичный и мощный двигатель с менее нагруженной конструкцией, чем двухвальный ДВС на основе классической схемы.

Расширяясь, газы в цилиндре давят сразу на два поршня, и это усилие передается на два вала, повышая эффективность ДВС в сравнении с классической схемой. Участок активной фазы горения совпадает с участком минимальной высоты рабочей камеры и по сравнению с классическим двигателем изменяется более медленно. Горение топлива в медленнее расширяющемся объеме приводит к увеличению крутящего момента на 20÷30 % и более медленному падению КПД с увеличением частоты вращения n двигателя. Так, у предлагаемого двигателя по сравнению с классическим ДВС того же рабочего объема при $n = 7000 \text{ мин}^{-1}$ КПД больше на 20 %.

При применении схемы со скрещивающимися осями цилиндров удалось получить меньшие углы давления по сравнению с классической схемой ДВС. При новой конфигурации ДВС для того, чтобы обеспечить заданный рабочий объем, каждому из поршней за один ход требуется пройти вдвое меньшее расстояние. Это означает меньшую скорость движения при фиксированной частоте вращения и, следовательно, снижение износа и момента инерции. Уменьшение момента инерции снижает вибрацию двигателя.

Предлагаемая схема ДВС позволяет получить кинематическую проворачиваемость коленчатого вала из любого положения, в то время как для классического двигателя при остановке необходимо выставлять коленчатый вал в положение после ВМТ, чтобы было обеспечено его движение при запуске в нужном направлении.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Yue C., Han D., Pu W.** Analysis of the integrated characteristics of the CPS (combined power system) of a bottoming organic // Rankine cycle and a diesel engine. *Energy*. 72. 2014. P. 739—751.

2. **Jelić M., Ninić N.** Analysis of internal combustion engine thermodynamic using the second law of thermodynamics // *Strojtarstvo*. 50 (2). 2008. P. 85—94.

3. **Qiao A.-P., Li Y.-Q., Gao F.** Improving the theoretical cycles of four-stroke internal combustion engines and their simulation calculations // *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*. 220 (2). 2006. P. 219—227.

4. **Dobrolubov I. P., Savchenko O. F., Olshevsky S. N.** Principles to design a computer dynamic model of autotractor ICE // *Bulletin of the Novosibirsk State Agrarian University*. Novosibirsk: 2014. V. 2. № 31. P. 141—146 (in Russian).

5. **Theory and methods of designing machines with reduced vibroloading** / A. V. Vasilyev, A. I. Gleyzer, V. N. Dmitriyev, S. G. Prasolov // *Bulletin SSAU*. Samara: 2009. № 4 (20). P. 95—109 (in Russian).

6. **Daw C.** A simple model for cyclic variations in a spark-ignition engine // *SAE Technical Paper Series: Paper No. 962086*, 1996.

7. **Falcone P.** Torque generation model for Diesel Engine // 42nd IEEE Conference on Decision and Control 2003, Hawaii, USA, December 2003.

8. **Guzzella L., Onder C.** Introduction to Modeling and Control of Internal, Combustion Engine Systems // Berlin; Heidelberg: Springer-Verlag, 2010. 354 p.

9. **Grabovskiy A. A.** Progressive thermodynamic cycle of internal combustion engine based on crank a rod the mechanism with dual kinematic communications. *Bulletin SSAU*. № 3 (27). Samara: 2011. P. 7582 (in Russian).

10. **Pat. 2,988,008. US.** Rotary Piston Machines.

11. **Семенов Б. П., Косенок Б. Б.** Методы и средства динамического синтеза механизмов авиационных энергоустановок. Самара: Самарский научный центр РАН, 2010. 281 с.

12. **Косенок Б. Б., Тукмаков В. П.** Программа КДАМ (Кинематический и динамический анализ механизмов). Свидетельство об официальной регистрации программ для ЭВМ № 2010616342.

13. **Peter Hofbauer et al.** Internal combustion engine. United States Patent 20060124084. Int. Cl, 2006.

14. **Kosenok B. B., Balyakin V. B.** Study of the Dynamic Characteristics of a Two-Cylinder Internal Combustion Engine Using Vector Models // *Procedia Engineering*. 2015. P. 183—191.

15. **Kosenok B. B., Balyakin V. B.** Crank—rod mechanism for an internal combustion engine // *Russian Engineering Research*. 2017. V. 37. № 1. P. 19—22.

А. С. ЯМНИКОВ, д-р техн. наук (Тульский государственный университет),
О. А. ЯМНИКОВА, д-р техн. наук, И. А. МАТВЕЕВ
(АО НПО СПЛАВ им. Ганичева А. Н., г. Тула), Е. Н. РОДИОНОВА
(Тульский государственный университет), e-mail: Yamnikovas@mail.ru

Снижение рисков по браку при сборке ступенчатого цилиндрического корпуса прямым контролем размера входа

Рассмотрен косвенный контроль ступенчатого сборного цилиндрического корпуса по размеру входа в искривленную трубу совместной проверкой радиального биения среднего сечения корпуса и предельного калибра диаметральных размеров центрирующих утолщений корпуса. Показано, что достигнуть заданной точности детали полной взаимозаменяемостью невозможно, и вероятностный метод не исключает ошибок при выявлении брака. Предложен прямой контроль размера входа ступенчатого цилиндрического корпуса его установкой крайними центрирующими утолщениями в роликовые призмы с прямыми углами и проверкой размера, перпендикулярного к грани призмы.

Ключевые слова: ступенчатый сборный цилиндрический корпус, погрешность, размер, форма, базирование, резьбовое соединение, прилегающие цилиндры, контуры.

An indirect control of a stepped assembled cylindrical body by the input size to a curved pipe by combined verification of the radial runout of the middle section of the body and the limiting gauge of the diametrical dimensions of the centering thickenings of the body is considered. It is shown that it is impossible to achieve the specified accuracy of a part by complete interchangeability, and the probabilistic method does not exclude errors in identifying defects. A direct control of the input size of a stepped cylindrical body is proposed by installing it with extreme centering nubs into roller prisms with right angles and checking the size perpendicular to the face of the prism.

Keywords: stepped assembled cylindrical body, error, size, shape, basing, threaded joint, adjacent cylinders, contours.

В машиностроении часто решают задачи взаимозаменяемости изделий. Особенно важно обеспечить взаимозаменяемость при объединении снарядов артиллерийских систем со стволами орудий. В соответствии с принятой системой стандартов для свободного сопряжения двух цилиндров требуется выполнение условия, при котором диаметр прилегающего цилиндра охватываемого изделия (вала) должен быть меньше диаметра прилегающего цилиндра охватывающего изделия (отверстия).

Согласно ГОСТ 31254—2004 и ГОСТ 24642—81 в качестве обобщенных границ, охватываемых и охватывающих реальных элементов, принимаются прилегающие

поверхности и профили элементов [1, 2].

От прилегающих поверхностей и профилей проводится отсчет отклонений формы поверхностей по направлению в тело детали. В связи с этим условие вхождения простых геометрических тел, имеющих значительную протяженность (отношение длины к диаметру $L/D > 10$) и отклонения геометрической формы в виде изгибов продольной оси, записывают в виде:

$$Z_{\min} = A_0 - b_0 > 0, \quad (1)$$

где Z_{\min} — минимально допустимый зазор между прилегающими поверхностями сопрягаемых деталей; A_0 и b_0 — соответственно охватывающие и охватываемые

размеры прилегающих цилиндров реальных тел.

На практике прилегающие цилиндры внутренних поверхностей реальных труб и наружных поверхностей протяженных изделий, собираемых из блоков, называются цилиндрами нулевой кривизны, а размеры A_0 и b_0 — диаметрами цилиндров нулевой кривизны.

Однако не для всех конструкций валов входимость можно оценить с помощью диаметров цилиндров нулевой кривизны по формуле (1). Рассмотрим конструкцию сборного корпуса ракетного двигателя (КРД) реактивного снаряда системы ГРАД — 9М22У [3], снятого с производства (рис. 1).

КРД свинчен из двух труб: головной и хвостовой, имеющих крайние направляющие центрирующие утолщения (ЦУ) диаметром $d_1 = d_2 = 122_{-0,26}$ мм. Этими ЦУ корпус ракетного двигателя базируется в пусковой трубе диаметром $D_{lt \min} = 122,4$ мм при допускаемой кривизне $TEF_{pt} = 0,5$ мм. Цилиндр нулевой кривизны пусковой трубы (ПТ), в которую должен войти рассматриваемый КРД, имеет диаметр

$$A_0 = D_{lt \min} - EF_{pt}. \quad (2)$$

Подставляя частные значения в формулу (2), получим $A_0 = 121,9$ мм.

Рассмотрев идеальный случай, когда кривизна оси корпуса ракетного двигателя равна нулю, а диаметры ЦУ максимальны, получили диаметр цилиндра нулевой кривизны КРД

$$b_0 = d_1 = d_2 = 122 \text{ мм.}$$

Подставив полученные значения A_0 и b_0 в уравнение (1), получили $Z_{\min} < 0$, т. е. входимость не обеспечена, что является неверным выводом.

Для устранения кажущегося парадокса диаметр среднего ЦУ уменьшен относительно диаметров крайних ЦУ и составляет

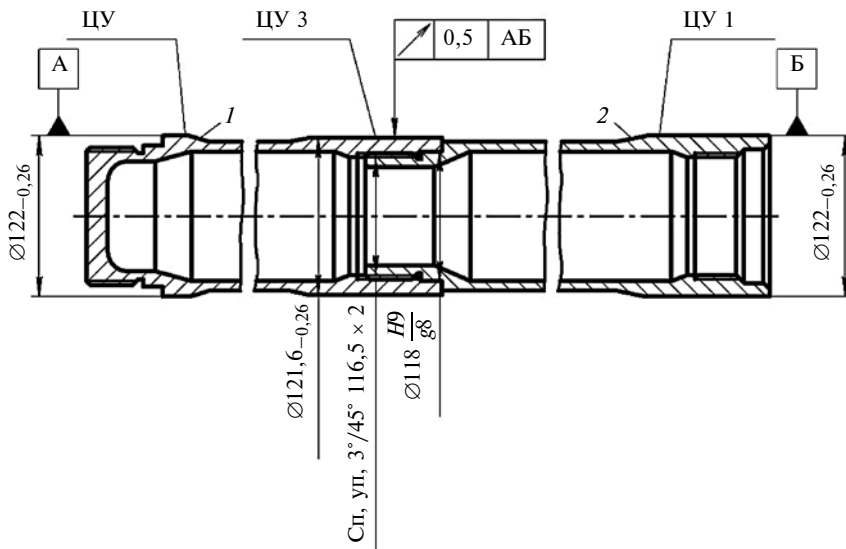


Рис. 1. Сборный корпус ракетного двигателя с резьбовым соединением труб 1 и 2

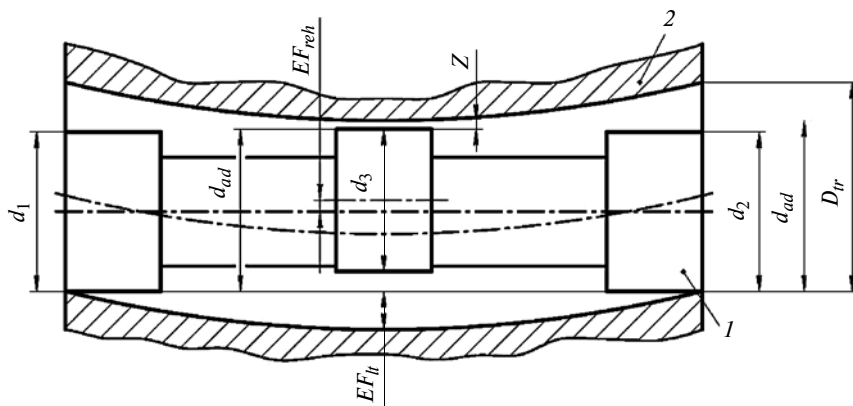


Рис. 2. Схема положения сборного корпуса 1 ракетного двигателя в пусковой трубе 2

$d_3 = 121,6_{-0,26}$ мм. Такое уменьшение диаметра среднего ЦУ показывает необходимость рассмотрения входимости не прилегающих цилиндров, а прилегающего контура КРД и прилегающего цилиндра трубы (рис. 2).

Из рис. 2 видно, что условие вхождения в трубу для ступенчатых КРД следует задавать в виде:

$$\begin{cases} d_1 < D_{pt \min} > d_2; \\ 0,25(d_1 + d_2) + 0,5d_3 + EF_{reh} + (3) \\ + EF_{ovreh\Sigma} = d_{0d} \leq D_{0d} = A_0, \end{cases}$$

где d_{0d} — размер вхождения ступенчатого КРД; EF_{reh} — кривизна оси КРД; $EF_{ovreh\Sigma}$ — сумма проекций овальностей ЦУ КРД на вектор EF_{reh} .

Для нашего примера, когда $EF_{ovreh\Sigma} = 0$, получено значение

$$d_{0d} = 0,25(d_1 + d_2) + 0,5d_3 = 121,8 \text{ мм},$$

т. е. рассматриваемое изделие входит в трубу и может даже иметь кривизну оси $EF_{reh} = A_0 - b_0 = 0,1$ мм.

Однако в технических требованиях на КРД допустимым указано удвоенное радиальное биение среднего ЦУ при базировании крайних ЦУ в призмах с углом 90° : $T2EF_{reh} = 0,5$ мм, т. е. допускается кривизна оси КРД $EF_{reh} = 0,25$ мм. Диаметры ЦУ проверяют предельными калибрами, при этом допускается не вхождение проходной скобы на участке до 1/3 от полной окружности вследствие наличия допус-

каемой овальности 0,3 мм сверх допуска на среднее значение диаметра. При подстановке максимальных значений диаметров ЦУ и $2EF_{reh} = T2EF_{reh} = 0,5$ мм получаем значение $d_{0reh} = 122,3$ мм, что больше диаметра цилиндра нулевой кривизны пусковой трубы $A_0 = 121,9$ мм. Это означает, что условие собираемости по методу полной взаимозаменяемости не выполняется даже при неучете овальностей $EF_{ovreh\Sigma}$ центрирующих утолщений.

Еще одним параметром, регламентируемым в технических условиях, является отклонение формы резьбовых и смежных поверхностей в виде некруглости [4–9], в частности овальность, которая для тонкостенных деталей с толщиной стенки от 1,5 до 3 мм весьма значительна (в 1,2–1,5 раза больше допуска на диаметральный размер). Однако при сборке тонкостенных колец и труб отклонения формы несколько выправляются. Поэтому нормируют средний диаметр гладкой цилиндрической поверхности и допускают овальность труб, большую допуска среднего диаметра. Например, для утолщения диаметром 121,6 мм на трубе 2 (см. рис. 1) допуск на размер составляет $T_d = 0,26$ мм, а допуск формы (овальности) $TEF_{ovreh} = 0,3$ мм.

Авторы исследовали механизм формирования выходных характеристик сборных корпусов с учетом параметров труб, изготавливаемых по классической технологии [4, 10–14]. Было установлено, что поля рассеяния всех выходных параметров качества превышают существующие допуски: радиальное биение собранного корпуса — в 1,3 раза; овальность среднего центрирующего утолщения (ЦУ 3) — в 2,15 раза. При этом в сборку включали только трубы, проверенные ОТК завода с помощью принятых на производстве измерительных устройств и предельных калибров.

Измерения фактических погрешностей изготовления базовых

поверхностей труб показали, что поля их рассеяния превышают поля их допусков: биение привалочных торцов труб — в 1,5 раза; овальность резьб — в 1,33 раза, овальность поясков — в 1,62 раза. Кроме того, радиальное биение поясков относительно осей резьб было превышено в 2,46 раза; торцевое биение комплексных резьбовых калибров — в 2,58 раза; овальность наружных поверхностей ЦУ — в 1,848 раза. Таким образом, оказалось, что технологический процесс изготовления сборных КРД при использовании исходных заготовок из листового проката не обеспечивает необходимую надежность и создает предпосылки для возможности появления бракованных КРД [10, 11].

Дополнительно на погрешность относительного положения собираемых труб влияет неопределенность базирования, вызванная наличием избыточных связей в резьбовом полузамке, включающем центрирующие пояски, упорную резьбу с зазором по всем диаметрам и перекосы базовых торцов относительно осей труб [15]. В работе [15] показано, что вместо необходимых шести базировочных точек в резьбовом полузамке потенциально наблюдаются 11 точек:

- торцы труб или близкая к плоской рабочая винтовая поверхность упорной резьбы стремятся исполнять функции установочной базы (3 + 3) — 6 базовых точек;

- центрирующий поясок или средний диаметр резьбы стремятся исполнять функции двойной опорной базы (2 + 2) — 4 базовые точки;

- наконец, ограничение ввинчивания резьбы упором торцов друг в друга фиксирует соединения, исполняя функции опорной базы — 1 базовая точка.

Очевидно, что в свинченном состоянии труб условный контакт без учета стыковых деформаций [4] выполнен по 6 условным точкам, необходимым для ори-

ентации труб относительно друг друга, однако неизвестно по каким именно.

Показано, что упорная резьба обладает самотормозящими свойствами, позволяющими зафиксировать положение, достигнутое в конце свинчивания. Это свойство используют при повторной сборке (переборке) забракованных по удвоенному радиальному биению $2EF_{reh}$ ЦУ 3 (см. рис. 1) КРД, превышающему допуск $T2EF_{reh}$. Обычно после переборки находят такой комплект труб, который в сборке дает удовлетворительную точность, хотя это и увеличивает трудоемкость.

Таким образом, можно заключить, что в принятом способе контроля есть существенный недостаток — способ не позволяет гарантировать входимость, так как не дает возможности оценить нижнее условие системы уравнений (3).

В действующем производстве используют, как правило, роли-

ковые призмы, которые облегчают процесс контроля и не повреждают поверхности контролируемого изделия, так как в этом случае отсутствует скольжение поверхностей изделия относительно призм. Диаметр роликов подбирается таким образом, чтобы они имитировали девяностоградусную призму, чтобы проседание осей базовых поверхностей было минимальным [16].

Этот недостаток легко устранить при непосредственном контроле размера вхождения КРД (см. рис. 3, Б—Б) в предложенном авторами статьи изобретении [17, 18]. При контроле радиального биения корпус РД устанавливается в двух призмах по ЦУ, а по среднему утолщению определяют радиальное биение [18] (см. рис. 3, А—А, В—В).

Повышают достоверность способа контроля тем, что измерительное устройство устанавливают в плоскости, перпендику-

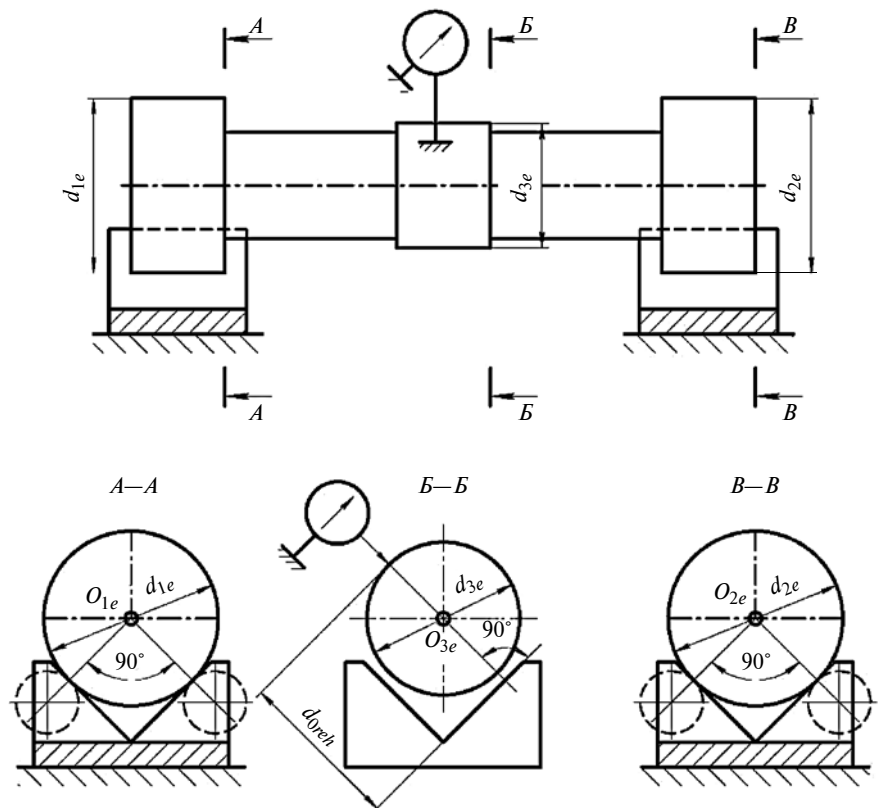


Рис. 3. Схема способа контроля размера вхождения:

А—А и В—В — базирование корпуса крайними ЦУ в роликах, имитирующих девяностоградусные призмы; Б—Б — настройка по эталону: d_{1e} , d_{2e} , d_{3e} — диаметры ЦУ эталона, O_{1e} , O_{2e} , O_{3e} — центры сечений ЦУ эталона

лярной к одной из граней призмы (см. рис. 3, А—А, Б—Б). Перед контролем измерительное устройство настраивали по специальному эталону касанием его наконечника среднего ЦУ эталона. Размеры эталона выполнены идентично номинальной конфигурации КРД, причем все утолщения были отшлифованы за одну установку при базировании по центровым отверстиям и имели следующие диаметры: $d_{1e} = 121,995$ мм; $d_{2e} = 121,998$ мм; $d_{3e} = 121,760$ мм. При этом размер $d_{0reh\ ref} = 121,903$ мм при допустимой величине $d_{0reh} = 121,9$ мм.

В этом случае измеряется фактическое значение диаметра d_{0reh} прилегающего цилиндра корпуса:

$$d_{0reh} = 0,25(d_1 + d_2 + EF_{ovreh1}\cos\varphi_1 + EF_{ovreh2}\cos\varphi_2) + 0,5(d_3 + EF_{ovreh3}\cos\varphi_3) + EF_{ovreh\Sigma},$$

где $EF_{ovreh\ 1,2,3}$ — значения овальности соответственно ЦУ1, ЦУ2, ЦУ3; $\varphi_{1,2,3}$ — фазы углов максимальных диаметров овальных сечений ЦУ относительно фазы максимального радиального биения ЦУ3 соответственно.

Если измеренное значение диаметра d_{0reh} прилегающего цилиндра корпуса отвечает уравнению (1), т. е. $d_{0reh} \leq A_0 - Z_{\min}$, то корпус признается годным.

Анализ данных экспериментальной выборки показал, что восемь корпусов забракованы по $2EF_{reh}$ неверно, их можно не подвергать переборке, так как у них $d_{0rehf} < 121,9$ мм; а $Z_{\min} > 0$ и, следовательно, гарантирована их входимость, что было подтверждено входением в эталонную трубу-калибр.

Это подтверждает вывод о том, что способ контроля по радиальному биению не может гарантировать входимость. Настораживает также очень большое количество брака — около 18 %. При расчете размерной цепи вероятностным методом (см. рис. 3, Б—Б) закладывают возможность полу-

чения брака в размере 0,27 %. Это может быть объяснено тем, что в размерную цепь входит размер EF_{reh} — кривизна оси изделия. Этот размер зависит от взаимного положения деталей, получаемого при сборке и нигде не контролируемого, так как явно нигде не присутствует до сборки, а после сборки суммируется с погрешностью формы контролируемой поверхности и погрешностями базирования.

Следует отметить, что одно изделие было признано годным по радиальному биению контролерами ОТК ошибочно, так как у него $2EF_{reh} = 0,51$ мм, что подтверждает субъективность оценки годности по радиальному биению. Контролер, утомляясь, может допустить ошибку при вычислении максимальной разницы показаний индикатора, когда радиальное биение $2EF_{reh}$ ЦУ3 сборного КРД близко к максимально допустимому.

Выводы

1. Анализ размерных цепей показал, что наибольшее влияние на входимость оказывает кривизна EF_{reh} оси КРД, которая зависит от взаимного положения деталей КРД в сборе. Поскольку величину EF_{reh} , как правило, в расчетах принимают в качестве конечного звена, то ее контроль закладывают в технологический процесс.

2. Экспериментально доказано, что контроль по радиальному биению не позволяет объективно гарантировать входение КРД в ПТ, что вызывает риск получения рекламаций от заказчика.

3. Способ контроля по размеру входения d_{0reh} может гарантировать 100 %-ную входимость изделия в ПТ, более производителен и объективен, исключает появление рекламаций по геометрическим параметрам собранного КРД.

4. Предельное значение размера d_{0reh} входения ступенчатого

КРД может быть использовано при расчете взаимного положения деталей в сборке для определения параметров соединения и способов их сборки.

5. Расчет предельного значения размера d_{0reh} входения ступенчатого КРД необходимо проводить из условия обеспечения требуемого размера входения с учетом погрешностей формы поверхностей всех ЦУ.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. ГОСТ 31254—2004 (ИСО 14660-1: 1999, ИСО 14660-2: 1999). Основные нормы взаимозаменяемости. Геометрические элементы. Общие термины и определения. М.: Стандартиформ, 2005. 12 с.

2. ГОСТ 30893.2—2002 (ИСО 2768-2—89). Группа Г12. Межгосударственный стандарт. Основные нормы взаимозаменяемости. Общие допуски. Допуски формы и расположения поверхностей, не указанные индивидуально. М.: Изд-во стандартов, 2003. 8 с.

3. Гуров С. В. Из истории развития полевой реактивной системы М-21 (РСЗО "Град") и ее вариантов // Оружие в исторических событиях, человеческих судьбах, музейных и частных коллекциях: материалы Междунар. науч.-практ. конф., посвященной 140-летию Тульского музея оружия, 23, 24 октября 2013 г. / ФГБУ культуры "Тульский государственный музей оружия". Тула: 2014. С. 11—24.

4. Ямников А. С., Семин В. В., Логунов В. М. Влияние деформаций тонкостенных резьбовых деталей на точность сборки соединений с избыточными связями // Проблемы машиностроения и надежности машин. № 2. 1991. С. 74—82.

5. Красильников В. М., Ямников А. С. Формирование точных резьбовых поверхностей на деталях сложной формы в условиях серийного производства // Сб. материалов РНТК "Ресурсосберегающая технология". М.: МГААТМ, 1993. С. 95—97.

6. Семин В. В., Жижин Н. Н., Ямников А. С. Анализ способов механической обработки искривленных нежестких цилиндрических деталей // Исследования в области технологии механической обработки и сборки машин. Тула: ТПИ, 1983. С. 29—36.

А. В. КОЧЕТКОВ, д-р техн. наук (ПНИПУ), А. А. ТРОШИН, О. В. ЗАХАРОВ, д-р техн. наук (Саратовский ГТУ им. Гагарина Ю. А.), e-mail: zov20@mail.ru

Автоматизированный расчет профиля дисковой фрезы для изготовления винтовых канавок

Предложен расчет профиля дисковых фрез, исключая подрезания при любом сложном профиле винтовой канавки. Особенность метода заключается в том, что профиль задается малым числом опорных точек, которое с помощью интерполяции увеличивается в десятки—сотни раз. Исследуется рациональный профиль фрезы в зависимости от трех ее установочных параметров. Выполнен численный эксперимент для профиля фрезы с оптимизацией установочных параметров.

Ключевые слова: дисковая фреза, профиль, винтовая канавка, автоматизированное проектирование, расчет.

The calculation of the profile of disk cutters, excluding undercutting for any complex profile of the helical groove, is proposed. The feature of the method is in the fact that the profile is specified by a small number of control points, which, using interpolation, is increased by tens or hundreds of times. The rational profile of the cutter is investigated depending on its three setting parameters. A numerical experiment was carried out for the profile of the cutter with the optimization of the setting parameters.

Keywords: disk cutter, profile, helical groove, computer-aided design, calculation.

В машиностроении винтовые канавки служат основным элементом концевых инструментов (фрез, сверл, метчиков), а также роторов машин [1–5]. Обработка винтовой канавки требует геометрико-кинематических расчетов как профиля инструмента, так и наладки станка. Применение новых сложных профилей винтовых канавок и повышение требований к точности обуславливают совершенствование методов их расчета. В настоящее время для черновой обработки наиболее часто используют дисковые фрезы. Как правило, рабочую поверхность фрезы выбирают простой: в виде цилиндра, конуса, тора или их сочетаний. В этом случае задача сводится к оптимизации конструктивных размеров фрезы и параметров установки на станке для получения наилучшего приближения к заданному профилю винтовой канавки [6–8]. Задачу можно решать методами дифференциальной геометрии [9, 10], численными методами [11, 12], с помощью известных CAD/CAM/CAE программ [13, 14].

При несомненной практической целесообразности рассмотренного подхода он имеет недостатки. Первый недостаток — неравномерные условия работы разных участков профиля фрезы, что сни-



(Окончание статьи. Начало см. на стр. 7)

7. Ямников А. С., Ямникова О. А., Киселев А. В. Погрешность закрепления при консольном закреплении тонкостенной трубной заготовки, имеющей исходную овальность // *Фундаментальные и прикладные проблемы техники и технологии*. 2016. № 1 (315). С. 90–96.

8. Ямников А. С., Чуприков А. О. Токарные патроны для закрепления тонкостенных заготовок // *Вестник машиностроения*. № 8. 2015. С. 64–66.

9. Ямников А. С., Матвеев И. А. Статистический анализ точности механической обработки протяженных деталей из штампованной заготовки типа "стакан" // *Известия ТулГУ. Технические науки*. 2015. Вып. 5. Ч. 2. С. 121–126.

10. Матвеев И. А., Ямников А. С., Ямникова О. А. Влияние вида исходной заготовки на точность изготовления протяженных осесимметричных корпусов // *Вестник машиностроения*. 2018. № 3. С. 45–50.

11. Матвеев И. А., Ямников А. С., Ямникова О. А. Влияние погрешностей базовой детали на погрешности сборки протяженных осесимметричных корпусов // *Сборка в машиностроении, приборостроении*. 2018. № 2. С. 59–63.

12. Матвеев И. А., Ямников А. С. Исследование параметров точности тонкостенных протяженных осесимметричных деталей при комбинировании обработки резанием и давлением // *СТИН*. 2018. № 3. С. 20, 21.

13. **Технологическое** наследование свойств исходной заготовки в параметрах точности протяженных осесимметричных деталей / А. С. Ямников, О. И. Борискин, О. А. Ямникова, И. А. Матвеев // *Черные металлы*. 2017. № 12. С. 50–56.

14. **Влияние** наследственных технологических погрешностей изготовления базовой трубы на параметры собранного реактивного двигателя / А. С. Васильев, А. С. Ямников,

О. А. Ямникова, И. А. Матвеев // *Черные металлы*. 2019. № 1. С. 67–72.

15. Чуприков А. О., Моисеев Е. Ф., Ямников А. С. Базирующие свойства резьбовых замковых соединений // *Известия ТулГУ. Технические науки*. 2014. Вып. 11. Ч. 1. С. 194–198.

16. Ямникова О. А., Ямников А. С., Матвеев И. А. Влияние овальности базовых поверхностей тонкостенных протяженных осесимметричных полых деталей на погрешности измерения радиального биения в призмах // *Измерительная техника*. 2018. № 3. С. 32–36.

17. Пат. 2682572 Рос. Федерация. МПК: G01B5/08. Способ контроля диаметра прилегающего цилиндра сборного ступенчатого корпуса.

18. **Способ** непосредственного контроля годности сборного протяженного цилиндрического корпуса реактивного снаряда / А. С. Ямников, О. А. Ямникова, И. А. Матвеев, Е. Н. Родионова // *Измерительная техника*. 2018. № 9. С. 31–35.

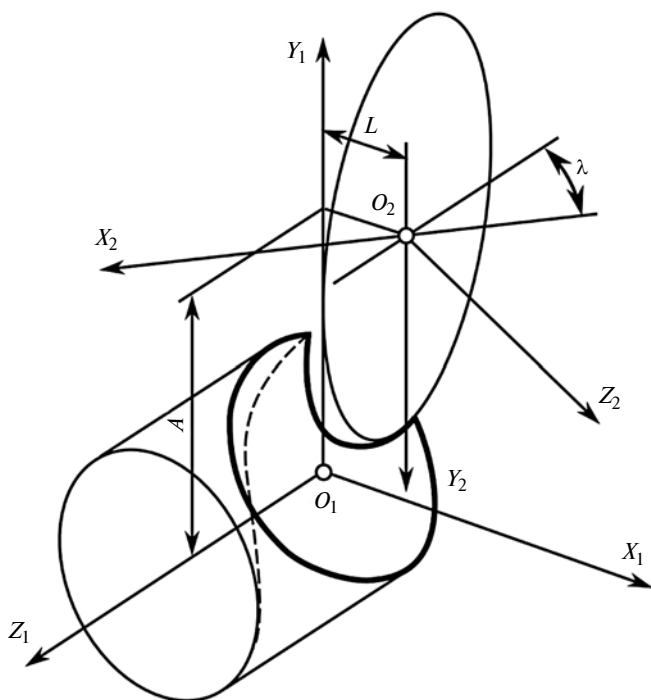


Рис. 1. Координатная схема расчета профиля дисковой фрезы

жает ее стойкость. Второй недостаток заключается в ограниченной точности расчета, обусловленной как принципиальной невозможностью получения точного профиля винтовой канавки, так и погрешностями оптимизации. Поэтому в статье рассматривается задача точного расчета профиля фрезы при заданном профиле винтовой канавки и параметрах установки на станке. Для этого разработан численный метод расчета, гарантирующий отсутствие подрезания при сколь угодно сложном профиле винтовой канавки.

Численный метод профилирования рассмотрен в работах [15, 16]. Показано, что такой метод не накладывает ограничений на сложность профиля (учитывает точки излома профиля), но при этом погрешность расчета зависит от принятых параметров и заранее не может быть оценена. В настоящей статье представлен доработанный численный метод расчета профиля фрезы, дополнительно учитывающий три фактора: 1) возможность интерактивного ввода исходных данных и увеличения числа опорных точек за счет интерполяции; 2) определение границ режущей части фрезы на основе численного алгоритма; 3) оптимизацию установочных параметров фрезы для получения более рационального профиля. Реализация нового метода позволяет автоматизировать ввод исходных и анализ полученных данных, уменьшить погрешность расчета до практически незначимой величины и получить качественно новые результаты по оптимизации профиля фрезы.

Общая методика расчета профиля фрезы включает в себя следующие этапы: 1) ввод координат торцевого профиля винтовой канавки; 2) задание параметров установки фрезы на станке; 3) определение границ режущей части фрезы; 4) основной расчет профиля фрезы; 5) анализ рациональности профиля фрезы и при необходимости оптимизация (переход к п. 2 и повторный расчет по пп. 3—5).

Координатная схема для расчета представлена на рис. 1, где введены две правые ортогональные декартовы системы координат $X_1Y_1O_1Z_1$ и $X_2Y_2O_2Z_2$. Система $X_1Y_1O_1Z_1$ связана с заготовкой, имеющей винтовую канавку, и задана таким образом, что известен торцевой профиль в плоскости $Z = 0$. Система $X_2Y_2O_2Z_2$ связана с дисковой фрезой и определена относительно системы $X_1Y_1O_1Z_1$ с помощью трех установочных параметров: кратчайшего межосевого расстояния A , угла λ перекрещивания осей и наладочного смещения L . Более подробное описание геометро-кинематической схемы обработки дано в работе [17].

Основой численного метода расчета профиля является то, что исходный торцевой профиль винтовой канавки задается n опорными точками с координатами x_i, y_i ($i = 1, \dots, n$). Установлено, что погрешность численного метода зависит от числа и расположения опорных точек на профиле. Поэтому в предлагаемом методе предусмотрено многократное увеличение числа n опорных точек за счет процедуры интерполирования. При исходном задании можно ограничиться всего 4–10 опорными точками (рис. 2). Не налагается требование, чтобы все точки находились внутри исходного диаметра заготовки (зоны, ограниченной двумя concentрическими окружностями). Возможен ввод опорных точек как в табличном виде, так и интерактивно на экране с последующей оцифровкой. Далее происходит соединение опорных точек и отсечение участков, выходящих за границы наружной и внутренней окружностей. Затем используется аппроксимация полученного профиля кубическим сплайном для получения числа точек в 5–100 раз больше исходного числа. Полученный интерполированный профиль в дальнейшем используется для основного расчета.

Производящая поверхность фрезы представляется в виде семейства винтовых линий и определяется уравнениями:

$$\left. \begin{aligned} X_2 &= -(x_i \cos \varphi - y_i \sin \varphi) \sin \lambda \pm p \varphi \cos \lambda + L; \\ Y_2 &= -(x_i \sin \varphi + y_i \cos \varphi) + A; \\ Z_2 &= (x_i \cos \varphi - y_i \sin \varphi) \cos \lambda \pm p \varphi \sin \lambda, \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

где p — параметр винтовой линии ("+" соответствует правой винтовой линии, "—" — левой); φ — угол винтового движения.

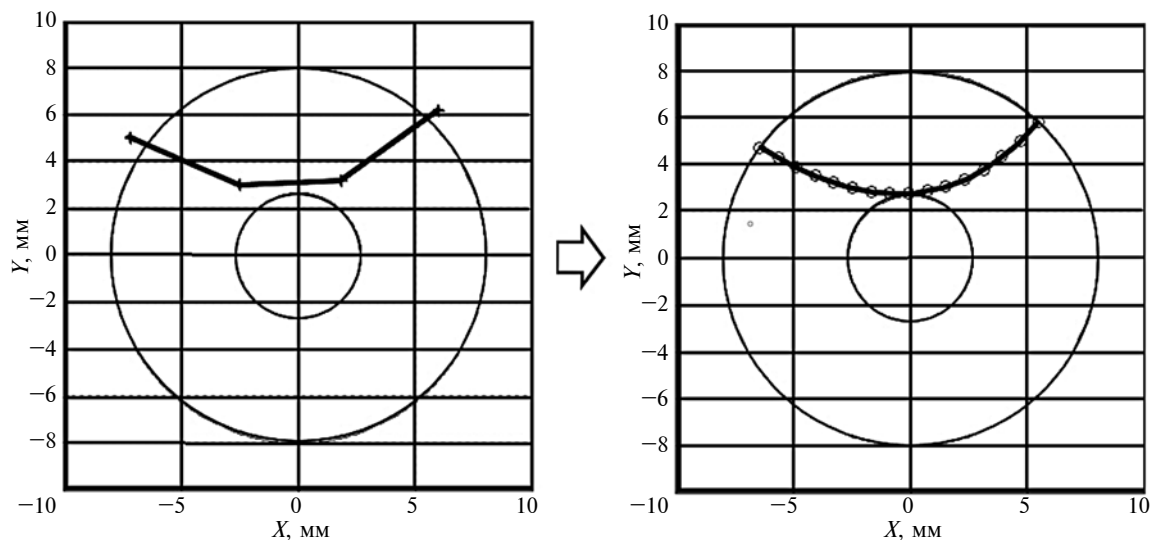


Рис. 2. Ввод координат торцевого профиля винтовой канавки

Расчет профиля по формулам (1) реализуется в такой последовательности. Искомую производящую поверхность фрезы рассекаем системой плоскостей $Z_2 = C_j$ ($j = 1, \dots, m$). В каждой из плоскостей находим минимальный радиус $R_{j \min}$ для множества точек пересечения с i -ми винтовыми линиями по условию:

$$R_{j \min} = \min \left\{ \sqrt{X_2^2 + Y_2^2} \right\}_j.$$

Неизвестными в уравнениях (1) будут углы φ пересечения i -х винтовых линий с плоскостью $Z_2 = C_j$. Для их нахождения последовательно решается последнее уравнение системы (1) для всех i -х винтовых линий. Данное уравнение будет трансцендентным относительно угла φ . Затем в каждой плоскости определяют минимальный радиус $R_{j \min}$ как расстояние от оси дисковой фрезы (точка O_2) до найденных точек пересечения.

Чтобы правильно задать координаты Z_2 при расчете профиля, необходимо вначале определить границы режущей части фрезы. Для этого можно воспользоваться надежным и практически проверенным методом нахождения границ режущей части, рассмотренным в работе [14]. Известно, что границы формируют первая и последняя винтовые линии (опорные точки 1 и n). Поэтому устанавливаем координаты Z_2 1-й и n -й винтовых линий, которые имеют минимальный радиус. Координаты Z_2 находим из третьего уравнения (1) при варьировании угла φ в диапазоне $\pm 45^\circ$. Однако если точка профиля винтовой канавки лежит на части поверхности, обращенной в сторону подачи фрезы, то ее контакт в этой точке не заканчивается.

Рассмотренный алгоритм также можно использовать для быстрой визуальной оценки всего профиля фрезы. Тогда не нужно определять границы режущей части фрезы, задавать плоскости сечения и находить точки пересечения с ними, решая трансцендентное уравнение. Построив проекции радиусов винтовых линий от опорных точек профиля винтовой канавки на осевую плоскость, можно построить так называемую обволакивающую профиля [18, 19]. На основе визуального анализа можно оценить рациональность профиля фрезы, наличие подрезания от точек излома на профиле. Такой подход уже широко применяется.

Полученный в результате основного расчета профиль фрезы может быть признан технологически нерациональным. Однако его можно существенно улучшить, изменяя параметры установки фрезы относительно заготовки с винтовой канавкой [15, 20]. Наилучшим следует считать профиль, который имеет: 1) наименьшую высоту; 2) минимальную кривизну; 3) наименьшую ширину. Как правило, первые два требования одновременно выполняются, а третье иногда может находиться в противоречии с ними. Поэтому целесообразно оптимизировать профиль по наименьшей высоте.

Для исследования влияния параметров установки фрезы на размеры профиля проведены численные эксперименты. Пример одного из них показан на рис. 3–5. Исходный профиль винтовой канавки соответствует приведенному на рис. 2. Винтовой параметр (шаг винта) $p = 50$ мм. На рис. 3 даны профили фрезы при межосевом расстоянии $A = 40, 50, 60$ мм. Полученные размеры профиля составляют: высота 4,15 мм, ширина 9,2 мм. Изменение параметра A не приводит к существенным изменениям размеров профиля. На рис. 4 даны профили фре-

зы при наладочном смещении $L = -10, 0, +10$ мм. Полученные размеры профиля составляют: высота $3,85 \div 4,35$ мм, ширина $\sim 9,2$ мм. Изменение параметра L в основном влияет на глубину профиля. На рис. 5 даны профили фрезы при угле пе-

рекрешивания $\lambda = 40, 45, 50^\circ$. Полученные размеры профиля составляют: высота $3,78 \div 4,1$ мм, ширина $7,9 \div 9,2$ мм. Изменение параметра λ приводит к изменению как ширины, так и высоты профиля.

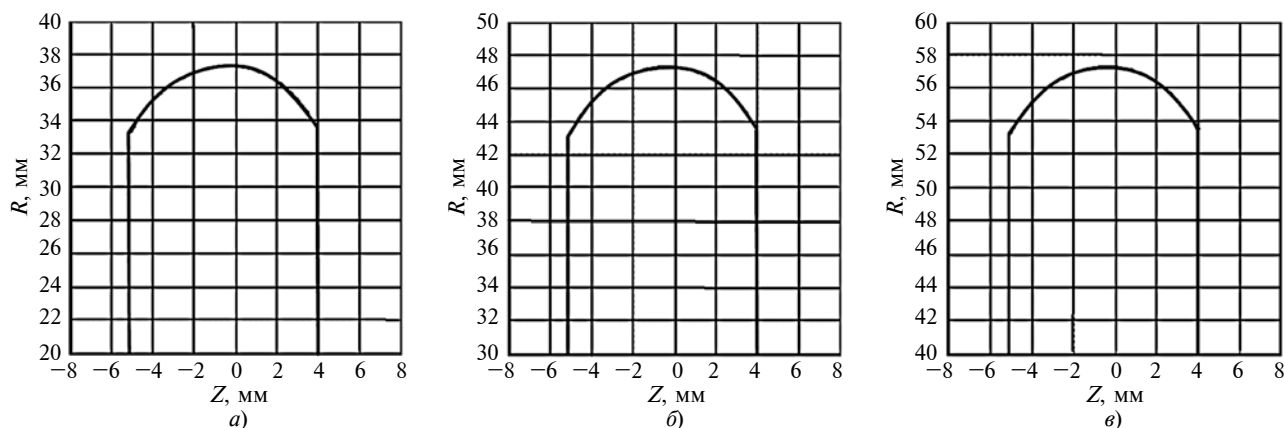


Рис. 3. Влияние угла перекрешивания на профиль фрезы:

а) $\lambda = 40^\circ$; б) $\lambda = 45^\circ$; в) $\lambda = 50^\circ$

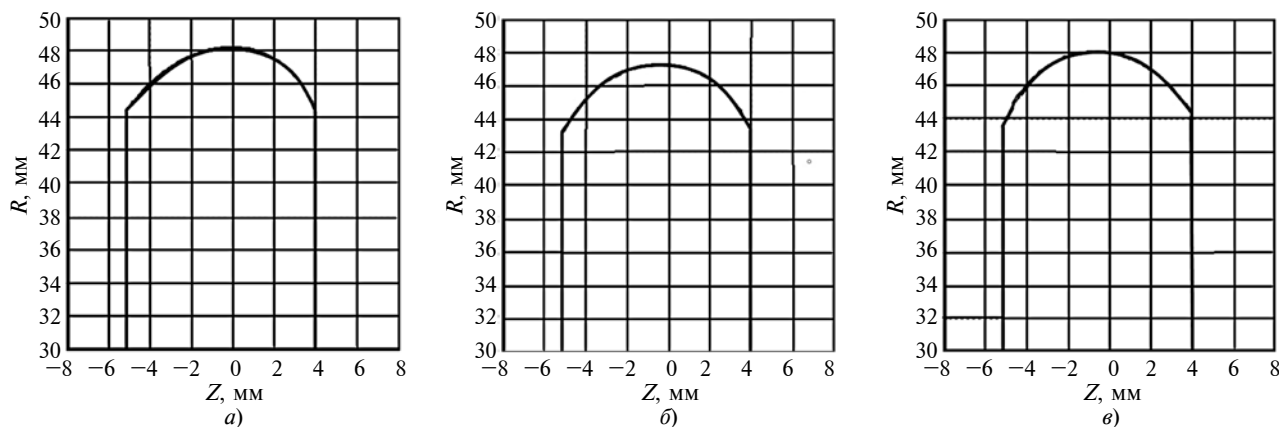


Рис. 4. Влияние межосевого расстояния A на профиль фрезы:

а) $A = 40$ мм; б) $A = 50$ мм; в) $A = 60$ мм

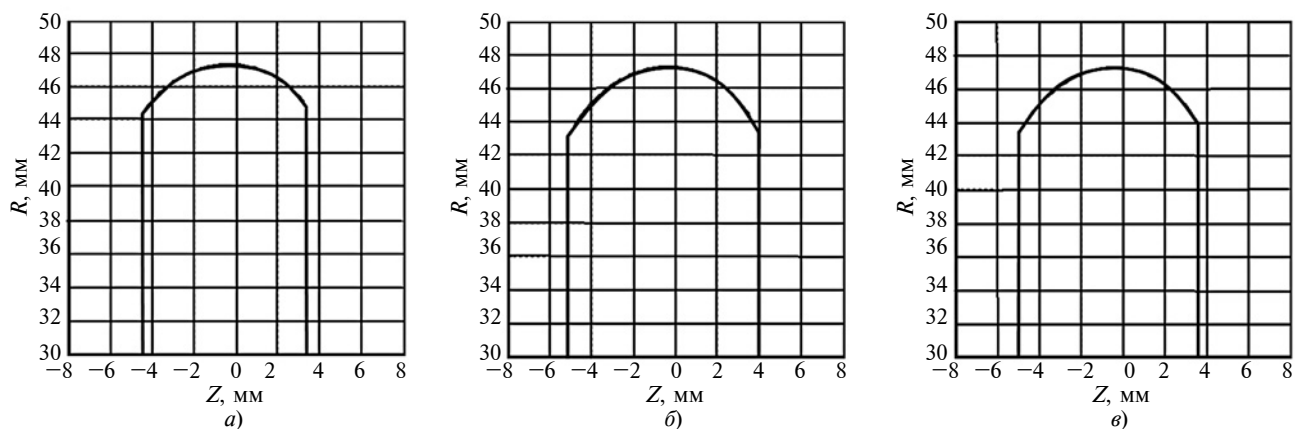


Рис. 5. Влияние наладочного смещения L на профиль фрезы:

а) $L = -10$ мм; б) $L = 0$; в) $L = 10$ мм

Выводы

Проведенные численные эксперименты позволяют сделать следующие выводы:

1. Путем оптимизации параметров установки на станке можно менять глубину профиля фрезы до 2 раз и его кривизну. При этом может меняться знак кривизны (профиль становится вогнутым или выпуклым).

2. Изменение угла перекрещивания оказывает наибольшее влияние на форму профиля фрезы. При этом меняются высота и ширина профиля фрезы. Угол перекрещивания следует выбирать в качестве основного параметра при оптимизации.

3. Наладочное смещение оказывает влияние в основном на высоту профиля фрезы. При этом могут существенно меняться форма профиля и его кривизна. Этот параметр наиболее просто устанавливается на станке и его целесообразно оптимизировать наряду с углом перекрещивания.

4. Кратчайшее межосевое расстояние в первом приближении определяет максимальный радиус фрезы. Изменение этого параметра в практически возможных пределах оказывает малое влияние на размеры профиля фрезы.

Таким образом, рассмотрен важный геометрический аспект — расчет профиля дисковой фрезы. Обоснован численный метод расчета с оптимизацией параметров установки фрезы на станке. Для практической реализации разработанного метода создана программа [21]. Корректность расчета проверена на различных тестовых примерах, в том числе сравнением с реальными примерами, а также путем решения обратной задачи формообразования. Достоинством рассмотренного метода является гарантированное отсутствие подрезания при сколь угодно сложном профиле винтовой канавки.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. Мальков О. В., Павлюченков И. А., Козьяр В. Н. Профилирование стружечных канавок резбовых фрез // Известия высших учебных заведений. Машиностроение. 2018. № 3. С. 3—13.
2. Fomin A. A., Gusev V. G., Timerbaev N. F. Providing of Surfaces' Geometry at the Design Stage of Profile Milling Operation of Off-Grade Workpiece. Proceedings of the 5th International Conference on Industrial Engineering (ICIE 2019) // Lecture Notes in Mechanical Engineering. 2020. P. 865—873.
3. Козлов А. М., Малютин Г. Е. Повышение производительности чистового фрезерования вогнутых поверхностей сложной формы на станках с ЧПУ // Вестник машиностроения. 2014. № 12. С. 71—75.
4. Лобанов Д. В., Янюшкин А. С., Рычков Д. А. Технологические методы изготовления и выбора режущего инструмента для фрезерования композиционных материалов на полимерной основе // Вестник Южно-Уральского государственного университета. Сер. Машиностроение. 2015. Т. 15. № 1. С. 35—46.
5. Исследование работоспособности насоса и выявление причин выхода его из строя / Т. Н. Иванова, Е. О. Емельянов, Д. Н. Новокшенов, Е. Ю. Вдовина // Химическое и нефтегазовое машиностроение. 2016. № 5. С. 33—34.
6. Современные методы решения задач формообразования сложного режущего инструмента / В. А. Гречишников, П. В. Домнин, В. А. Косарев и др. // СТИН. 2013. № 12. С. 6—11.
7. Optimization of simplified grinding wheel geometry for the accurate generation of end-mill cutters using the five-axis CNC grinding process / Wasif M., Iqbal S. A., Ahmed A. et al. // International Journal of Advanced Manufacturing Technology. 2019. V. 105. P. 4325—4344.
8. Печенин В. А., Болотов М. А., Рузанов Н. В. Модель координатных измерений геометрии поверхностей сложной формы // Вестник Тамбовского государственного технического университета. 2015. Т. 21. № 4. С. 675—685.
9. Лашнев С. И. Профилирование инструментов для обработки винтовых поверхностей. М.: Машиностроение, 1965. 152 с.
10. Фомин А. А. Анализ схем попутного и встречного фрезерования заготовок с неоднородными свойствами // Вестник машиностроения. 2013. № 2. С. 59—61.
11. Modeling of integral cutting tool grooves using envelope theory and numerical methods / Li G., Zhou H., Jing X. et al. // International Journal of Advanced Manufacturing Technology. 2018. V. 98. P. 579—591.
12. Petukhov Yu. E., Domnin P. V. Numerical Shaping Method for Hobbing Tools // Russian Engineering Research. 2020. V. 40. P. 76—78.
13. Ляшков А. А. Компьютерное моделирование процесса формообразования дисковой фрезой деталей с винтовой поверхностью // СТИН. 2012. № 1. С. 26—29.
14. Шаламов В. Г., Сметанин С. Д. Формообразование винтовых поверхностей профилирующими окружностями // СТИН. 2007. № 4. С. 16—20.
15. Погораздов В. В., Захаров О. В. Геометро-аналитическая поддержка технологий формообразования винтовых поверхностей: учеб. пособие. Саратов: СГТУ, 2004. 72 с.
16. Бржозовский Б. М., Захаров О. В. Профилирование дискового инструмента для обработки винтовых поверхностей в среде Matlab // Автоматизация и современные технологии. 2012. № 10. С. 7—11.
17. Бржозовский Б. М., Захаров О. В. Алгоритм профилирования дискового инструмента для обработки винтовых поверхностей // Вестник машиностроения. 2014. № 9. С. 35—37.
18. Шевелева Г. И. Теория формообразования и контакта движущихся тел. М.: Станкин, 1999. 494 с.
19. Волков А. Э., Медведев В. И. Задачи синтеза и анализа профилирования инструмента для шлифования винтовых поверхностей // Вестник ИЖГТУ им. М. Т. Калашникова. 2017. № 2. С. 51—54.
20. Иванов В. А., Перевозников В. К. Исследование параметров установки дисковых инструментов, обрабатывающих винтовые сложнопрофильные поверхности // Вестник ПНИПУ. Машиностроение, материаловедение. 2013. Т. 15. № 4. С. 7—16.
21. Свидетельство № 2019662523 о гос. регистрации программ для ЭВМ. Профилирование дискового инструмента для обработки винтовой поверхности, заданной торцевым сечением / О. В. Захаров, А. А. Королёва, А. А. Трошин. Оpubл. 25.09.2019.

А. П. РЯБКОВ, канд. техн. наук, П. П. ЕРЁМЕНКО, канд. техн. наук, ПАО НПО "Искра", РФ, г. Пермь, e-mail: epp705@iskra.perm.ru

Способ дистанционного контроля положения подвижной части эластичного соединительного узла

Предложен способ дистанционного контроля положения в пространстве подвижной части эластичного соединительного узла. Контроль осуществляется непрерывным измерением шести длин между вершинами двух треугольников, жестко связанных соответственно с неподвижной и подвижной частями соединительного узла. Для измерения длин предлагается использовать датчики-тросики Вт 718.

Ключевые слова: эластичный соединительный узел, дистанционный контроль координат, вектор смещения, вектор поворота.

A method for remote control of the position in space of the movable part of the elastic connecting unit is proposed. The control is carried out by continuous measurement of six lengths between the tops of two triangles, rigidly connected, respectively, with the fixed and the movable parts of the connecting unit. For measuring the lengths, it is proposed to use Вт 718 cable sensors.

Keywords: elastic connecting joint, remote control of coordinates, displacement vector, rotation vector.

Эластичные соединительные узлы, например на основе тонкослойных резинометаллических элементов (ТРМЭ) различной формы, часто используются в технических устройствах (ТУ), имеющих подвижную часть (ПЧ) и неподвижную часть (НЧ). При отработке новых конструкций таких устройств бывает важно дистанционно, например по условиям техники безопасности, контролировать положение ПЧ в пространстве в процессе функционирования ТУ. При этом крайне желательно, чтобы стоимость измерительных приборов была достаточно низкой, так как при разрушении ТУ они могут выйти из строя.

В данной статье предлагается для этих целей использовать датчики перемещений в виде тросиков (типа Вт 718), широко применяемых в машиностроении.

Как известно, положение твердого недеформируемого тела в пространстве однозначно определяется положением трех его точек, не лежащих на одной прямой.

Очевидно, что с точки зрения геометрии поставленная задача сводится к определению координат вершин треугольника, жестко связанного с ПЧ в начальном и конечном положениях, по известным координатам вершин другого треугольника, жестко связанного с НЧ соединительного узла, путем измерения расстояний между некоторыми вершина-

ми этих треугольников с помощью шести тросиков — датчиков перемещений. Число датчиков определяется тем, что твердое тело в пространстве имеет шесть степеней свободы. Треугольники и измеряемые расстояния схематично показаны на рис. 1.

Основным шагом решения данной задачи является нахождение координат вершины T тетраэдра (рис. 2) по известным координатам вершин Q, P, S его основания и известным длинам m, n, t боковых ребер и ребер q, p, s основания.

Для решения тетраэдра строятся векторы на его ребрах, как показано на рис. 2.

Далее в тексте векторы обозначены строчными латинскими буквами, набранными полужирным шрифтом (например, \mathbf{m}, \mathbf{n}). Длины векторов даны строчными латинскими курсивными буквами — m, n . Проекции векторов на оси прямоугольной декартовой системы координат обозначены строчными латинскими курсивными буквами с подстрочным латинским индексом j — m_j, n_j . Вершины тетраэдров обозначены прописными латинскими курсивными буквами, для обозначения грани используется значок Δ .

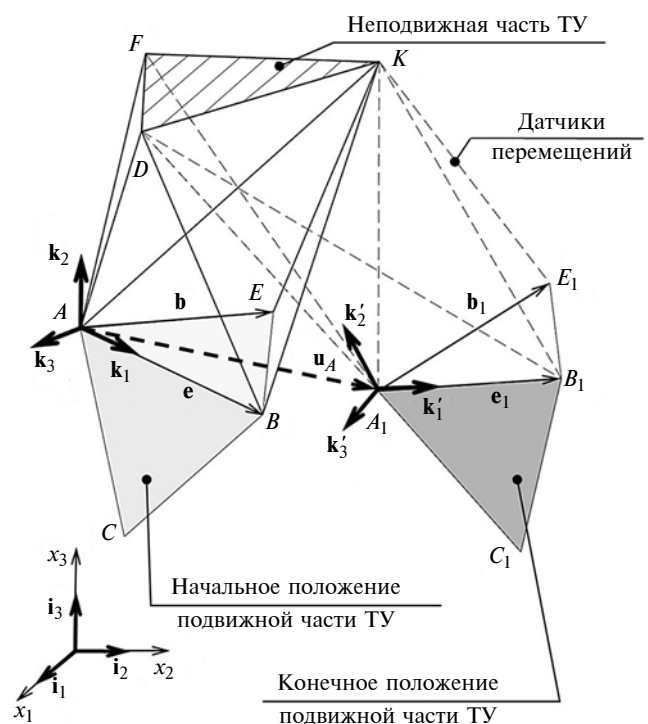


Рис. 1. Схема измерения расстояний между вершинами базовых треугольников

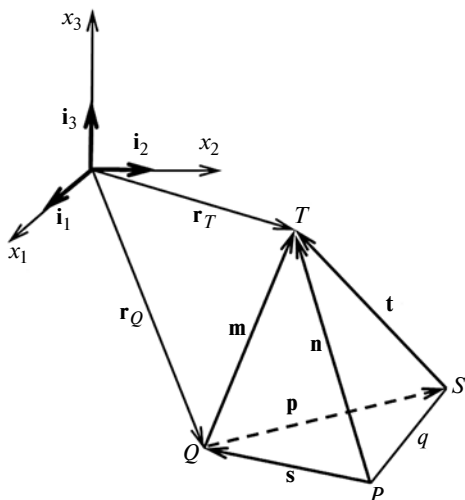


Рис. 2. Схема расположения векторов, используемая для решения тетраэдра

Из рассмотрения грани ΔPQT следует векторное равенство

$$\mathbf{s} + \mathbf{m} = \mathbf{n},$$

определяющее скалярное уравнение при возведении в квадрат его правой и левой частей:

$$\begin{aligned} ((\mathbf{s} + \mathbf{m}), (\mathbf{s} + \mathbf{m})) &= (\mathbf{n}, \mathbf{n}) \rightarrow s^2 + 2(\mathbf{s}, \mathbf{m}) + m^2 = \\ &= n^2 \rightarrow (\mathbf{s}, \mathbf{m}) = \frac{1}{2}(n^2 - s^2 - m^2), \end{aligned}$$

где $(\mathbf{s}, \mathbf{m}) = s_1 m_1 + s_2 m_2 + s_3 m_3 = s_j m_j$ — означает скалярное произведение векторов \mathbf{s} , \mathbf{m} с проекциями s_j , m_j в прямоугольной декартовой системе координат.

Здесь и далее по повторяющемуся индексу выполняется суммирование от 1 до 3. Так как координаты вершин P , Q , S и длины ребер основания тетраэдра известны, то последнее равенство представляет собой линейное уравнение относительно проекций m_j вектора \mathbf{m} .

Аналогично из рассмотрения грани ΔQST получается еще одно линейное уравнение относительно m_j :

$$\mathbf{m} - \mathbf{p} = \mathbf{t} \rightarrow (\mathbf{p}, \mathbf{m}) = -\frac{1}{2}(t^2 - m^2 - p^2).$$

Третьим уравнением относительно m_j будет выражение для длины вектора \mathbf{m} через его проекции $m_1^2 + m_2^2 + m_3^2 = m^2$.

Таким образом, для определения проекций m_j получаем систему из двух линейных и одного квадратичного алгебраических уравнений:

$$\begin{cases} s_1 m_1 + s_2 m_2 + s_3 m_3 = f_1; \\ p_1 m_1 + p_2 m_2 + p_3 m_3 = f_2; \\ m_1^2 + m_2^2 + m_3^2 = f_3, \end{cases} \quad (1)$$

где

$$f_1 = \frac{1}{2}(n^2 - s^2 - m^2);$$

$$f_2 = -\frac{1}{2}(t^2 - p^2 - m^2);$$

$$f_3 = m^2.$$

Далее из 1-го уравнения системы (1) выражается компонента m_1 и подставляется в другие два уравнения, при этом считается, что $s_1 \neq 0$:

$$m_1 = f_1^* - s_2^* m_2 - s_3^* m_3, \quad (2)$$

$$\text{где } f_1^* = \frac{f_1}{s_1}; \quad s_2^* = \frac{s_2}{s_1}; \quad s_3^* = \frac{s_3}{s_1}.$$

Затем из модифицированного 2-го уравнения системы (1) выражается компонента m_2 :

$$m_2 = f_5 - c_6 m_3, \quad (3)$$

$$\text{где } f_5 = \frac{f_2^*}{p_2^*}; \quad c_6 = \frac{p_3^*}{p_2^*} \text{ (считается } p_2^* \neq 0);$$

$$f_2^* = f_2 - p_1 f_1^*; \quad p_2^* = p_2 - p_1 s_2^*; \quad p_3^* = p_3 - p_1 s_3^*.$$

При этом 3-е уравнение системы (1) принимает вид:

$$c_1 m_2^2 + c_2 m_3^2 + c_3 m_2 m_3 - c_4 m_2 - c_5 m_3 = f_4, \quad (4)$$

$$\text{где } c_1 = 1 + s_2^{*2}; \quad c_2 = 1 + s_3^{*2}; \quad c_3 = 2s_2^* s_3^*; \quad c_4 = 2f_1^* s_2^*; \\ c_5 = 2f_1^* s_3^*; \quad f_4 = f_3 - f_1^{*2}.$$

После подстановки в уравнение (4) m_2 по равенству (3) получаем квадратное уравнение для определения m_3 :

$$a m_3^2 + b m_3 + c = 0, \quad (5)$$

$$\text{где } a = c_2 + c_1 c_6^2 - c_3 c_6 \text{ (считается, что } a \neq 0);$$

$$b = c_3 f_5 - 2c_1 f_5 c_6 + c_4 c_6 - c_5; \quad c = c_1 f_2^2 - c_4 f_5 - f_4.$$

Решая уравнение (5), получаем:

$$m_3 = \frac{-b \pm \sqrt{b^2 - 4ac}}{2a}.$$

Из двух корней m_3 уравнения (5) выбираем тот, при котором смешанное произведение векторов $(\mathbf{m}, (\mathbf{p} \times \mathbf{s})) > 0$ (см. рис. 2).

После нахождения по формулам (5), (3), (2) компонент вектора \mathbf{m} координаты вершины T тетраэдра определяются соотношением

$$\mathbf{r}_T = \mathbf{r}_Q + \mathbf{m},$$

где $\mathbf{r}_T, \mathbf{r}_Q$ — радиус-векторы из начала координат к вершинам T, Q тетраэдра (см. рис. 2).

Изложенная процедура решения тетраэдра применяется к нахождению координат вершин треугольников $\triangle ABE$ и $\triangle A_1B_1E_1$ ПЧ в исходном и конечном положениях.

Решение выполняется в системе координат (см. рис. 1) с ортонормированным базисом \mathbf{i}_j , жестко связанной с НЧ ($\triangle DFK$).

На 1-м шаге определяются координаты вершины A (см. рис. 1) из решения тетраэдра с основанием $\triangle DFK$, вершины которого соединены с точкой A тремя датчиками перемещений с начальными длинами AD, AF, AK .

На 2-м шаге определяются координаты точки B из решения тетраэдра с основанием $\triangle ADK$ и ребрами BA, BD, BK (координаты точки A определены на 1-м шаге).

На 3-м шаге определяются координаты точки E из решения тетраэдра с основанием $\triangle ABK$ и ребрами EA, EB, EK (координаты точек A, B определены выше).

Точно также определяются координаты вершин A_1, B_1, E_1 подвижного треугольника в конечном положении. Для этого в обозначениях рассмотренных выше тетраэдров необходимо заменить буквы A, B, E на A_1, B_1, E_1 .

По известным координатам точек A, B, E и A_1, B_1, E_1 с помощью решения соответствующих тетраэдров могут быть найдены координаты точек C и C_1 , принадлежащих ПЧ в исходном и конечном положениях (см. рис. 1). Таким образом, задача контроля положения ПЧ в пространстве решена полностью.

Иногда представляет интерес значение угла поворота ПЧ относительно некоторой ее точки и положение оси поворота, проходящей через эту точку. На примере точки A (см. рис. 1) эта задача может быть решена следующим образом.

Перемещение ПЧ необходимо разложить на поступательное перемещение вместе с точкой A и поворот вокруг оси, проходящей через эту точку [1].

Вектор перемещения точки A определяется по ее координатам в начальном и конечном положениях выражением (см. рис. 1)

$$\mathbf{u}_A = \mathbf{r}_{A_1} - \mathbf{r}_A = (x_n(A_1) - x_n(A))\mathbf{i}_n,$$

где $x_n(A)$ — координаты точки A ($n = 1, 2, 3$).

Вектор \mathbf{v} угла поворота определяется через изменение положения ортонормированного базиса \mathbf{k}_n , жестко связанного с ПЧ и переходящего в базис \mathbf{k}'_n в ее конечном положении [2] (см. рис. 2). Из работы [2, с. 65] известно, что компоненты вектора \mathbf{v} , задающего направление проходящей через точку A

оси поворота и величину угла поворота, в базисе \mathbf{k}_n определяются по формулам:

$$\begin{aligned} v_1 &= \frac{1}{2} [(\mathbf{k}'_2, \mathbf{k}_3) - (\mathbf{k}'_3, \mathbf{k}_2)]; \\ v_2 &= \frac{1}{2} [(\mathbf{k}'_3, \mathbf{k}_1) - (\mathbf{k}'_1, \mathbf{k}_3)]; \\ v_3 &= \frac{1}{2} [(\mathbf{k}'_1, \mathbf{k}_2) - (\mathbf{k}'_2, \mathbf{k}_1)]; \\ \mathbf{v} &= v_n \mathbf{k}_n = v_n k_{nm} \mathbf{i}_m, \end{aligned} \quad (6)$$

где k_{nm} — компонента вектора \mathbf{k}_n по оси x_m ($k_{nm} = (\mathbf{k}_n, \mathbf{i}_m)$);

$$|\mathbf{v}| = \sin(\varphi),$$

где $|\mathbf{v}| = \sqrt{v_n v_n}$ — модуль вектора \mathbf{v} ; φ — угол поворота, направление которого определяется по праву вилу правого винта.

Базисы $\mathbf{k}_n, \mathbf{k}'_n$ удобно принять следующими:

$$\mathbf{k}_1 = k_{1n} \mathbf{i}_n = \frac{\mathbf{e}}{|\mathbf{e}|} = \frac{e_n}{|\mathbf{e}|} \mathbf{i}_n,$$

где $|\mathbf{e}| = \sqrt{e_n e_n}$ — модуль вектора \mathbf{e} ; $e_n = x_n(B) - x_n(A) = (\mathbf{e}, \mathbf{i}_n)$ — компонента вектора \mathbf{e} по оси x_n ;

$$\mathbf{k}_2 = k_{2n} \mathbf{i}_n = \frac{\mathbf{e} \times \mathbf{b}}{|\mathbf{e} \times \mathbf{b}|}.$$

Для векторного произведения удобно ввести дополнительно вектор

$$\mathbf{d} = d_n \mathbf{i}_n = \mathbf{e} \times \mathbf{b} = (e_2 b_3 - e_3 b_2) \mathbf{i}_1 + (e_3 b_1 - e_1 b_3) \mathbf{i}_2 + (e_1 b_2 - e_2 b_1) \mathbf{i}_3,$$

где $b_n = x_n(E) - x_n(B) = (\mathbf{b}, \mathbf{i}_n)$ — компонента вектора \mathbf{b} по оси x_n .

Так как $|\mathbf{d}| = \sqrt{d_n d_n}$, получим:

$$\mathbf{k}_2 = k_{2n} \mathbf{i}_n = \frac{\mathbf{d}}{|\mathbf{d}|} = \frac{d_n}{|\mathbf{d}|} \mathbf{i}_n;$$

$$\mathbf{k}_3 = k_{3n} \mathbf{i}_n = \mathbf{k}_1 \times \mathbf{k}_2 = (k_{12} k_{23} - k_{13} k_{22}) \mathbf{i}_1 + (k_{13} k_{21} - k_{11} k_{23}) \mathbf{i}_2 + (k_{11} k_{22} - k_{12} k_{21}) \mathbf{i}_3.$$

Аналогично через векторы $\mathbf{e}_1, \mathbf{b}_1$ и координаты вершин тетраэдра A_1, B_1, E_1 определяются векторы базиса \mathbf{k}'_n .

Далее по формулам (6) и (7) определяется вектор угла поворота в базисе \mathbf{k}_n (первая часть формулы (7)) или в базисе \mathbf{i}_m (вторая часть формулы (7)).

Представленный алгоритм контроля положения ПЧ в пространстве был проверен путем моделирования в графическом редакторе "Компас-3D". В процессе такого моделирования может быть оценено, например, влияние погрешностей в измерении расстояний между базовыми точками ПЧ и НЧ на точность определения координат, направления оси поворота и значения угла поворота ПЧ.

При наличии соответствующего программного обеспечения показания датчиков перемещения типа Вт 718 и результаты их обработки на основе

С. Ю. КАЙГОРОДОВ (Федеральное государственное образовательное учреждение высшего образования "Омский государственный технический университет"), e-mail: Sergey7-2005@mail.ru

Исследование влияния формы поперечного сечения гидродиода на его диодность

Представлены результаты экспериментального исследования влияния формы поперечного сечения гидродиода на его диодность.

Ключевые слова: гидродиод, давление, диодность.

The results of an experimental study of the effect of the cross-sectional shape of a hydrodiode on its diodity are presented.

Keywords: hydrodiode, pressure, diodity.

В настоящее время в гидравлической технике существует множество способов доставки, влияния и изменения характеристик рабочей жидкости. Транспортировка рабочей жидкости также является основным процессом, требующим необходимых расчетных действий. На характер движения рабочей среды в трубопроводах влияет множество факторов, например: шероховатость поверхности трубопровода, форма его поперечного сечения, местные сопротивления и др.

Наибольший интерес с точки зрения исследования проточного трубопровода представляет именно форма его поперечного сечения. На данный момент в машиностроении, как правило, используют гидравлические трубопроводы с круглым и прямоугольным поперечным сечением. Круглое сечение является предпочтительным, так как рабочая среда распределяется по сечению более равномерно, трубопровод обладает большим внутренним объемом и меньшей массой при прочих равных геометрических параметрах. Однако, так как в трубопроводе прямоугольного сечения наблюдается неравномерность распределения рабочей среды и в таких трубах образуются турбулентные зоны, данный эффект может быть использован в гидравлической арматуре для улучшения ее характеристик.

Например, если рассмотреть гидравлическую арматуру в виде гидравлического диода [1], основ-

ной принцип работы которого заключается в образовании вихрей при течении рабочей жидкости в обратном направлении, то данный эффект, примененный к гидродиоду, теоретически должен сыграть положительную роль в его работе.

В связи с этим актуальным становится вопрос исследования гидравлических диодов резисторного типа, работающих за счет деформации обратного потока, что приводит к значительному увеличению их гидравлического сопротивления, и конструктивно исполненных с неподвижными рабочими элементами. Гидродиоды данного типа представляют собой трубопроводы с набором местных сопротивлений, являющиеся рабочими элементами. Таким образом, теоретически применение прямоугольного сечения резисторного гидродиода является предпочтительным, так как при течении рабочей жидкости через гидродиод в обратном направлении сопротивление повышается.

Согласно справочнику И. Е. Идельчика [2] в трубах круглого сечения турбулентный режим течения жидкости достигается при значениях числа Рейнольдса $Re > 4000$, тогда как в трубах прямоугольного сечения — при $Re > 2000$. Следовательно, в трубопроводах прямоугольного сечения турбулентный режим течения достигается при гораздо меньших скоростях движения рабочей жидкости, что лишней раз подтверждает целесообразность использования данного профиля поперечного сечения при конструировании гидродиодов.

Таким образом, возникает необходимость подтвердить или опровергнуть выдвинутые предположения о работе резисторного гидродиода прямоугольного сечения. В связи с этим были созданы два резисторных гидродиода с различными по форме профилями поперечного сечения, но равными остальными геометрическими параметрами. Первый гидродиод имеет прямоугольный профиль се-



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

предложенного способа могут быть сохранены в памяти компьютера. Это позволит провести подробный анализ поведения эластичного соединительного узла в процессе действия всего комплекса нагрузок на ТУ вплоть до его разрушения. При этом стоимость датчиков перемещения, как правило, существенно ниже стоимости ТУ и эластичного соединительного узла.

Следовательно, задача разработки способа контроля положения подвижной части эластичного соединительного узла решена полностью.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Никитин Н. Н.** Курс теоретической механики. М.: Высшая школа, 1990. 607 с.
2. **Кильчевский Н. А.** Элементы тензорного исчисления и его приложения к механике. М.: Гостехиздат, 1954. 168 с.

чения (рис. 1, а), второй — круглый (рис. 1, б). Оба гидродиода имеют одинаковые площади поперечного сечения канала $S_1 = 400$ мм и площади проходного сечения рабочего элемента $S_2 = 126$ мм. Длина

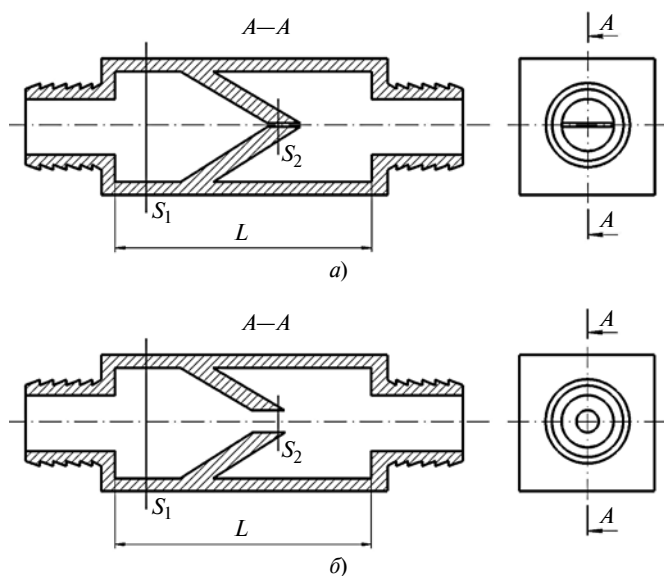


Рис. 1. Гидродиоды с прямоугольным (а) и круглым (б) профилем поперечного сечения



Рис. 2. Фотография гидродиодов

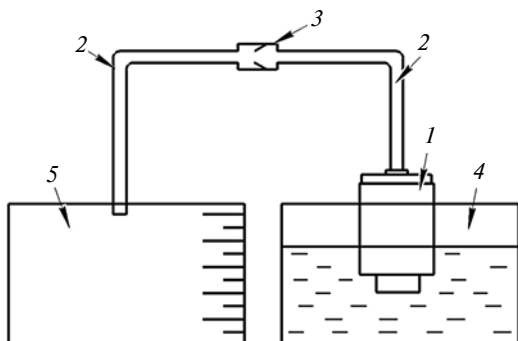


Рис. 3. Схема экспериментального стенда:

1 — центробежный насос; 2 — патрубки; 3 — гидродиод; 4 и 5 — ёмкости

Диодность при изменении формы поперечного сечения гидродиода

Форма поперечного сечения гидродиода	Время заполнения ёмкости 5 при течении жидкости через гидродиод в прямом направлении, с	Время заполнения ёмкости 5 при течении жидкости через гидродиод в обратном направлении, с	Диодность
Круг	37,97	40,65	1,07
Прямоугольник	32,76	38,14	1,16

канала каждого гидродиода составляет $L = 50$ мм. Угол наклона рабочих элементов каждого из гидродиодов $\alpha = 30^\circ$.

Фотография гидродиодов приведена на рис. 2.

Схема построенной экспериментальной установки представлена на рис. 3.

Исследования влияния формы поперечного сечения гидродиода на его диодность (оценивалась по отношению расходов при течении жидкости в обратном и прямом направлениях) проводились на экспериментальном стенде (см. рис. 3), включающем в себя центробежный насос 1, подводящие трубопроводы 2, гидродиод 3, емкости 4 и 5. Причем ёмкость 5 имеет градуировку на корпусе через каждый литр. Рабочая среда в виде водопроводной воды при нормальной температуре (20°C) центробежным насосом 1 по подводящим трубопроводам 2 поступает из ёмкости 4, через гидродиод 3 в ёмкость 5.

Для изучения работы гидродиода в прямом и обратном направлениях, работу стенда останавливали, и гидродиод разворачивали в противоположную сторону.

Для реализации поставленной задачи был выбран центробежный насос EBARA CMB/I 4.00 T IE3, давление нагнетания составляло $2 \cdot 10^5$ Па. Для определения времени заполнения ёмкости 5 объёмом 5 литров, использовался секундомер смартфона HUAWEI NOVA 2 PLUS.

Результаты экспериментальных исследований представлены в таблице.

Из таблицы видно, что полученные данные по определению диодности при изменении формы поперечного сечения гидродиода различны. Причем диодность гидродиода, имеющего прямоугольную форму поперечного сечения, оказалась выше диодности гидродиода с круглой формой поперечного сечения, что подтверждает сделанные выше предположения.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. Лебедев И. В., Трескунов С. Л., Яковенко В. С. Элементы струйной автоматики. М.: Машиностроение, 1973. 359 с.

2. Идельчик И. Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям. М.—Л.: Госэнергоиздат, 1960. 464 с.

Д. А. АХМЕДОВ, Б. А. АЛИБОЕВ (Военно-технический институт Национальной гвардии, Ph. D., Узбекистан),
e-mail: ali_boy76@mail.ru

Выбор рациональных кинематических и геометрических параметров системы "рулевой привод — подвеска" модернизированной колесной машины

Рассмотрены вопросы согласованности кинематики рулевого управления с кинематикой подвески модернизированной колесной машины. Проанализировано влияние геометрических и кинематических параметров рулевого привода. Приведены результаты полного факторного эксперимента с определением рациональных параметров рулевого привода и подвески.

Ключевые слова: рулевой привод, согласованность, продольная тяга, рессорная подвеска, управляемость, вектор замкнутых контуров.

The issues of the consistency of the steering kinematics with the suspension kinematics of the modernized wheeled vehicle are considered. The influence of the geometric and kinematic parameters of the steering gear is analyzed. The results of a full factorial experiment with the determination of the rational parameters of the steering gear and the suspension are presented.

Keywords: steering gear, consistency, longitudinal thrust, leaf spring suspension, controllability, vector of closed contours.

Наряду с эксплуатационными свойствами колесных машин управляемость и устойчивость движения являются одними из важнейших свойств, характеризующих надежность управления машиной в различных условиях. Эти свойства колесных машин обеспечивают уверенность водителя в реализации заданных режимов движения, исключают самопроизвольное возникновение опасных отклонений от них и сохраняют возможность быстрой корректировки с последующей стабилизацией режима.

Поэтому улучшение показателей управляемости и устойчивости колесных машин является актуальной задачей и требует особого научного подхода со стороны исследователей и конструкторов. При этом необходим комплексный подход, позволяющий в полной мере реализовать характеристики колесных машин в широком диапазоне условий эксплуатации. Управляемость и устойчивость колесных машин в большой степени зависят от параметров подвески и рулевого привода управляемых колес.

Известно, что кинематика рулевого управления должна быть согласована с кинематикой подвески [1, 2]. Согласованность заключается в том, что обеспечивается независимость вертикальных перемещений управляемого колеса при деформациях

упругого элемента подвески от угла поворота управляемого колеса и наоборот. Проще говоря, управляемые колеса не должны поворачиваться на угол β при их вертикальных перемещениях и наоборот: поворот колес не должен приводить к деформациям упругих элементов подвески (рис. 1).

Для анализа согласованности кинематики подвески и рулевого привода рассмотрим вертикальное перемещение управляемого колеса и кинематику рулевого привода, пользуясь схемой, приведенной на рис. 1. Совпадение траектории дуг nn и mm при динамических прогибах подвески будет свидетельствовать о согласованности кинематики подвески и рулевого привода.

На рис. 1 показан случай, когда дуги nn и mm не совпадают, что говорит о несогласованности кинематики подвески и рулевого управления. Поэтому вертикальные перемещения колеса будут приводить к поворотам на угол β управляемых колес.

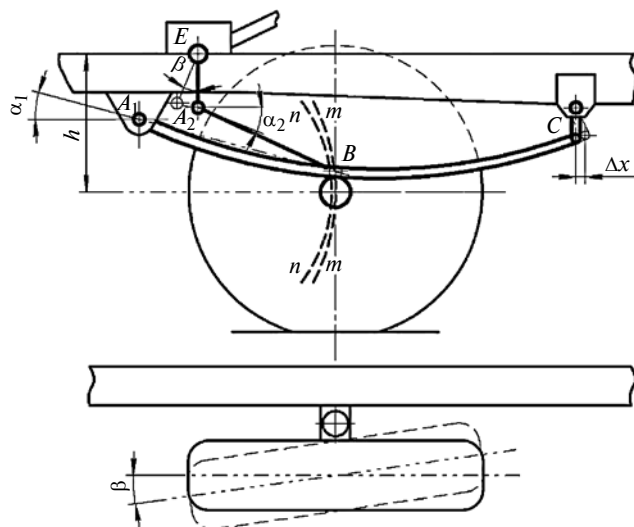


Рис. 1. Схема передней рессорной подвески и привода управляемого колеса:

A_1 — точка крепления рессоры; A_2 — точка крепления продольной тяги к сошке; E — точка крепления рулевой сошки к рулевому механизму; B — центр точки крепления рессоры на передний мост; C — точка крепления рессоры к серьге; h — высота установки рулевого механизма от центра оси колеса; Δx — перемещение серьги при вертикальной деформации рессоры; nn и mm — траектории дуг продольной тяги и точки B рессоры; β — угол поворота сошки при вертикальной деформации рессоры; α_1 — исходный угол центральной оси рессоры относительно горизонтальной плоскости, проходящей через точку A_1 ; α_2 — исходный угол продольной тяги относительно горизонтальной плоскости, проходящей через точку A_2

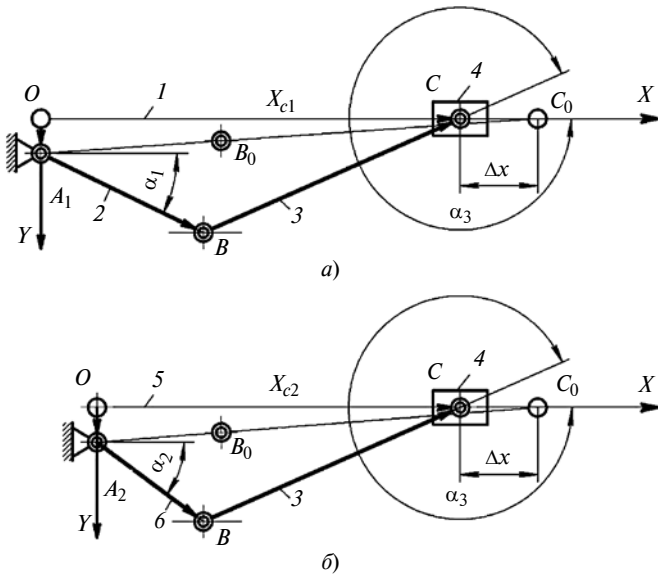


Рис. 2. Расчетная схема для определения геометрических и кинематических параметров системы "подвеска — рулевой привод" (а — для рессоры, б — для продольной тяги):

1, 2, 3, 4, 5, 6 — звенья исследуемой системы; B_0 — центр точки крепления рессоры и продольной тяги при максимальном изгибе; C_0 — точка перемещения серьги при максимальном изгибе рессоры; α_3 — угол, зависящий от положения звена 3; $X_{c1,2}$ — исходная длина звеньев 1 и 5 при нормальной нагрузке

На рис. 2 приведена расчетная схема для определения геометрических и кинематических параметров системы "подвеска — рулевой привод". Для определения рациональных параметров рулевого привода составим уравнение по методу замкнутых контуров, предложенному в работе [3].

Пользуясь схемами для контура, например, $OA_{1,2}BCO$, при обходе по часовой стрелке можно записать:

$$OA_{1,2} + A_{1,2}B + BC = X_{c1,2}. \quad (1)$$

Проектируя векторное уравнение (1) на оси OX и OY , получаем:

$$\begin{cases} A_{1,2}B\cos\alpha_{1,2} + BC\cos\alpha_3 = X_{c1,2}; \\ OA_{1,2} + A_{1,2}B\sin\alpha_{1,2} + BC\sin\alpha_3 = 0. \end{cases} \quad (2)$$

Из второго уравнения системы (2) имеем:

$$\sin\alpha_3 = -\frac{A_{1,2}B\sin\alpha_{1,2} + OA_{1,2}}{BC}. \quad (3)$$

Нетрудно видеть, что вектор BC может находиться только в первой или четвертой четвертях, т. е. $\cos\alpha_3$ всегда положителен.

Из первого уравнения системы (2) получаем величину перемещения $X_{c1,2}$:

$$X_{c1,2} = A_{1,2}B\cos\alpha_{1,2} + BC\sqrt{1 - \left(\frac{A_{1,2}B\sin\alpha_{1,2} + OA_{1,2}}{BC}\right)^2}.$$

В некоторых случаях рессора (при больших нагрузках у зависимой подвески происходит S-образный изгиб рессоры) упирается в отбойник и точка C занимает положение C_0 .

Тогда перемещение Δx составит:

$$\Delta x = OC_0 - X_{c1,2} = \sqrt{(A_{1,2}B + BC)^2 - OA_{1,2}^2} - A_{1,2}B\cos\alpha_{1,2} - BC\sqrt{1 - \left(\frac{A_{1,2}B\sin\alpha_{1,2} + OA_{1,2}}{BC}\right)^2}.$$

Если направляющие оси $A_{1,2}X$ проходят через точки $A_{1,2}$, то во втором уравнении системы (2) величины $OA_{1,2}$ обращаются в ноль и уравнение (3) принимает вид:

$$\sin\alpha_3 = -\frac{A_{1,2}B}{BC}\sin\alpha_{1,2}.$$

Для перемещений $X_{c1,2}$ и Δx получаем соответственно

$$X_{c1,2} = A_{1,2}B\cos\alpha_{1,2} + BC\sqrt{1 - \frac{A_{1,2}B^2}{BC^2}\sin^2\alpha_{1,2}}$$

и

$$\Delta x = (A_{1,2}B + BC) - A_{1,2}B\cos\alpha_{1,2} - BC\sqrt{1 - \frac{A_{1,2}B^2}{BC^2}\sin^2\alpha_{1,2}}.$$

Определив значение Δx , можно найти траекторию точки B для подвески и для рулевого привода, а также угол β .

Шаг моделирования принимали равным $\alpha_{1,2} = 2^\circ$.

Расчет проводился для модернизированной мобильной машины со следующими параметрами рессорной подвески:

длина рессоры — 1550 мм;

толщина пучка листов — 97 мм;

исходный угол $\alpha_{1,2} = 26^\circ$;

исходное положение переднего моста от вертикали — 507 мм.

Критерием выбора параметров системы "подвеска — рулевой привод" принято минимальное расстояние между траекториями m и nn и угол β поворота при различной длине продольной тяги.

Выбор параметров системы "подвеска — рулевой привод" осуществлялся с помощью расчетного моделирования полнофакторного эксперимента с варьированием трех факторов на двух уровнях.

Метод полного факторного эксперимента включает в себя следующие последовательные этапы математического моделирования [4]:

выбор параметра (или параметров) оптимизации и влияющих факторов;

выбор основного уровня и интервала варьирования по каждому фактору;

Значения уровней факторов и интервалов варьирования (первое приближение)

Показатель	Фактор X_1		Фактор X_2		Фактор X_3	
	Натуральное значение, мм	Кодированное значение	Натуральное значение, мм	Кодированное значение	Натуральное значение, мм	Кодированное значение
Интервал варьирования	40	—	20	—	64	—
Верхний уровень	530	+1	200	+1	326	+1
Основной уровень	490	0	180	0	262	0
Нижний уровень	450	-1	160	-1	198	-1

собственно построение математической модели с вычислением коэффициентов уравнения регрессии; проверка адекватности уравнения регрессии; инженерная интерпретация уравнения регрессии.

В качестве независимых факторов были приняты: X_1 — длина продольной тяги, мм; X_2 — длина сошки рулевого механизма, мм; X_3 — высота установки рулевого механизма от центра оси колеса, мм.

В табл. 1 приведены значения уровней факторов и интервалов варьирования (первое приближение).

В табл. 2 приведена матрица планирования полнофакторного эксперимента (первое приближение).

Из табл. 2 и рис. 3 следует, что выделенные факторы в первом приближении указывают на минимальное расстояние между дугами mm и nn и на минимум угла β .

По критериям выделенных факторов получены уравнения регрессии первого приближения:

$$Y(\beta_1) = 19,14 - 2,03X_1 - 0,7X_2 + 6,73X_3 + 0,41X_1X_2 - 1,84X_1X_3 - 5,56X_2X_3.$$

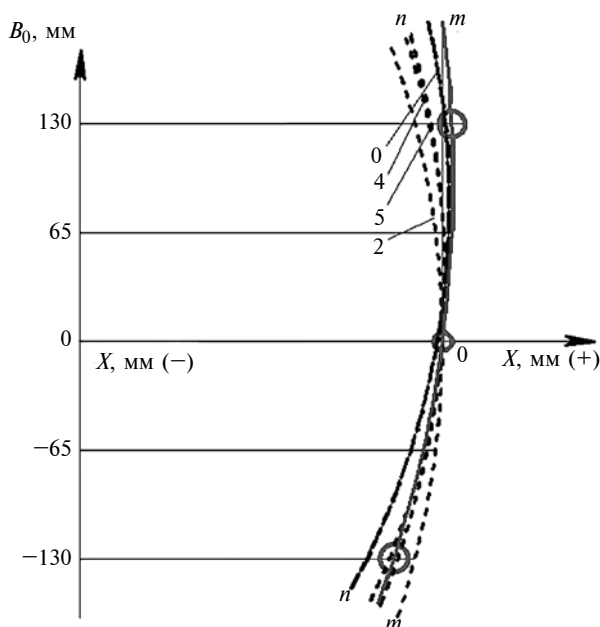


Рис. 3. Результаты расчетного определения траекторий mm оси колеса и nn центра шарнира при различной длине продольной тяги (первое приближение):

0 — основной уровень, 2, 4, 5 — номера опытов

Для уточнения полученных результатов проведены расчеты во втором приближении с уменьшением шага варьирования.

На рис. 3 приведены результаты расчетного определения траектории mm оси колеса и траектории nn центра шарнира при различной длине продольной тяги (первое приближение).

В табл. 3 приведены значения уровней факторов и интервалов варьирования (второе приближение).

В табл. 4 дана матрица планирования полнофакторного эксперимента (второе приближение).

На рис. 4 приведены результаты расчетного определения траектории mm оси колеса и траектории nn центра шарнира при различной длине продольной тяги (первое и второе приближения).

Уравнение регрессии второго приближения имеет вид:

$$Y(\beta_2) = 7,85 - 0,03X_1 + 1,88X_2 - 1,77X_3 + 0,11X_1X_2 - 0,1X_1X_3 - 0,63X_2X_3.$$

Таким образом, важными факторами, определяющими согласованность системы "рулевой при-

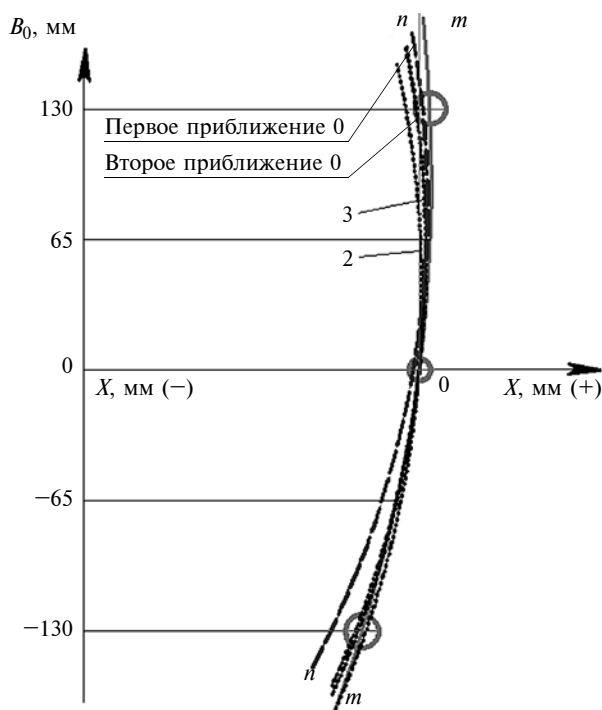
Таблица 2

Матрица планирования полнофакторного эксперимента (первое приближение)

Опыт	Фактор X_1	Фактор X_2	Фактор X_3	$Y(x)$, мм	$Y(\beta_1)^\circ$
1	+1	+1	+1	-3,0 29,1	-0,14 1,21
2	+1	+1	-1	21,8 -12,5	1,16 -0,42
3	+1	-1	+1	19,9 -35,1	1,01 -1,26
4	+1	-1	-1	12,1 -2,5	0,41 -0,12
5	-1	+1	+1	-12,3 33,17	-0,41 -1,25
6	-1	+1	-1	25,0 -9,8	1,19 -0,31
7	-1	-1	+1	-24,8 48,8	-1,18 2,01
8	-1	-1	-1	13,1 2,7	0,45 0,13

Значения уровней факторов и интервалов варьирования (второе приближение)

Показатель	Фактор X_1		Фактор X_2		Фактор X_3	
	Натуральное значение, мм	Кодированное значение	Натуральное значение, мм	Кодированное значение	Натуральное значение, мм	Кодированное значение
Интервал варьирования	10	—	10	—	10	—
Верхний уровень	540	+1	170	+1	208	+1
Основной уровень	530	0	160	0	198	0
Нижний уровень	520	-1	150	-1	188	-1

Рис. 4. Результаты расчетного определения траекторий mm оси колеса и nn центра шарнира при различной длине продольной тяги (первое и второе приближение):

0 — основной уровень, 2, 3 — номера опытов

вод — подвеска", являются такие геометрические параметры, как длины рулевой сошки и продольной тяги, установочные координаты рулевого механизма колесных машин. Кинематические и геометрические параметры, обеспечивающие управляемость и устойчивость колесных машин, должны быть обоснованными, так как затраты на достижение их высокой надежности могут быть значительными.

Результаты полнофакторного эксперимента подтвердили, что коэффициенты уравнения регрессии — количественная мера его влияния на угол β . На угол самопроизвольного поворота управляемых колес при несогласованности рулевого привода и подвески наибольшее влияние оказывает фактор X_3 , т. е. высота установки рулевого механизма от центра оси колеса.

Расчеты показывают, что соответствующим выбором параметров рулевого привода можно обес-

Таблица 4
Матрица планирования полнофакторного эксперимента (второе приближение)

Опыт	Фактор X_1	Фактор X_2	Фактор X_3	$Y(x)$, (мм)	$Y(\beta_1)^\circ$
1	+1	+1	+1	11,6 -3,2	0,40 -0,14
2	+1	+1	-1	16,5 -8,29	0,51 0,29
3	+1	-1	+1	6,77 1,9	0,26 0,11
4	+1	-1	-1	11,6 -3,2	0,40 -0,14
5	-1	+1	+1	12,1 -2,0	0,41 -0,11
6	-1	+1	-1	17,2 -7,2	0,52 -0,27
7	-1	-1	+1	7,0 3,3	0,26 0,14
8	-1	-1	-1	12,1 -2,0	0,41 -0,11

печить минимальное рассогласование кинематики подвески и рулевого привода. Для модернизированной колесной машины рациональное значение длины продольной тяги находится в диапазоне 540÷520 мм, рациональная длина сошки составляет 150÷160 мм, а высота установки рулевого механизма от центра оси колеса 200÷210 мм.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. Раймпель Й. Шасси автомобиля. Конструкции подвесок. / Пер. с нем. В. П. Агапова. М.: Машиностроение, 1989. 328 с.
2. Сазонов И. С., Амелеченко П. А., Ким В. А. и др. Динамика колесных машин: монография. Могилев: Белорус.-Рос. ун-т, 2006. 462 с.
3. Зиновьев В. А. Курс теории механизмов и машин. М.: Главная редакция физико-математической литературы изд-ва "Наука", 1972. 384 с.
4. Адлер Ю. П. Введение в планирование экспериментов: учеб. пособие. М.: Изд. Дом МИСиС, 2014. 36 с.

О. А. ЛЕОНОВ, д-р техн. наук, Н. Ж. ШКАРУБА, д-р техн. наук, Ю. Г. ВЕРГАЗОВА, канд. техн. наук
(Российский государственный аграрный университет — МСХА им. К. А. Тимирязева), e-mail: metr@rgau-msha.ru

Расчет посадок с натягом при комбинированном нагружении

При назначении посадок с натягом по традиционной методике учитываются такие воздействующие на соединение нагрузки, как вращающий момент и осевая сила. Показано, что необходимо учитывать также радиальную и консольную нагрузки. Рассмотрен пример расчета посадки конического зубчатого колеса на вал при комбинированном нагружении.

Ключевые слова: натяг, посадка, предельный натяг, допуск, радиальная сила, консольная нагрузка.

At determining the interference fits using conventional methodic the loads acting on a joint such as torque moment and axial force are taken into account. It is shown that it is necessary to take into account also the radial and cantilever loads. An example of calculating the fit of a bevel gear on a shaft under combined loading is considered.

Keywords: interference, fit, limit interference, tolerance, radial force, cantilever load.

В современной технике применяется большое число соединений с натягом, в которых детали удерживаются неподвижными относительно друг друга с помощью сил трения.

Посадки с натягом применяются для соединения зубчатых колес с валами, циркуляционно нагруженных колец подшипников качения с валами или корпусами, в качестве направляющих втулок или втулок подшипников скольжения и т. д. [1]. Соединения с натягом используются для формирования сложных составных деталей, таких как колечные валы, венцы зубчатых и червячных колес и др. [2]. Посадки с натягом используются и для уплотнений вращающихся валов [3]. На рис. 1 показано распределение посадок с натягом для размеров до 500 мм — это наиболее часто используемые размеры в машиностроении. В данном диапазоне применяются детали из различных материалов



Рис. 1. Применяемость посадок с натягом в диапазоне размеров от 1 до 500 мм

(не только из металлов, но и из пластмасс и композитов, которые наиболее часто используются как втулки для подшипников скольжения [4]).

Главными достоинствами соединений с натягом являются простота конструкции, технологичность изготовления деталей и формирования соединений, хорошее центрирование; способность передавать значительные усилия и вращающие моменты.

Недостатки соединений с натягом: пластическое деформирование поверхностей и проворачивание деталей относительно друг друга при значительных перегрузках, проблема реализации неразрушающего контроля соединения, сложность сборки и разборки при больших натягах в посадках, появление дефектов посадочных поверхностей при разборке.

В настоящее время теории расчета и выбора посадок с натягом совершенствуются и уточняются. Так, для цилиндрических соединений со шпонкой предложена методика расчета натягов с учетом возможной разборки соединения в полевых условиях (ограничение по наибольшему натягу) [5, 6], а в случае получения слишком малых допусков деталей при расчете рекомендуется применять процентную взаимозаменяемость [7]. Также формируются методики, согласно которым рассматривается взаимосвязь точности и надежности соединений [8], и уже разработаны элементы расчета допуска посадки с натягом при изменении параметров в процессе эксплуатации по модели параметрического отката [9].

Теоретические основы методики расчета

При расчете посадок с натягом следует в первую очередь установить, в области каких деформаций требуется вести расчет — упругих или упругопластических. Для подавляющего большинства случаев применения посадок с натягом это только упругие деформации, не приводящие к пластическим, иначе произойдут резкое уменьшение натяга и отказ соединения.

При расчете посадок с натягом наиболее часто используется классическая методика расчета предельных натягов [10], базирующаяся на основных постулатах теории сопротивления материалов. Величина натяга в этом случае определяется по классической формуле Ламе—Гадолина [11]:

$$N_p = pd_n \left(\frac{C_d}{E_d} + \frac{C_D}{E_D} \right), \quad (1)$$

где p — давление в соединении, Па; C_d и C_D — коэффициенты Ламе вала и отверстия; E_d и E_D — модули упругости материалов вала и отверстия, Па.

Наименьшее давление, которое определяется из условия отсутствия относительного смещения сопрягаемых поверхностей, когда действуют вращающий момент T и осевая сила P_a , рассчитывается по выражению [11]

$$p_{\min(l)} = \sqrt{\left(\frac{2T}{\pi d_n^2 l f}\right)^2 + \left(\frac{P_a}{\pi d_n l f}\right)^2}, \quad (2)$$

где f — коэффициент трения сопрягаемых поверхностей; l — длина соединения с натягом, м; d_n — номинальный диаметр, м; T — вращающий момент, Н·м; P_a — осевая сила, Н.

Наибольшее давление определяется из условия отсутствия текучести слабого материала, исходя из третьей теории прочности для толстостенных цилиндров, по выражению [11]

$$p_{\max} = 0,58[\sigma_T](1 - (d_1/d_2)^2), \quad (3)$$

где d_1 и d_2 — меньший и больший диаметры либо вала, либо отверстия, мм; $[\sigma_T]$ — предел текучести материала, Па.

Но в ряде случаев на соединение действуют и другие силы, такие как радиальная сила P_r и консольная нагрузка P_c , как это показано на рис. 2. Эти силы возникают, например, в косозубой цилиндрической и конической зубчатой передачах, в червячной передаче (обе силы), в цепной или ременной передачах (главным образом радиальная сила).

Радиальная сила в соединении с натягом приводит к равномерно изменяющемуся перераспределению давлений, как показано на рис. 3. Консольная нагрузка распределяет давления по-другому (рис. 4), но последствия — аналогичны. Под действием этих нагрузок при малых натягах возможно раскрытие стыка соединения, что приведет к нега-

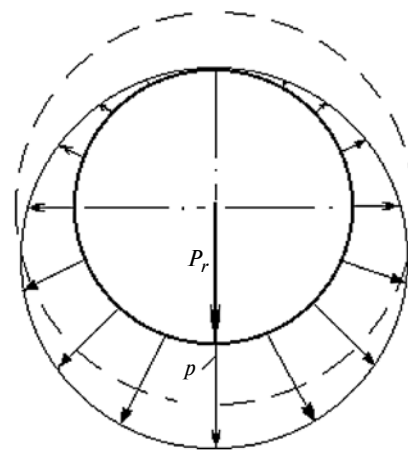


Рис. 3. Перераспределение давлений от радиальной силы P_r

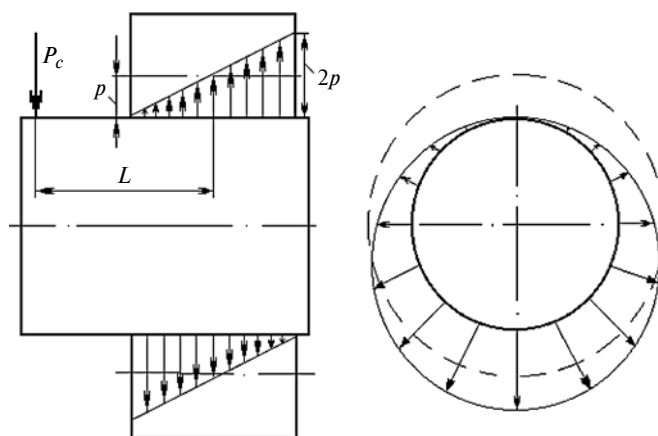


Рис. 4. Перераспределение давлений от консольной нагрузки P_c

тивным последствием в виде попадания пыли, абразива или смазочного материала в зону контакта. При больших натягах, когда давления приближаются к предельному значению, возможен переход упругой деформации в пластическую на перегруженной части поверхности. Раскрытия стыка от действия данных нагрузок избегают расчетом наименьшего натяга в соединении, гарантирующего отсутствие раскрытия стыка. При расчете наибольшего натяга необходимо уменьшить полученное значение наибольшего давления из условия (3) на величину расчетного давления от радиальной силы.

Давления от действия радиальной силы и консольной нагрузки определяются по формулам:

$$p_{\min(P_r)} = \frac{P_r}{d_n l}; \quad (4)$$

$$p_{\min(P_c)} = \frac{3P_c L}{d_n l^2}, \quad (5)$$

где d_n — номинальный диаметр соединения; L — плечо действия консольной нагрузки.

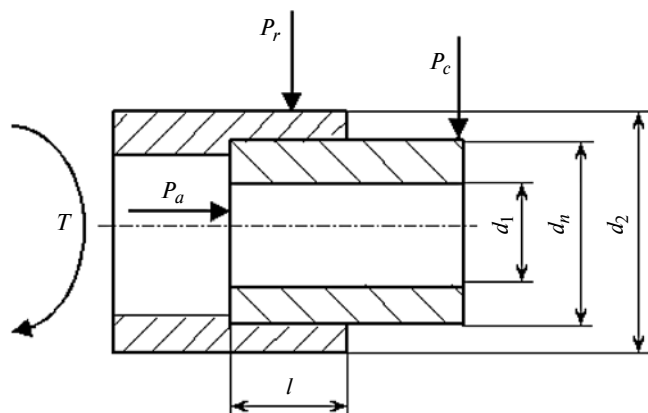


Рис. 2. Комбинированное нагружение соединения осевой, радиальной и консольной нагрузками и вращающим моментом

Если на соединение действуют одновременно радиальная сила и консольная нагрузка, то возникает вопрос о расчете суммарного наименьшего давления $p_{\min(r)}$ на контактирующих поверхностях, необходимого для компенсации раскрытия стыка между сопрягаемыми поверхностями, которое в общем случае определяется по выражению

$$\vec{p}_{\min(r)} = \vec{p}_{\min(P_r)} + \vec{p}_{\min(P_c)}, \quad (6)$$

где $p_{\min(P_r)}$ — давление, необходимое для компенсации раскрытия стыка от действия радиальной нагрузки; $p_{\min(P_c)}$ — давление, необходимое для компенсации раскрытия стыка от действия консольной нагрузки.

Суммарное наименьшее давление определяется векторным сложением (6) в связи с тем, что радиальная и консольная нагрузки в общем случае могут быть направлены под углом друг к другу, хотя в большинстве вращающихся механизмов радиальная сила и консольная нагрузка имеют циркуляционный характер воздействия на соединяемые поверхности и циклично накладываются друг на друга. Еще одной особенностью сложения является то, что эти давления не могут вычитаться, так как эпюры давления $p_{\min(P_c)}$ направлены как вверх, так и вниз относительно поверхности (см. рис. 4). Таким образом, исходя из необходимости создания гарантированного натяга, предотвращающего раскрытие стыка соединения, можно рекомендовать просто линейно складывать давления, полученные по выражениям (4) и (5).

При действии осевой и консольной нагрузок необходимо уменьшить наибольшее давление, рассчитываемое по зависимости (3), на величину $p_{\min(r)}$, так как возможно превышение предела текучести более слабого материала, и наибольшее давление следует определять по выражению

$$p'_{\max} = p_{\max} - p_{\min(r)}.$$

Подводя итог рассуждениям об особенностях комбинированного нагружения соединений с натягом, можно сделать вывод, что в классической теории расчета натягов учитывались только нагрузки, действующие параллельно поверхности соединения или силе трения. Этими нагрузками являются вращающий момент и осевая сила, которые создают равнодействующую силу, и для предотвращения сдвига контактирующих поверхностей относительно друг друга необходимо создать давление не менее величины, определяемой по выражению (2), и рассчитать соответствующий наименьший расчетный натяг.

В то же время на соединение могут воздействовать силы, перпендикулярные поверхности и силе трения, — радиальная и консольная нагрузки, которые, казалось бы, не оказывают сдвигающего эф-

фекта на поверхности трения, но от действия которых возможны два варианта развития событий, влияющих на долговечность соединения:

1) при натягах, близких к наименьшим, в соединении может раскрыться стык, что приведет к попаданию продуктов износа, смазочного материала и пыли в зону контакта, а если стык раскрывается попеременно при циркуляционном нагружении, то появляется износ в виде фреттинга;

2) при натягах, близких к наибольшим, может произойти переход давлений за границу p_{\max} , что приведет к пластическим деформациям, материал более слабой детали не вернется в упругое состояние, а сомнется, произойдет ослабление посадки с последующим сдвигом поверхностей и утратой соединения работоспособности.

Предельные расчетные натяги, полученные по формуле (1), необходимо скорректировать с учетом условий сборки и эксплуатации. Для этого надо ввести поправки и определить предельные технологические натяги по выражениям [12]:

$$N_{T\max} = N_{P\max}x + \Delta N_R + \Delta N_t + \Delta N_{\omega};$$

$$N_{T\min} = N_{P\min} + \Delta N_R + \Delta N_t + \Delta N_{\omega},$$

где $N_{P\max}$, $N_{P\min}$ — предельные расчетные натяги, определенные по формуле (1); ΔN_R — поправка на смятие шероховатости поверхности вала и втулки при сборке; ΔN_t — поправка на температурное расширение деталей; ΔN_{ω} — поправка на уменьшение натяга при действии центробежных сил; x — коэффициент, учитывающий увеличение удельного давления у торцов втулки.

По полученным значениям технологических натягов выбирается посадка, удовлетворяющая всем условиям.

Практическая реализация расчетов и их анализ

Рассмотрим пример расчета натягов и посадок для случая комбинированного нагружения соединения конической шестерни с валом в унифицированном редукторе Н 090.20 (Завод "Моссельмаш"), исходные данные и результаты расчета сведены в таблицу.

Из таблицы и рис. 5 видно, что при учете в методике расчета сил, действующих перпендикуляр-

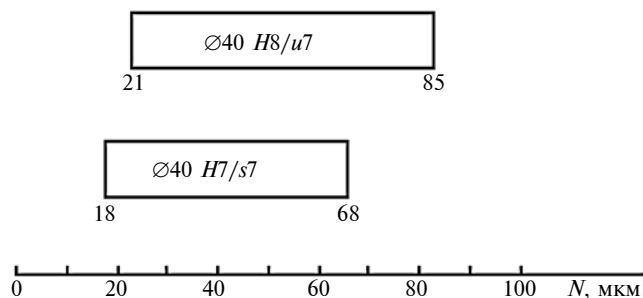


Рис. 5. Сравнение выбранных посадок

Расчет посадки для соединения вала с шестерней $\varnothing 40$ мм редуктора Н 090.20 завода Моссельмаш

№ п/п	Параметр	Обозначение	Значение
1	Диаметр соединения, м	d_n	0,04
2	Длина соединения, м	l	0,045
3	Коэффициент трения в соединении	f	0,12
4	Внутренний диаметр вала, м	d_1	—
5	Наружный диаметр втулки шестерни, м	D_2	0,07
6	Наибольший момент, Н · м	T	200
7	Консольная нагрузка, Н	P_c	5960
8	Плечо консольной нагрузки, м	L	0,09
9	Радиальная нагрузка, Н	P_r	3880
10	Наименьшее давление из условия компенсации параллельных поверхностей сил, Па	$p_{\min(l)}$	$14,74 \cdot 10^6$
11	Наименьшее давление от действия P_c , Па	$p_{\min(P_c)}$	$19,87 \cdot 10^6$
12	Наименьшее давление от действия P_r , Па	$p_{\min(P_r)}$	$2,15 \cdot 10^6$
13	Наименьшее давление из условия компенсации перпендикулярных поверхностей сил, Па	$p_{\min(r)}$	$22,02 \cdot 10^6$
14	Коэффициент Ламе вала	C_d	0,72
15	Коэффициент Ламе шестерни	C_D	2,22
16	Модуль упругости материалов вала и шестерни, Па	E_d, E_D	$2 \cdot 10^{11}$
17	Наименьший расчетный натяг из условия компенсации параллельных поверхностей сил, мкм	$N_{P_{\min}(l)}$	8,67
18	Наименьший расчетный натяг из условия компенсации перпендикулярных поверхностей сил, мкм	$N_{P_{\min}(r)}$	12,94
19	Предел текучести материала вала, Па	$[\sigma_T]_d$	$363 \cdot 10^6$
20	Предел текучести материала шестерни, Па	$[\sigma_T]_D$	$786 \cdot 10^6$
21	Наибольшее давление для материала вала, Па	$p_{d\max}$	$210,5 \cdot 10^6$
22	Наибольшее давление для материала шестерни, Па	$p_{D\max}$	$148,9 \cdot 10^6$
23	Наибольшее давление с учетом перпендикулярных поверхностей сил, Па	p_{\max}	$207,8 \cdot 10^6$
24	Наибольший расчетный натяг, мкм	$N_{P_{\max}}$	87,55
25	Наибольший расчетный натяг с учетом перпендикулярных сил, мкм	$N_{P_{\max}(r)}$	65,53
26	Поправка на смятие шероховатости, мкм	ΔN_R	3,9
27	Наименьший технологический натяг из условия компенсации параллельных поверхностей сил, мкм	$N_{T_{\min}(l)}$	12,54
28	Наименьший технологический натяг из условия компенсации перпендикулярных поверхностей сил, мкм	$N_{T_{\min}(r)}$	16,84
29	Наибольший технологический натяг, мкм	$N_{T_{\max}}$	88,82
30	Наибольший технологический натяг из условия компенсации перпендикулярных поверхностей сил, мкм	$N_{T_{\max}}$	67,46
31	Стандартная посадка по классической методике	—	$\varnothing 40H8/u7$
32	Стандартная посадка по предлагаемой методике	—	$\varnothing 40H7/s7$

но поверхности контакта в виде радиальной и консольной нагрузок, наименьший натяг практически не изменяется, но существенно уменьшается наибольший натяг, что предотвращает вероятный выход из строя данного соединения в случае наибольшей нагрузки или возможной перегрузки. Для рассматриваемого примера именно посадка $\varnothing 40H7/s7$ обеспечит наибольшую надежность в отличие от посадки $\varnothing 40H8/u7$, полученной по классической методике.

Вывод

При расчете и выборе посадок с натягом необходимо не только учитывать величины вращающего момента и осевой силы, как это предлагается в классической методике расчета, но и выявлять и учитывать в расчетах радиальную и консольную нагрузки, которые могут либо раскрыть стык соединения, либо привести к превышению предела текучести более слабой детали.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Детали машин** / М. Н. Ерохин, С. П. Казанцев, О. М. Мельников, И. Ю. Игнаткин. М.: ФГБНУ "ВНИИГиМ им. А. Н. Костякова", 2016. 148 с.
2. **Иванов М. Н.** Детали машин. М.: Высшая школа, 2008. 407 с.
3. **Erokhin M. N.** Tightness and Leakage in Applying Reinforced Rubber Sleeves to Shafts // Russian Engineering Research. 2019. V. 39. N. 6. P. 459—462.
4. **Вергазова Ю. Г.** Взаимозаменяемость цилиндрических соединений со шпонками при изготовлении и ремонте сельскохозяйственной техники: Дис. ... канд. техн. наук. Москва, 2018. 136 с.
5. **Erohin M.** Calculation off its forcy lindrical connection swith key for reducers in agricultural machinery // Engineering for rural development. 2019. P. 469—474.
6. **Леонов О. А., Вергазова Ю. Г.** Расчет посадок соединений со шпонками для сельскохозяйственной техники // Вестник ФГОУ ВПО МГАУ. 2014. № 2. С. 13—15.
7. **Erokhin M. N.** Assessing the relative interchangeability in joints with preload // Russian Engineering Research. 2020. V. 40. N. 6. P. 469—472.
8. **Ерохин М. Н.** Взаимосвязь точности и надежности соединений при ремонте сельскохозяйственной техники // Вестник ФГОУ ВПО МГАУ. 2006. № 2. С. 22—25.
9. **Leonov O. A.** Determining the Tolerances in Fitting for Joints with Interference // Russian Engineering Research. 2019. V. 39. No. 7. P. 544—547.
10. **Белов В. М.** Расчет точностных параметров сельскохозяйственной техники. М.: Изд-во МИИСП, 1990. 125 с.
11. **Якушев А. И., Бежелукова Е. Ф., Плуталов В. Н.** Допуски и посадки ЕСДП для гладких цилиндрических деталей (расчет и выбор). М.: Изд-во стандартов, 1978. 256 с.
12. **Леонов О. А., Вергазова Ю. Г.** Реализация теоретических исследований точностных параметров соединений "вал—втулка со шпонкой". Вестник ФГОУ ВПО МГАУ. 2015. № 5 (69). С. 41—47.

Ф. М. ШИРЗАДОВ, А. И. САДЫХОВ, доктора технических наук,
Л. А. ГАСИМОВА (БИУ, Азербайджан, г. Баку),
e-mail: fashirzadov@beu.edu.az, a_sadixov05@rambler.ru

Повышение эффективного воздействия магнитного поля на сварочную ванну

Рассмотрены варианты сварочных ванн, получаемых при сварке с воздействием магнитных полей. Предложены способы повышения эффективности электромагнитного воздействия при сварке.

Ключевые слова: сварка, электромагнитное поле, сварочная ванна, индукция, покрытие.

Variants of weld pools obtained by verification with the influence of magnetic fields are considered. Methods for increasing the effectiveness of electromagnetic effects during welding are proposed.

Keywords: welding, electromagnetic field, weld pool, induction, coating.

Известно, что для ограничения влияния гравитационных и других сил на любую газообразную или жидкую среду, которая будет проводить ток или намагничивать среду, необходимо применять силу Лоренца, генерируемую постоянным или переменным магнитным полем, распределенным по среде. Взаимодействие этой силы с материей влияет на количественные и качественные параметры указанной среды. Кроме того, на топографию нанесенного на поверхность покрытия в основном действуют сила напряжения и сила тяжести сварочной ванны. Для целенаправленного изменения влияния этих параметров, контролирования гидродинамики, стабильности расплавленного материала и толщины покрытия надо воздействовать на сварочную ванну электромагнитной силой [1–4].

Цель данной работы — прояснить природу создаваемого как постоянным, так и переменным током магнитного поля, т. е. в конце концов, электромагнитной силы, и предложить еще более эффективные схемы индукторов для повышения эффективности поверхностного нанесения покрытий.

На рис. 1 даны некоторые схемы взаимодействия постоянных магнитов с нанесенными на их поверхность покрытиями.

В отличие от показанного на рис. 1, распределения температуры и плотности тока в сварочной ванне в реальных условиях нерегулярны, в связи с чем и распределяются силы, действующие на сварочную ванну.

При действии на сварочную ванну большой растягивающей магнитной силы (или силы Лоренца) от контактной зоны основного материала с покрытием отделяется расплавленный материал. Причины этого — низкая

температура на этом участке, связанная с этим плотность напряжения, и наконец, большая магнитная сила. С целью предотвращения такого отрицательного действия на основании предложенных схем (рис. 2) силой Лоренца можно воздействовать на две боковые стороны сварочной ванны.

При сжатии сварочной ванны с двух сторон магнитная сила постарается его остановить в центре индукторов. В точке же встречи векторов магнитной индукции, созданной индуктором, в зависимости от их направлений магнитные силы могут усилить друг друга (когда они действуют в одном направлении) и ослабить (когда они направлены противоположно).

В отличие от схем, представленных на рис. 1 и 2, векторы \vec{B} магнитной индукции на реальном поле никогда не ориентируются по прямой линии. Если расстояние от магнитного источника до материи одинаково, то магнитная индукция поля будет направлена к материи с более высокой магнитной проницаемостью. На рис. 2, в показано размещение дополнительных постоянных магнитов против основного магнита, тем самым противодействие основных правых и левых магнитных полюсов по отношению

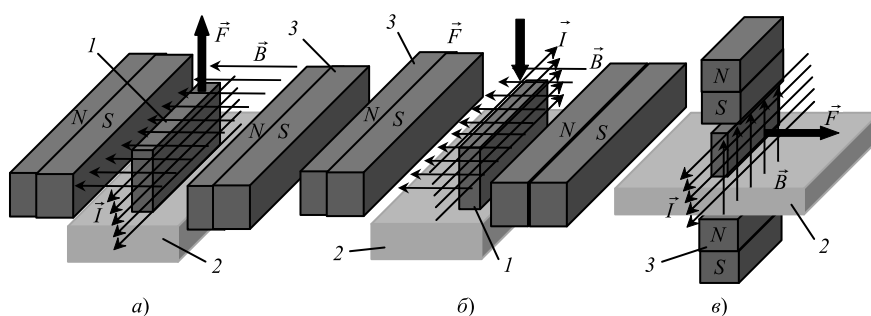


Рис. 1. Схемы влияния силы Лоренца на сварочную ванну в зависимости от направления магнитной индукции и протекающего через нее постоянного тока:

a — растягивающая сила; *b* — сжимающая сила; *v* — боковая сжимающая сила; \vec{I} — поддача дополнительного постоянного тока на сварочную ванну; \vec{B} — магнитная индукция; \vec{F} — сила Лоренца; 1 — сварочная ванна; 2 — основной материал; 3 — постоянные магниты

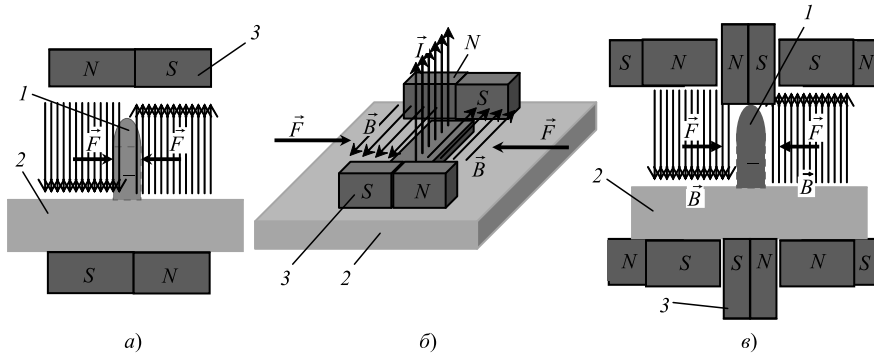


Рис. 2. Схемы приложения боковой сжимающей силы к сварочной ванне с обеих сторон:

\vec{I} — подача дополнительного постоянного тока на сварочную ванну; \vec{B} — магнитная индукция; \vec{F} — сила Лоренца; 1 — сварочная ванна; 2 — основной материал; 3 — постоянные магниты

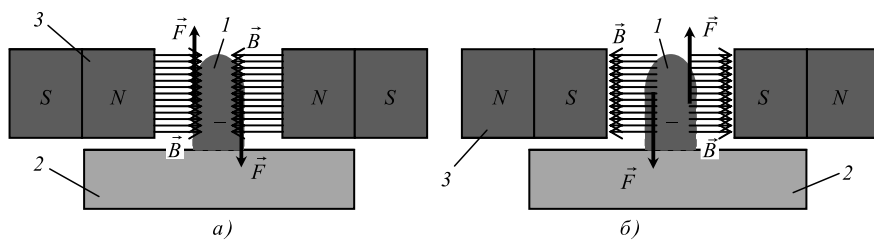


Рис. 3. Схемы (а и б) описания передачи вращательного движения сварочной ванне:

1 — сварочная ванна; 2 — основной материал; 3 — постоянные магниты

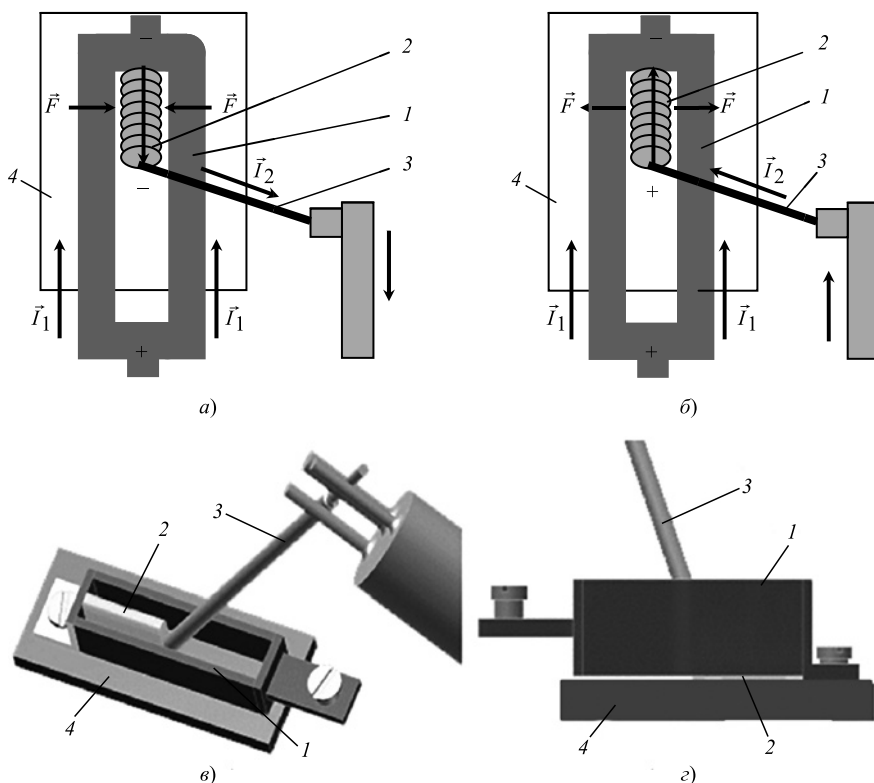


Рис. 4. Схемы повышения степени сжатия наплавляемого слоя применением индукторов постоянного тока:

а — сжатие сварочной ванны; б — растяжение сварочной ванны; в и г — конструктивные исполнения, соответствующие схемам а и б; 1 — индукторы; 2 — сварочная ванна; 3 — электрод; 4 — основной материал

друг к другу предотвращается, и вектор \vec{B} магнитной индукции будет ориентирован на основной материал с большей магнитной проницаемостью. Схемы на рис. 2 могут быть еще более эффективными, если основным материалом будет не ферромагнит, а парамагнит. На основе предложенных схем с целью повышения эффективности операций по нанесению покрытий на ферромагниты предлагается нагревать их выше температуры Кюри.

На рис. 3 приведены схемы передачи вращательного движения сварочной ванне.

На основании предложенных схем сила Лоренца будет действовать на сварочную ванну в виде пары сил (рис. 4, а—г), что вызовет сильную конвекцию сварочной ванны, которая повлияет на физико-механические и геометрические особенности покрытия материала (мелкая микроструктура, однородность материала, грубое покрытие и т. д.).

Постоянное магнитное поле может образоваться посредством постоянного магнита или же с помощью проводов постоянного тока. Согласно закону Ампера взаимодействие параллельных проводов друг с другом зависит от направления тока, текущего по ним. Если ток, протекающий по параллельным проводам, направлен противоположно, то провода отталкиваются друг от друга, в противном случае — притягиваются [5—7, 8].

По принципу параллельных проводов по схеме на рис. 4, а можно увеличить толщину покрытия материала, на основании же рис. 4, б, уменьшив толщину покрытия материала, можно увеличить его ширину во время нанесения покрытия.

На рис. 4, в и г показаны некоторые виды взаимодействия индуктора с электродом во время нанесения покрытия электродуговым методом. Предложенную схему можно применять также и в других электродуговых свароч-

ных операциях. Чтобы достичь силы Лоренца, действующей на сварочную ванну, надо к индукторам подключить дополнительные источники тока.

Путем пропускания тока, протекающего от индуктора посредством электропроводимых углей через основной материал, можно достичь его нагрева до температуры выше температуры Кюри, увеличения скорости нанесения покрытия, движения индукторов по основному материалу (рис. 5).

Схему, представленную на рис. 6, можно применить для увеличения силы магнитного поля, обеспечения его однородного распределения и с целью уменьшения магнитных потерь. В схеме на рис. 6, *а* постоянные и переменные магнитные поля действуют одновременно. Здесь с повышением магнитного давления индукционным током, образованным переменным магнитным полем на сварочной ванне, его стабильность будет обеспечивать постоянное магнитное поле. На основе приведенной на рис. 6, *б* схемы можно достичь сильного магнитного поля на сварочной ванне.

В противоположность постоянному магнитному полю переменное магнитное поле по закону индукции, создавая там магнитную силу (не касаясь материала покрытия), действующую на материал покрытия, дает возможность получить нужную форму покрытия. В это время переменное электрическое поле согласно закону индукции создаст вокруг себя переменное магнитное поле, в результате чего появится индукционный ток в сварочной ванне [9].

Действие эффекта магнитного поля зависит от формы индуктора, силы и частоты индукционного тока и от размеров сварочной ванны. Наряду с этим параметры процесса, геометрическое построение и расположение индукторов должны соответствовать принятым требованиям.

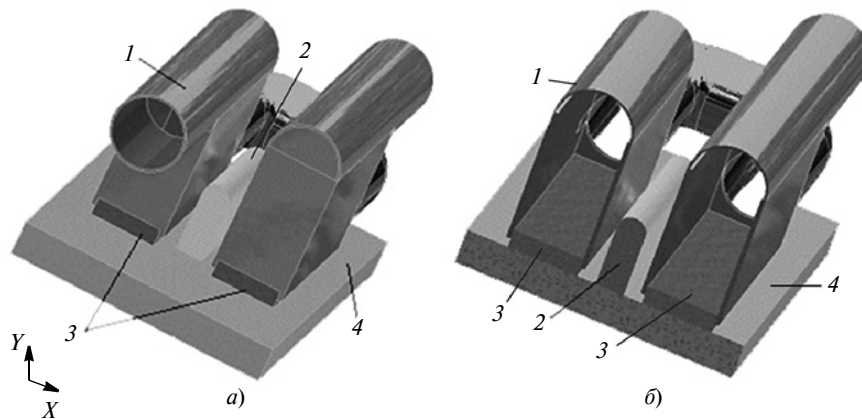


Рис. 5. Схемы передачи индукторного тока основному материалу применением углей:
1 — индукторы; 2 — сварочная ванна; 3 — угли, проводящие ток; 4 — основной материал

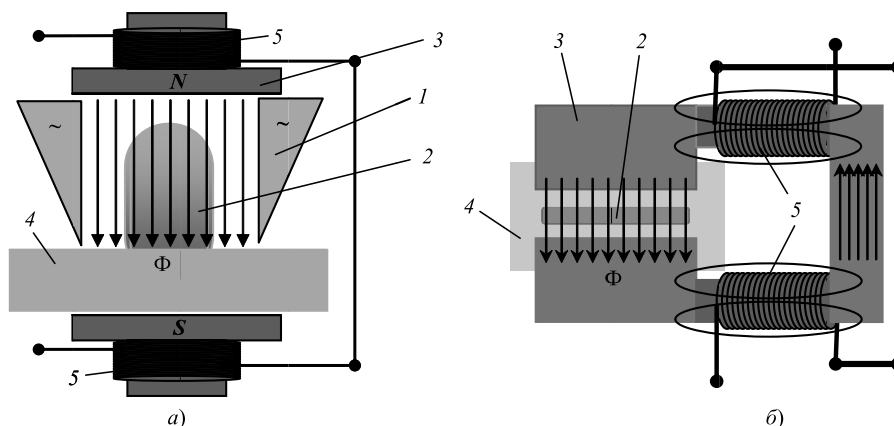


Рис. 6. Схемы создания магнитного поля в сварочной ванне:

а — одновременное создание постоянного и переменного магнитных полей в сварочной ванне; *б* — образование сильного магнитного поля в сварочной ванне применением дополнительного трансформатора; 1 — индуктор; 2 — сварочная ванна; 3 — ферритный сердечник; 4 — основной материал; 5 — обмотка трансформатора; Φ — магнитный поток

Образование магнитного поля, действие силы Лоренца на сварочную ванну и условия стабильности сварочной ванны показаны на рис. 7, согласно которому индукционный ток всегда направлен против тока индуктора. Сила Лоренца, действующая на сварочную ванну и вектор магнитной индукции, зависящий от направления тока, определяются по правилу правой руки.

Как было указано, когда переменное магнитное поле, проходящее через индуктор, взаимодействует со сварочной ванной, оно создает индукционный ток в направлении, противоположном току индуктора.

Итак, ориентируя горизонтально и вертикально направление тока, проходящего через индукторы, можно изменить направление индукционного тока, образованного в сварочной ванне, и таким образом изменить параметры, действующие на сварочную ванну (рис. 8). Если электрический ток, протекающий через индуктор, будет ориентирован в вертикальном направлении, то созданное им магнитное поле в основном будет действовать на вертикально расположенную материю. В таком случае магнитное поле, созданное индуктором, будет в основном взаимодействовать не с ос-

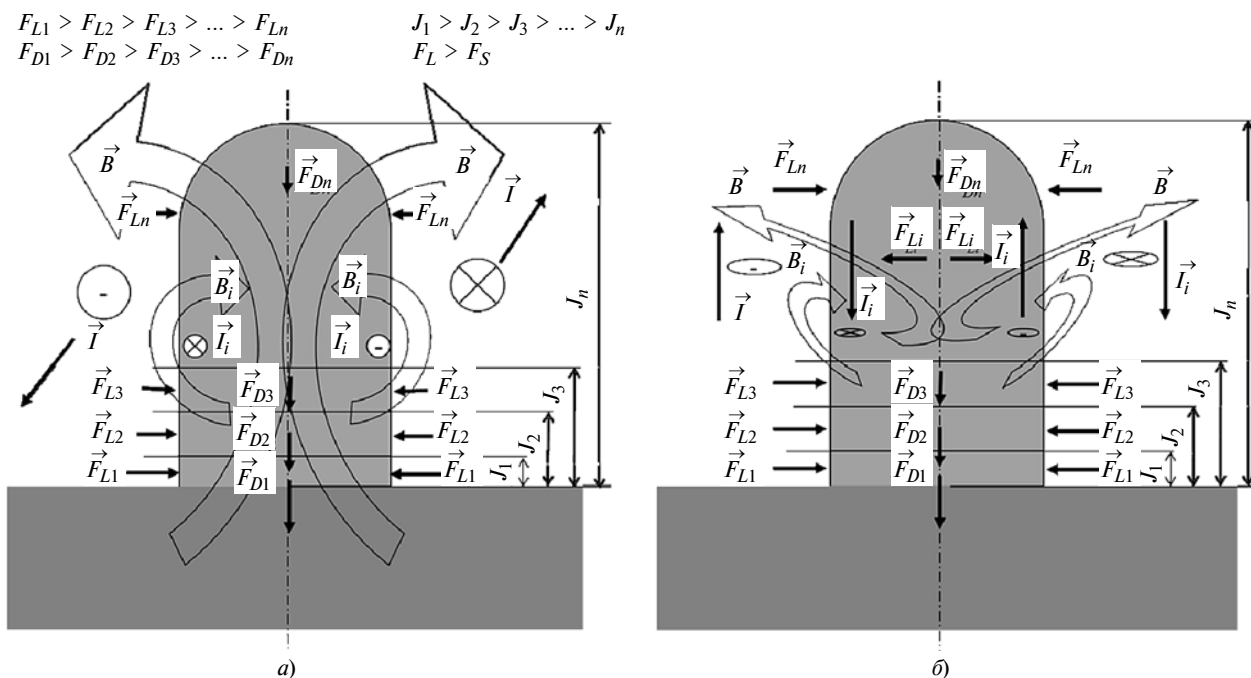


Рис. 7. Схемы распределения магнитной индукции и силы Лоренца в сварочной ванне в зависимости от направления индукторного тока:

a — индукторный ток ориентирован в горизонтальном направлении; *b* — индукторный ток ориентирован в вертикальном направлении; \vec{F}_{Li} — сила Лоренца; \vec{I}_i — индукционный ток; \vec{I} — индукторный ток; \vec{B} — магнитная индукция, образованная индукторным током; \vec{B}_i — магнитная индукция, образованная индукционным током; \vec{J}_i — высота сварочной ванны из основного материала; $\vec{F}_{D(n)}$ — сила тяжести

новым материалом, а со сварочной ванной.

Для получения желаемой формы покрытия и обеспечения стабильности сварочной ванны надо, чтобы по всему поперечному сечению сварочной ванны магнитное поле распределялось целесообразно. В связи с высоким

гидродинамическим давлением в месте соединения основного материала с материалом покрытия требуется увеличить магнитную силу в этой части (см. рис. 7).

Форма и позиция индуктора (например, расположение индуктора под углом) являются основными для обеспечения с различ-

ной плотностью распределения магнитного поля по поперечному сечению сварочной ванны. Кроме того, можно использовать дополнительные ферромагниты, которые повлияют на плотность распределения магнитного поля.

Взаимодействие магнитного поля и сварочной ванны во время операций по нанесению покрытий в основном становится причиной нестабильности расплавленного материала. Поэтому в статье представлены процессы, которые могут возникнуть на основе физического влияния постоянных и переменных магнитных полей на сварочную ванну. С целью повышения эффективности магнитного поля, оказывающего влияние на сварочную ванну, и обеспечения ее стабильности путем критического подхода к этим процессам, авторами статьи предложены новая форма индуктора и схемы подключения индукторов. Предложенные конструктивно-технологические

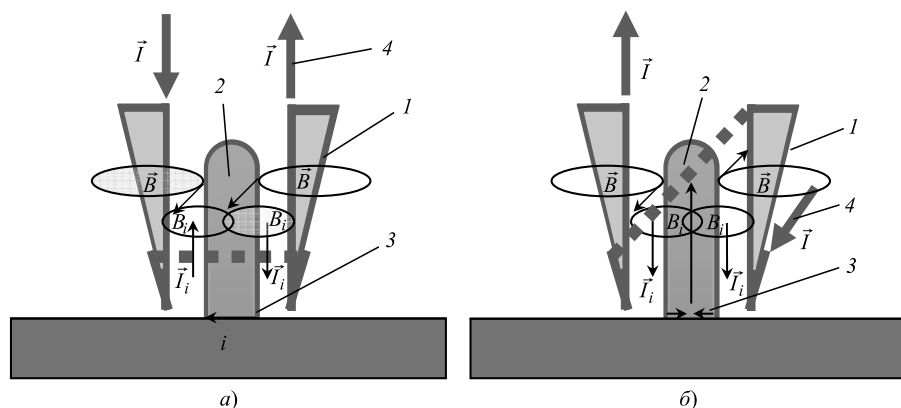


Рис. 8. Ориентация тока в вертикальном направлении в сварочной ванне:

a — индукторный и индукционный токи, ориентированные друг против друга; *b* — индукторный и индукционный токи, ориентированные в одном направлении; 1 — индуктор; 2 — сварочная ванна; 3 — направление индукционного тока; 4 — направление индукторного тока

В. С. СЕМЕНОЖЕНКОВ, д-р техн. наук (ВФ РГУПС, г. Воронеж), М. В. СЕМЕНОЖЕНКОВ, канд. техн. наук (ВГТУ, г. Воронеж), e-mail: semen_46@mail.ru, for_maxs@mail.ru

Электромеханический привод раздвижных дверей с аккумулятором механической энергии

Предложена конструкция электромеханического привода раздвижных дверей с аккумулятором механической энергии, исключающая вывод дверей из крайних положений с помощью электродвигателя. Получены аналитические выражения кинетостатических параметров устройства. Представлена методика выбора пружины аккумулятора.

Ключевые слова: раздвижная дверь, привод, надежность, энергия, аккумулятор.

The design of an electromechanical drive for sliding doors with a mechanical energy accumulator is proposed, which excludes the withdrawal of doors from extreme positions using an electric motor. Analytical expressions for the kinetostatic parameters of the device are obtained. The method of choosing the accumulator spring is presented.

Keywords: sliding door, drive, reliability, energy, accumulator.

Выбор типа привода для конструкций раздвижных дверей магазинов, лифтов, вагонов электричек, автомобилей и других видов техники — одна из приоритетных задач при создании новых изделий. Актуальность проблемы усиливает распространение коронавируса COVID-19.

По данным работы [1] на отказы привода и систем управления вагонными дверями приходится около 50 % всех неисправностей поездов. Подобные проблемы характерны и для конструкций дру-

гих типов раздвижных дверей. Для лифтов, например, ситуация усугубляется тем, что скорости подъема и опускания достигли предела и их увеличение невозможно из-за плохой переносимости пассажирами перегрузок [2]. Авторы работы считают, что ускорить работу лифтов можно лишь за счет более быстрого открывания и закрывания дверей.

В конструкциях электричек наиболее распространенным является механизм открывания и закрывания дверей с пневматическим приводом, обеспечивающим высокое быстродействие. Однако необходимость развитой системы трубопроводов, мощных компрессоров и ресиверов в каждом вагоне, чувствительность к конденсату и разным загрязнениям привели к тому, что в большинстве случаев при проектировании новых и модернизации эксплуатируемых вагонов предпочтение следует отдавать электромеханическому приводу, который монтируется на направляющей, расположенной над дверным проемом [1, 3]. Привод содержит приводимые в движение с помощью мотор-редуктора каретки с роликами, перемещающиеся по направляющим, и фиксаторы крайних положений дверей. Основные преимущества привода — простота конструкции, монтажа, управления и обслуживания.

При открывании или закрывании двери в момент страгивания ее из крайних положений двигатель преодолевает так называемый статический момент сопротивления движению каретки. Так как



(Окончание статьи. Начало см. на стр. 29)

мероприятия могут быть применены при таких процессах, как поверхностное плавление, наплавка, соединение сваркой, литье, ограничение движения плазмы (в атомных реакторах, в оружии, для ускорения плазмы) и т. д.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **A study of tube** electromagnetic forming / F. M. Song, X. Zhang, Z. R. Wang, L. Z. Yu. // Journal of Materials Processing Technology. ELSEVIER. 2004. V. 151. Issues 1—3. P. 372—375.

2. **Schmidt V.** Untersuchung der magnetischen Induktion, Stromdichte und Kraftwirkung beider Magnetumformung. Stuttgart: Girardet, 1976. 124 S.

3. **Effect** of field shaper on magnetic pressure in electromagnetic forming / Yu Haiping, Li Chunfeng, Zhao Zhiheng, Li Zhong // Journal of Materials Processing Technology. 2005. V. 168 (2). P. 245—249.

4. **Walker J. S., Dold P., Cröll A.** et al. Solutocapillary convection in the float-zone process with a strong magnetic field // International Journal of Heat and Mass Transfer. 2002. V. 4. P. 4695—4702.

5. **Weyh U.** Feldlehre. Die Grundlagen der Lehre vom elektrischen und magnetischen Feld. München: Oldenbourg, 1990. 247 S.

6. **Rudolf B.** Elektrotechnik und Elektronik. Stuttgart: B. G. Teubner, 1994. 404 S.

7. **Lindner H., Brauer H., Lehmann C.** Taschenbuch der Elektrotechnik und Elektronik. Leipzig: Cary Hanser, 2004. 696 S.

8. http://fizmir.org/bestsoft/4_16.htm (V. 2009).

9. **Gundlach M.** Taschenbuch der Hochfrequenztechnik. Grundlagen, Komponente, Systeme. Berlin/Heidelberg: Springer, 1992. 918 S.

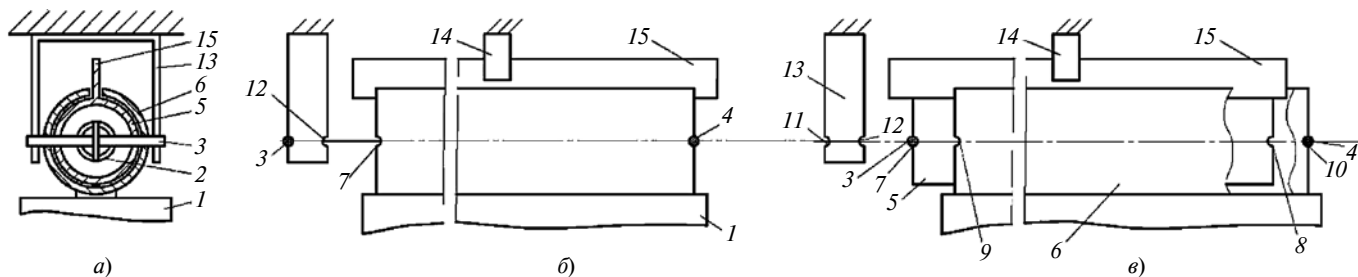


Рис. 1. Схемы разных положений элементов привода

в крайних положениях дверь находится наиболее длительное время, то в этих позициях под действием сил тяжести и инерции на ролики при вибрации транспортного средства во время движения на направляющих образуются локальные углубления, а ролики также приобретают остаточные деформации. Для выведения роликов из этих положений требуются усилия, часто многократно превышающие силы, необходимые для перемещения двери в промежуточных положениях. Кроме того, дополнительные силы необходимы для освобождения дверей от фиксаторов в крайних позициях и преодоления сил инерции разгона. Поэтому пусковые моменты на двигателе значительно превышают номинальные значения, что снижает надежность привода и уменьшает его быстродействие.

Разработана конструкция электромеханического привода [3] раздвижной двери с аккумулятором механической энергии, в которой исключена необходимость преодоления двигателем привода нагрузок при страгивании дверей из крайних положений. Предлагаемая конструкция обеспечивает также необходимое быстродействие. Схемы привода двери приведены на рис. 1, а–в.

На рис. 1, а показан вид аккумулятора по оси. Выведение двери 1 из крайних положений, а также торможение в любом промежуточном положении с последующим разгоном в исходную позицию осуществляется с помощью размещенной в трубе 5 пружины 2, имеющей опоры 3 и 4. Труба 5 установлена с возможностью перемещения вдоль оси трубы 6, равной по длине трубе 5 и закрепленной на двери 1. Торцы 7 и 8 трубы 5 и торцы 9 и 10 трубы 6 являются опорами пружины 2. Опорами пружины являются также упоры 11 и 12 кронштейна 13, закрепленного на проеме двери 1. На дверном проеме закреплен электромагнитный фиксатор 14, ответная часть которого выполнена в виде стальной планки 15, закрепленной на трубе 5.

Электродвигатель привода включается после разгона двери и компенсирует потери системы на преодоление сил трения.

На рис. 1, б показан этап разгона двери (движение справа налево) с помощью пружины 2. При совпадении опоры 7 с опорой 3 разгон заканчива-

ется, включается электродвигатель и начинается движение двери с постоянной скоростью до совпадения опоры 4 пружины 2 с опорой 12 кронштейна 13. Выключается электродвигатель и начинается торможение двери, которое заканчивается при достижении крайнего левого положения (полного открытия двери) и срабатывания фиксатора двери (на рисунке не показан). Закрывание двери (движение слева направо) проходит в аналогичной последовательности.

На рис. 1, в показано положение двери в случае прерывания ее закрытия, например, при появлении посетителя в супермаркете. В случае поступления сигнала от системы управления на прекращение движения при закрытии двери выключается электродвигатель привода, электромагнитный фиксатор 14 взаимодействует с ответным элементом 15 и останавливает трубу 5. Труба 6, двигаясь по инерции, взаимодействует опорой 10 с опорой 4 пружины 2 и растягивает ее. В момент полного перехода кинетической энергии движения двери в потенциальную энергию растяжения пружины дверь начинает движение (разгон) в обратном направлении (открытие). При полном сжатии пружины фиксатор 14 отключается, включается электродвигатель, и движение продолжается с постоянной скоростью, далее в описанном выше порядке.

Использование предлагаемого устройства исключает в работе электродвигателя пусковые режимы вывода конструкции из неподвижного состояния, так как напряжение на двигатель подается в момент движения механической системы. Вследствие того, что в предлагаемой конструкции при торможении кинетическая энергия двери рекуперирована в потенциальную энергию пружины, расходующую затем на разгон двери, то это позволяет снизить энергозатраты.

Кроме того, применение предлагаемого устройства повышает безопасность использования автоматической двери, так как при завершении движения двери кинетическая энергия поглощается (накапливается) пружиной аккумулятора, что уменьшает вероятность возникновения ударных процессов при открывании и закрывании дверей. При аварийных ситуациях, например, обесточива-

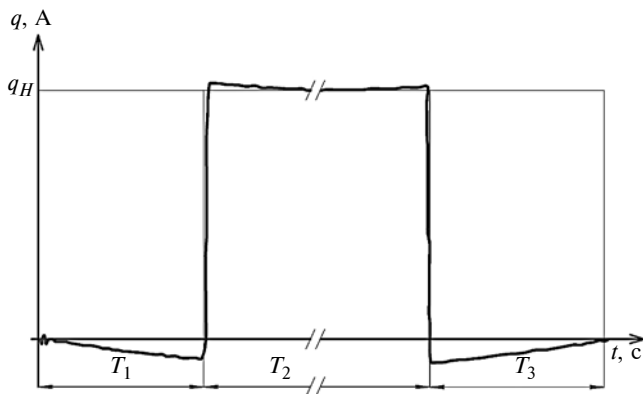


Рис. 2. Изменение силы тока на двигателе

нии системы, пружина будет способствовать открытию дверей. Подбором соответствующей жесткости пружины аккумулятора можно повысить быстродействие привода до необходимого.

Ранее авторы исследовали устройства, в которых электродвигатели работают в аналогичном режиме [4]. На рис. 2 приведен график изменения тока на двигателе. Видно, что при разгоне и торможении двери двигатель работает в режиме генератора, а при включении двигателя ток q на обмотках возрастает до номинального значения q_H и практически не изменяется до момента выключения.

Время $T_{\text{п}} = T_1 + T_2 + T_3$ открытия (закрытия) дверей включает время T_1 разгона, время T_2 движения с постоянной скоростью и время T_3 торможения.

Время разгона и торможения можно принять равными и определить по параметрам приводов известных конструкций раздвижных дверей: максимальная статическая сила $P_{\text{max}} = 150$ Н; максимальная скорость перемещения $V_{\text{max}} = 0,7$ м/с.

Уравнение движения при торможении двери массой M определяется по формуле

$$M \frac{d^2 s}{dt^2} + P_{\text{max}} + Cs = 0, \quad (1)$$

где s — перемещение двери; C — жесткость пружины.

Из равенства (1) определим время торможения двери:

$$T_3 = M^{0,5} C^{-0,5} \left[\arcsin \left(-\frac{P_{\text{max}}}{CS_3 + P_{\text{max}}} \right) + 0,5\pi \right],$$

где S_3 — путь торможения двери (ход пружины).

При полном перемещении S_d двери время движения с постоянной скоростью определим по формуле

$$T_2 \approx V_{\text{max}} / (S_d - 2S_3).$$

Приведенные ниже зависимости позволяют построить алгоритм выбора пружины аккумулятора энергии по исходным параметрам: масса M двери; времена T_1 и T_3 , определенные из условия быстродействия и безопасности работы двери; путь S_3 .

Рабочая деформация пружины согласно ГОСТ 13771—86 должна быть больше или равна пути разгона двери $h \geq S_3$; жесткость пружины $C \leq \pi^2 M / (4T_3^2)$; максимальная рабочая нагрузка $P_2 \leq 2S_3 M / (T_3^2)$.

Для пружины, удовлетворяющей первым трем условиям (величины h , C , P_2), вычисляются:

$$P_n = P_2 - CS_3;$$

$$T_p = M^{0,5} C^{-0,5} \left[\arcsin \left(-\frac{P_n}{CS_3 + P_n} \right) + 0,5\pi \right],$$

при обеспечении неравенства $T_p \leq T_3$ определяется нагрузка $P_{\text{пр}}$:

$$P_{\text{пр}} = \frac{CS_3 - \cos(T_p C^{0,5} M^{-0,5})}{1 - \cos(T_p C^{0,5} M^{-0,5})}.$$

Пружина с максимальным значением $P_{\text{пр}}$ считается оптимальной, так как в этом случае при заданных условиях обеспечиваются наименьшие ускорения звеньев устройства и действующие на них нагрузки.

Необходимые параметры (P_{max} , V_{max}) движения двери обеспечит, например, пружина 1086-326 с наружным диаметром $D = 16$ мм, длиной $L = 46$ мм, навитая из проволоки $d = 2$ мм (ГОСТ 13771—86).

Таким образом, предложенный привод осуществляет перемещение раздвижных дверей из любых позиций, определяемых случайным появлением пассажиров, обеспечивает необходимое быстродействие дверей и работу электропривода без пусковых режимов, повышает безопасность использования автоматических дверей.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Коннор П.** Выбор дверей пассажирских вагонов // Железные дороги мира. 2011. № 10. С. 37—40.
2. **Все выше** и выше: Из рубрики "О чем пишут научно-популярные журналы мира" // Наука и жизнь. 2018. № 10. С. 44, 45.
3. **Пат. 2503553С1 Рос. Федерация:** МПК В60J5/06. Привод раздвижных дверей.
4. **Семенов В. С.** Моделирование динамики револьверной подачи листоштамповочного комплекса // Кузнечно-штамповочное производство. 1995. № 3. С. 23—25.

К. Г. ЭРАСТОВА, Н. В. ШИХАНОВА, Р. А. КОМАРОВ, П. А. ЛАРЮШКИН, канд. техн. наук (ФГБОУ ВО "МГТУ им. Н. Э. Баумана — национальный исследовательский университет"), e-mail: erastovakg@bmstu.ru

Исследование конструктивной рабочей зоны плоского лямбда-подобного механизма с учетом особых положений

Исследованы рабочие зоны плоского лямбдаобразного ориентационного механизма с учетом особых положений, негативно влияющих на размеры зон и эксплуатационные характеристики механизма. Даны рекомендации для параметрического синтеза механизма, позволяющие максимизировать его рабочую зону.

Ключевые слова: механизм параллельной структуры, плоский механизм, ориентационный механизм, металлообрабатывающий станок, рабочая зона, особые положения, параметрический синтез.

The working zones of a flat lambda-shaped orientation mechanism are investigated taking into account special positions that negatively affect the size of the zones and the operational characteristics of the mechanism. Recommendations are given for the parametric synthesis of the mechanism, allowing to maximize its working area.

Keywords: parallel structure mechanism, flat mechanism, orientation mechanism, metalworking machine, working area, special positions, parametric synthesis.

Механизмы параллельной структуры (МПС) основаны на построении замкнутых кинематических цепей. В общем случае они содержат неподвижное основание, выходное звено и кинематические цепи, связывающие звено и основание, к которому они крепятся с помощью шарниров [1]. Уникальные свойства механизмов с параллельной кинематикой позволяют широко применять их в современной технике. Механизмы имеют большую жесткость конструкции, хорошую грузоподъемность, высокую точность и благодаря замкнутым цепям обеспечивают перераспределение нагрузки [2]. Существенный недостаток МПС — наличие особых положений, в которых они теряют подвижность или управляемость. При приближении к особым положениям повышается нагрузка на приводы и ухудшается точность позиционирования [3, 4]. Для механизмов с параллельной структурой необходимы алгоритмы движения, предусматривающие обход этих положений [5].

Наиболее простыми представителями этого класса являются механизмы с двумя или тремя степенями свободы, обеспечивающие движение выходного звена в плоскости. В данной статье исследуется влияние геометрических параметров на размер рабочей зоны плоского лямбда-подобного механизма с учетом особых положений. Механизм имеет три степени свободы и предлагается в ка-

честве исполнительской части системы позиционирования инструмента и детали модернизированной версии прототипа многокоординатного станка Tetra, разработанного в малом инновационном предприятии "Модульная механика МГТУ им. Н. Э. Баумана".

На рис. 1, а приведена кинематическая схема механизма [6] с выходным звеном и четырьмя кинематическими цепями. Каждая кинематическая цепь состоит из линейного привода A_i ($i = 1, \dots, 4$), жестко связанного с вращательной кинематической парой B_i . Все линейные приводы A_i расположены на одном винте. Шарнир B_i соединен с выходным звеном промежуточными звеньями B_iC_j и C_jD_j ($j = 1, 2$) и вращательными парами C_jD_j .

Лямбда-подобный механизм имеет приводную избыточность, однако его цепи отличаются друг от друга. Избыточной является одна из вспомогательных цепей — $A_2B_2C_1$ или $A_3B_3C_2$. Наличие двух вспомогательных цепей необходимо для более равномерного распределения сил по элементам конструкции, что положительно влияет на жесткость манипулятора [7].

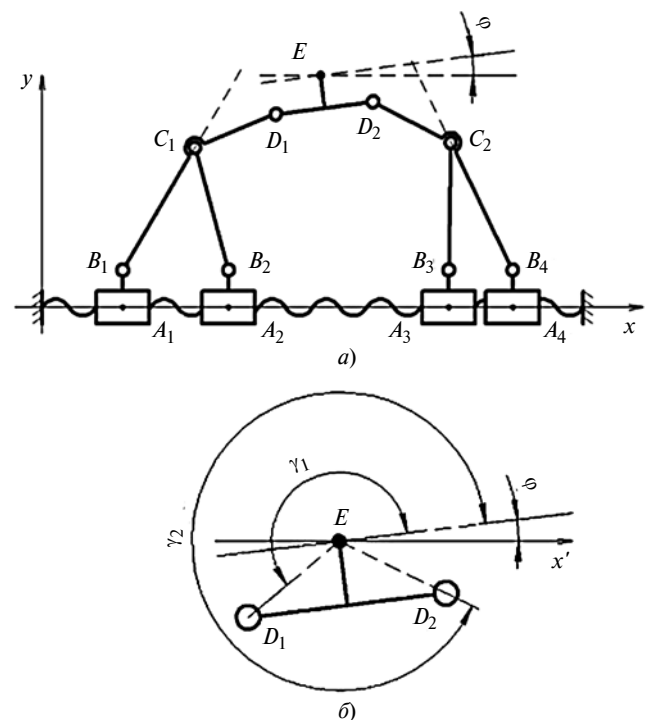


Рис. 1. Кинематическая схема (а) и выходное звено (б) механизма

При решении обратной задачи о положениях необходимо для заданных значений x_E, y_E и φ вычислить обобщенные координаты — положения приводов, определяемых координатой x_{A_i} . Так как шарниры B_i жестко связаны с линейными приводами A_i , без потери общности можно считать, что $x_{B_i} = x_{A_i}$. В этом случае для решения указанной задачи достаточно определить координаты x_{B_i} :

$$\begin{cases} x_{A_1} = x_{B_1} = x_{D_1} - \sqrt{B_1 D_1^2 - (y_{D_1} - y_{B_1})^2}; \\ x_{A_2} = x_{B_2} = x_{C_1} + \sqrt{B_2 C_1^2 - (y_{C_1} - y_{B_2})^2}; \\ x_{A_3} = x_{B_3} = x_{C_2} - \sqrt{B_3 C_2^2 - (y_{C_2} - y_{B_3})^2}; \\ x_{A_4} = x_{B_4} = x_{D_2} + \sqrt{B_4 D_2^2 - (y_{D_2} - y_{B_4})^2}, \end{cases} \quad (1)$$

где x_{D_i}, y_{D_i} — координаты точек D_i (рис. 1, б), которые определяются по формулам:

$$x_{D_i} = x_E + D_i E;$$

$$y_{D_i} = y_E + D_i E \sin(\gamma_i + \varphi).$$

Здесь размеры $D_i E$ и углы γ_i задают геометрию выходного звена.

Координаты точек C_i определяются по формулам:

$$x_{C_1} = x_{B_1} + B_1 C_1 \cos \psi_1;$$

$$y_{C_1} = y_{B_1} + B_1 C_1 \sin \psi_1;$$

$$x_{C_2} = x_{B_4} + B_4 C_2 \cos \psi_2;$$

$$y_{C_2} = y_{B_4} + B_4 C_2 \sin \psi_2,$$

в которых углы ψ_i между звеньями $B_i C_i$ и осью x определяются по формулам:

$$\psi_1 = \text{atan2}(y_{D_1} - y_{B_1}, x_{D_1} - x_{B_1}) - \beta_1;$$

$$\psi_2 = \text{atan2}(y_{D_2} - y_{B_4}, x_{D_2} - x_{B_4}) - \beta_2.$$

Углы β_i не зависят от положения механизма и рассчитываются по формулам:

$$\beta_1 = \arctan\left(\frac{C_1 D_1 \sin \alpha_1}{B_1 C_1 + C_1 D_1 \cos \alpha_1}\right);$$

$$\beta_2 = \arctan\left(\frac{C_2 D_2 \sin \alpha_2}{B_4 C_2 + C_2 D_2 \cos \alpha_2}\right).$$

Углы α_i между звеньями $B_i C_i$ и $C_i D_i$ задают геометрию цепей.

Более подробно вывод уравнений рассмотрен в работе авторов [6].

После решения обратной задачи о положениях можно построить рабочую зону механизма. Из уравнения для x_{B_2} системы (1) видно, что данная обобщенная координата зависит от x_{B_1} . Такая зависимость усложняет последующие расчеты.

Рабочая зона МПС в общем случае определяется как пространство из множества точек, которых достигает "характерная точка" (например, точка схвата) выходного звена манипуляционного механизма [8]. Если рассматривать рабочую зону исключительно как кинематическую схему (без конструктивных ограничений реального манипулятора), то необходимым и достаточным условием для включения в нее некоторой точки будет возможность решения в ней в действительных числах уравнений связи, устанавливающих зависимость между выходными и обобщенными (входными) координатами механизма.

Выделим и обозначим через q_i обобщенные координаты механизма:

$$q_1 = x_{B_1}; \quad q_2 = x_{B_2}; \quad q_3 = x_{B_3}; \quad q_4 = x_{B_4}.$$

Выходными являются координаты точки E на плоскости, которые для простоты записи обозначим x, y и φ . Для данного механизма запишем в общем виде уравнения связи с учетом того, что третью цепь выбрали как избыточную и ее можно исключить:

$$\begin{cases} F_1(x, y, \varphi, q_1) = 0; \\ F_2(x, y, \varphi, q_1, q_2) = 0; \\ F_4(x, y, \varphi, q_4) = 0. \end{cases} \quad (2)$$

Вектор $\dot{\mathbf{x}}$ скоростей выходного звена преобразуется в вектор $\dot{\mathbf{q}}$ скоростей входных кинематических пар с помощью матрицы \mathbf{J} Якоби:

$$\dot{\mathbf{x}} = \mathbf{J} \cdot \dot{\mathbf{q}}.$$

Для исследуемого механизма необходимо решить обратную задачу о скоростях:

$$\dot{\mathbf{q}} = \mathbf{J}^{-1} \cdot \dot{\mathbf{x}}. \quad (3)$$

Матричное уравнение (3) является по сути производной от уравнений системы (2) связи механизма.

Составим матрицу \mathbf{J} Якоби для данного механизма. Возьмем производные от уравнений связи системы (2) в общем виде:

$$\dot{F}_1 = \frac{\partial F_1}{\partial x} \dot{x} + \frac{\partial F_1}{\partial y} \dot{y} + \frac{\partial F_1}{\partial \varphi} \dot{\varphi} + \frac{\partial F_1}{\partial q_1} \dot{q}_1 = 0; \quad (4)$$

$$\dot{F}_2 = \frac{\partial F_2}{\partial x} \dot{x} + \frac{\partial F_2}{\partial y} \dot{y} + \frac{\partial F_2}{\partial \varphi} \dot{\varphi} + \frac{\partial F_2}{\partial q_1} \dot{q}_1 + \frac{\partial F_2}{\partial q_2} \dot{q}_2 = 0. \quad (5)$$

Далее необходимо из уравнения (5) для \dot{F}_2 исключить \dot{q}_1 , для чего выразим производную обобщенной координаты \dot{q}_1 из уравнения (4) для \dot{F}_1 :

$$\dot{F}_1 \Rightarrow \dot{q}_1 = - \left(\frac{\partial F_1}{\partial x} / \frac{\partial F_1}{\partial q_1} \right) \dot{x} - \left(\frac{\partial F_1}{\partial y} / \frac{\partial F_1}{\partial q_1} \right) \dot{y} - \left(\frac{\partial F_1}{\partial \varphi} / \frac{\partial F_1}{\partial q_1} \right) \dot{\varphi}.$$

Подставим полученное выражение для \dot{q}_1 в формулу (5) для \dot{F}_2 :

$$\left[\frac{\partial F_2}{\partial x} - \frac{\partial F_2}{\partial q_1} \left(\frac{\partial F_1}{\partial x} / \frac{\partial F_1}{\partial q_1} \right) \right] \dot{x} + \left[\frac{\partial F_2}{\partial y} - \frac{\partial F_2}{\partial q_1} \left(\frac{\partial F_1}{\partial y} / \frac{\partial F_1}{\partial q_1} \right) \right] \dot{y} + \left[\frac{\partial F_2}{\partial \varphi} - \frac{\partial F_2}{\partial q_1} \left(\frac{\partial F_1}{\partial \varphi} / \frac{\partial F_1}{\partial q_1} \right) \right] \dot{\varphi} + \frac{\partial F_2}{\partial q_2} \dot{q}_2 = 0.$$

Запишем уравнение связи для \dot{F}_4 :

$$\dot{F}_4 = \frac{\partial F_4}{\partial x} \dot{x} + \frac{\partial F_4}{\partial y} \dot{y} + \frac{\partial F_4}{\partial \varphi} \dot{\varphi} + \frac{\partial F_4}{\partial q_4} \dot{q}_4.$$

Запишем систему (3) в матричном виде:

$$\dot{\mathbf{x}} = \begin{pmatrix} \dot{x} \\ \dot{y} \\ \dot{\varphi} \end{pmatrix}; \quad \dot{\mathbf{q}} = \begin{pmatrix} \dot{q}_1 \\ \dot{q}_2 \\ \dot{q}_4 \end{pmatrix},$$

где \mathbf{J}^{-1} — обратная матрица Якоби размерностью 3×3 :

$$\begin{pmatrix} \frac{\partial F_1}{\partial x} & \frac{\partial F_1}{\partial y} & \frac{\partial F_1}{\partial \varphi} \\ \frac{\partial F_1}{\partial q_1} & \frac{\partial F_1}{\partial q_1} & \frac{\partial F_1}{\partial q_1} \\ \frac{\partial F_2}{\partial x} - \frac{\partial F_2}{\partial q_1} \left(\frac{\partial F_1}{\partial x} / \frac{\partial F_1}{\partial q_1} \right) & \frac{\partial F_2}{\partial y} - \frac{\partial F_2}{\partial q_1} \left(\frac{\partial F_1}{\partial y} / \frac{\partial F_1}{\partial q_1} \right) & \frac{\partial F_2}{\partial \varphi} - \frac{\partial F_2}{\partial q_1} \left(\frac{\partial F_1}{\partial \varphi} / \frac{\partial F_1}{\partial q_1} \right) \\ \frac{\partial F_2}{\partial q_2} & \frac{\partial F_2}{\partial q_2} & \frac{\partial F_2}{\partial q_2} \\ \frac{\partial F_4}{\partial x} & \frac{\partial F_4}{\partial y} & \frac{\partial F_4}{\partial \varphi} \\ \frac{\partial F_4}{\partial q_4} & \frac{\partial F_4}{\partial q_4} & \frac{\partial F_4}{\partial q_4} \end{pmatrix}.$$

Особые положения возникают, как правило, при вырождении матрицы Якоби [9—11], поэтому для их определения необходимо рассчитать положения механизма, для которых $\det(\mathbf{J}^{-1}) = 0$.

В данном исследовании для сравнения рабочих зон манипулятора при разных геометрических па-

раметрах используем итерационный подход [12]. Для учета особых положений воспользуемся известным свойством определителя матрицы Якоби: при переходе через особые положения определитель меняет свой знак [13], т. е. можно отследить непрерывные участки рабочей зоны без особых положений.

Построим конструктивную рабочую зону — множество точек, в которых может находиться выходное звено, согласно конструктивным ограничениям реального манипулятора и требованиям по необходимой ориентации выходного звена [14]. Для этого используем следующий алгоритм:

- 1) выбираем область, изначально большую предполагаемой рабочей зоны, в которой решается обратная задача о положениях;
- 2) область разбиваем на узлы по координатам x и y соответственно с шагом P_x и P_y ;
- 3) в каждом узле области ищем решение обратной задачи о положениях;
- 4) если обратная задача о положениях решается в действительных числах, то находим определитель матрицы Якоби и точке присваиваем значение "−1", если определитель отрицательный, или "1", если определитель положительный. Точку записываем соответственно в один из двух массивов;
- 5) выполняем проверку на конструктивные ограничения, при которых не допускается пересечение звеньев между собой;
- 6) после решения обратной задачи во всех точках области определяем массив с меньшим числом точек, после чего массив обнуляется, так как между двумя массивами находятся области особых положений механизма;
- 7) просматриваем результаты расчета.

Алгоритм реализован в среде программирования MATLAB и проанализированы зависимости размеров рабочей зоны и особых положений механизма от размеров звеньев конструкции. В качестве начальных геометрических параметров манипуляторов приняты:

$$A_1 B_1 = A_2 B_2 = A_3 B_3 = A_4 B_4 = 40 \text{ мм};$$

$$B_1 C_1 = B_2 C_1 = B_3 C_2 = B_4 C_2 = 200 \text{ мм};$$

$$D_1 E = D_2 E = 90 \text{ мм}; \quad C_1 D_1 = C_2 D_2 = 200 \text{ мм};$$

размеры суппортов механизма: 200 мм.

На рис. 2 показаны рабочие зоны механизма с приведенными геометрическими параметрами. Положение механизма на рис. 2, *a* соответствует особому положению первого рода [7] на границе рабочей зоны манипулятора, а на рис. 2, *б* — особому положению второго рода [7], находящемуся внутри рабочей зоны и разделяющему ее на части. Теоретически возможна эксплуатация механизма ниже положения, изображенного на рис. 2, *б*, так как в этих точках существует решение обратной задачи

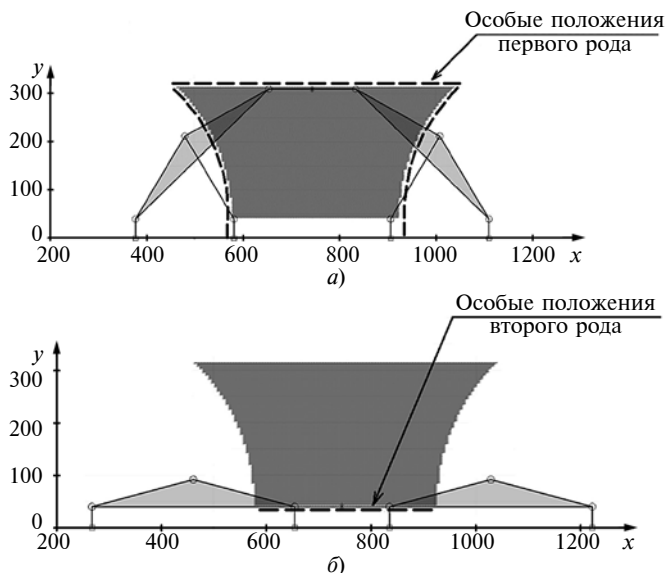


Рис. 2. Рабочие зоны механизма с начальными параметрами и его особые положения первого (а) и второго (б) рода

о положениях. Однако в реальности это сопряжено со множеством трудностей по переходу через зону особых положений, вблизи которой значительно снижаются жесткость конструкции и точность позиционирования [15]. Площадь рабочей зоны исходного механизма составила $0,11392 \text{ м}^2$.

Далее построили рабочие зоны и определили их площади при разных геометрических параметрах по приведенному выше алгоритму.

Рассмотрим влияние длин звеньев B_1C_1 и B_4C_2 на размер рабочей зоны механизма с учетом зон особых положений. При увеличении длин этих звеньев на 25 %, площадь рабочей зоны уменьшилась примерно на 27 % и составила $0,08279 \text{ м}^2$ (рис. 3, а, сверху), а при уменьшении длин на 25 % площадь рабочей зоны увеличилась примерно на 16 % и составила $0,13489 \text{ м}^2$ (рис. 3, а, внизу).

Далее рассмотрим влияние длин звеньев B_2C_1 и B_3C_2 . Из представленных графиков рабочих зон видно, что при увеличении длин звеньев B_2C_1 и B_3C_2 на 25 % площадь рабочей зоны увеличилась примерно на 39 % и составила $0,15821 \text{ м}^2$ (рис. 3, б, сверху), а при уменьшении длин на 25 % площадь рабочей зоны уменьшилась примерно на 38 % и составила $0,07105 \text{ м}^2$ (рис. 3, б, внизу).

Теперь рассмотрим влияние длин звеньев C_1D_1 и C_2D_2 . При увеличении длин звеньев C_1D_1 и C_2D_2 на 25 % площадь рабочей зоны уменьшилась примерно на 15 % и составила $0,09662 \text{ м}^2$ (рис. 4, а, сверху), а при уменьшении длин на 25 % площадь рабочей зоны увеличилась примерно на 11 % и составила $0,12646 \text{ м}^2$ (рис. 4, а, внизу).

Увеличение длин звеньев D_1E и D_2E приводит к уменьшению рабочей зоны. При увеличении длин звеньев на 44 % площадь рабочей зоны уменьшилась примерно на 19 % и составила $0,092166 \text{ м}^2$

(рис. 4, б, сверху), а при уменьшении длин на 44 % площадь рабочей зоны увеличилась примерно на 19 % и составила $0,13570 \text{ м}^2$ (рис. 4, б, внизу).

Из приведенного можно сделать вывод, что для максимизации конструктивной рабочей зоны манипулятора необходимо уменьшать длины звеньев D_1E и D_2E , C_1D_1 и C_2D_2 , B_1C_1 и B_4C_2 и увеличивать длины звеньев B_2C_1 и B_3C_2 . При этом наибольшее влияние на размер рабочей зоны оказывают длины звеньев B_2C_1 и B_3C_2 . Максимизация длин этих звеньев должна быть приоритетной при параметрическом синтезе механизма. Также из рис. 3 и 4 видно, что особые положения второго рода не смещаются при изменении длин звеньев D_1E , D_2E , C_1D_1 , C_2D_2 , B_1C_1 , B_4C_2 , B_2C_1 и B_3C_2 .

Линии особых положений второго рода определяются исключительно размерами звеньев A_iB_i : при увеличении длин которых увеличивается область, расположенная под линией особых положений, теоретически являющаяся рабочей зоной. Разные подходы к переходу через особые положения (например, динамический метод [7]) позволяют за-

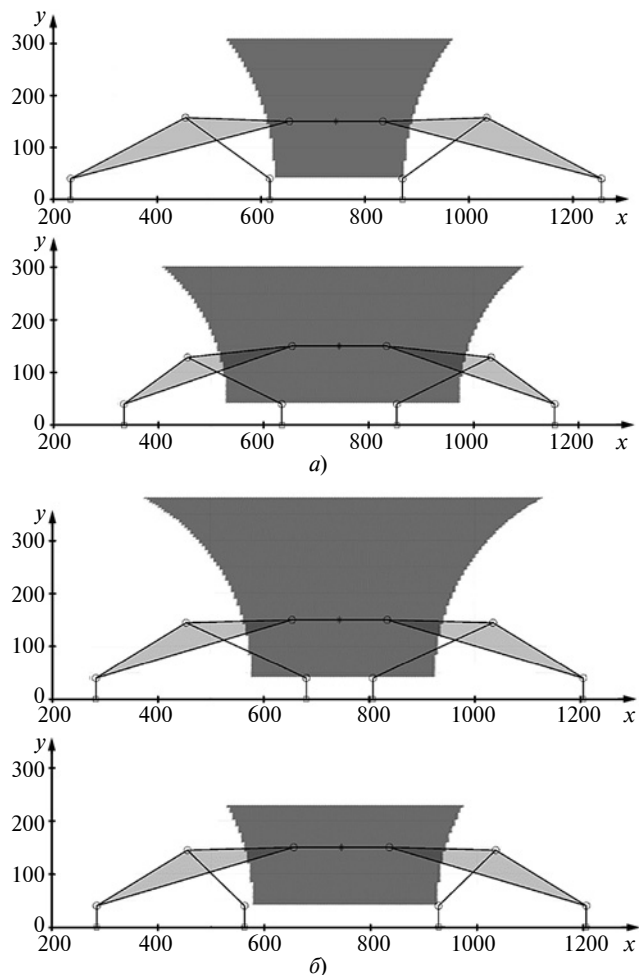


Рис. 3. Рабочие зоны механизма при увеличении (сверху) и уменьшении (внизу) длин звеньев B_1C_1 и B_4C_2 (а) и B_2C_1 и B_3C_2 (б)

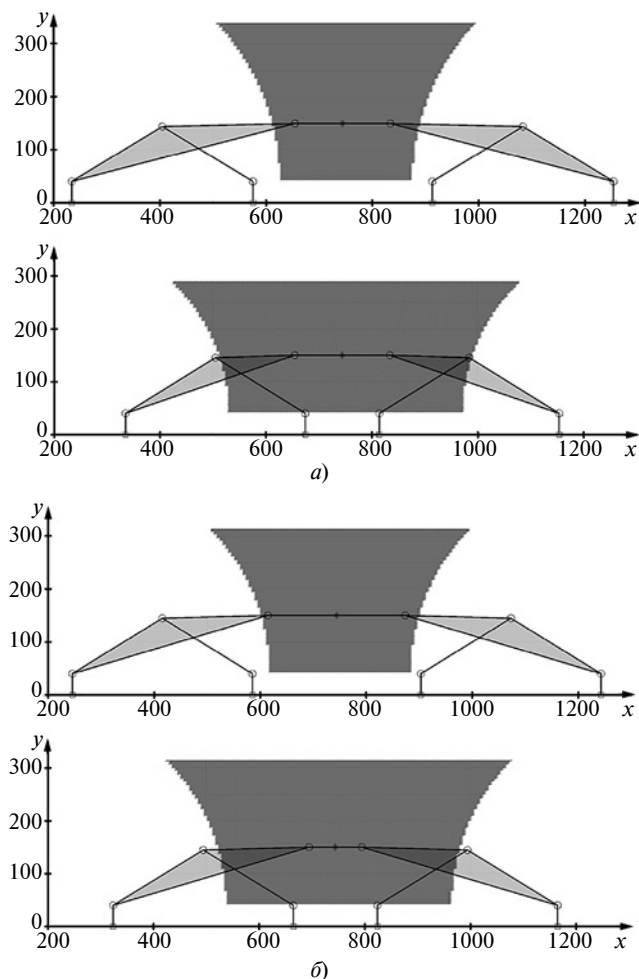


Рис. 4. Рабочие зоны механизма при увеличении (вверху) и уменьшении (внизу) длин звеньев C_1D_1 и C_2D_2 (а) и D_1E и D_2E (б)

действовать нижнюю область рабочей зоны, однако при данной постановке задачи с учетом того, что наиболее важной характеристикой для металлообрабатывающего станка является жесткость, которая значительно уменьшается вблизи зон особых положений второго рода, переход через них не является целесообразным. Более того, увеличение длин этих звеньев негативно сказывается на жесткости конструкции в целом в любой точке рабочей зоны.

Дальнейшие исследования манипулятора должны включать анализ эффективной рабочей зоны манипулятора по различным критериям.

Заключение

Рассмотрен плоский лямбда-подобный ориентационный механизм, приведены его структура, уравнения связи, а также вывод матрицы Якоби, учитывающей особые положения рабочей зоны. На основании полученных зависимостей проведено компьютерное моделирование рабочих зон механизма при разных геометрических параметрах при помощи ПО MATLAB и показано расположение

зон особых положений первого и второго рода в рабочей зоне механизма. Даны практические рекомендации для параметрического синтеза данного механизма, позволяющие максимизировать его конструктивную рабочую зону.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. Додорин И. С., Черник А. В., Смирнов А. Н. Механизмы параллельной структуры в технологическом и специальном оборудовании // Актуальные проблемы авиации и космонавтики. 2011. № 7. С. 90, 91.
2. Ганиев Р. Ф., Глазунов В. А. Манипуляционные механизмы параллельной структуры и их приложения в современной технике // Доклады РАН. 2014. № 4. С. 1–4.
3. Глазунов В. А., Нгуен Нгок Хуэ, Нгуен Минь Тхань. К анализу особых положений механизмов параллельной структуры // Машиностроение и инженерное образование. 2009. № 4. С. 11–16.
4. Скоростные и силовые критерии близости к сингулярностям манипуляторов параллельной структуры / В. А. Глазунов, В. Аракелян, С. Брио, Г. В. Рашоян // Проблемы машиностроения и надежности машин. 2012. № 1. С. 10–17.
5. Хейло С. В., Глазунов В. А. Решение задачи об управлении поступательно-направляющим механизмом параллельной структуры // Справочник. Инженерный журнал с приложением. 2013. № 10. С. 17–24.
6. Выбор схемы и решение обратной задачи о положениях для системы позиционирования на базе плоского механизма параллельной структуры / П. А. Ларюшкин, Л. Г. Мукабенова, К. Г. Эрастова, О. Ю. Зайцева // Наука и образование: научное издание МГТУ им. Н. Э. Баумана. 2017. № 7. С. 87–101.
7. Merlet J.-P. Parallel Robots. Springer, 2006. 402 p.
8. Merlet J.-P. Workspace-oriented methodology for designing a parallel manipulator // Proceedings of the 1996 international conference on robotics and automation. 1996. P. 3726–3731.
9. Gosselin C., Angeles J. Singularity Analysis of Closed Kinematic Chains // J. Mech. Des. 1990. V. 6. N. 3. P. 281–290.
10. Ларюшкин П. А. Оценка близости к особым положениям механизмов параллельной структуры путем дифференцирования уравнений связи // Вестник МГТУ им. Н. Э. Баумана. Серия: Машиностроение. 2019. № 1. С. 71–83.
11. Скоростные и силовые критерии близости к сингулярностям манипуляторов параллельной структуры / В. А. Глазунов, В. Аракелян, С. Брио, Г. В. Рашоян // Проблемы машиностроения и надежности машин. 2012. № 3. С. 10–17.
12. Пащенко В. Н. Построение рабочей зоны шестистепенного манипулятора параллельной структуры на базе кривошипно-шатунного механизма // Интернет-журнал "Наукоедение". 2016. Т. 8, № 3. URL: <http://naukovedenie.ru/PDF/142TVN316.pdf> (дата обращения 15 марта 2017).
13. Merlet J.-P. Singular configurations of parallel manipulators and Grassmann geometry // Int. J. Robot. Res. 8 (5), 45–56 (1989).
14. Эрастова К. Г., Ларюшкин П. А. Рабочие зоны механизмов параллельной структуры и способы определения их формы и размеров // Известия вузов. Машиностроение. 2017. № 8. С. 78–87.
15. Ларюшкин П. А. Классификация и условия возникновения особых положений в механизмах параллельной структуры // Известия вузов. Машиностроение. 2017. № 1 (682). С. 16–23.

А. В. КУДРЯВЦЕВ, С. Н. КУЛИКОВ, канд. техн. наук (Московский авиационный институт — национальный исследовательский университет), e-mail: kudriavtzeff.aleksei@yandex.ru

Моделирование самопроизвольного выпуска тормозных щитков легкого транспортного самолета при заходе на посадку

Проанализированы отказы при посадке легкого транспортного самолета, связанные с самопроизвольным выпуском тормозных щитков. Рассмотрены варианты их несимметричного выпуска. Приведены результаты моделирования траектории посадки самолета при подобных отказах. Даны рекомендации по пилотированию в таких ситуациях.

Ключевые слова: тормозные щитки, безопасность полета, отказ, посадка, самопроизвольный выпуск.

Failures during the landing of a light transport aircraft associated with the self-induced deployment of brake flaps are analyzed. The options for their asymmetric deployment are considered. The results of modeling the aircraft landing trajectory with such failures are presented. Recommendations for piloting in such situations are given.

Keywords: brake flaps, flight safety, failure, landing, self-induced deployment.

Этапы взлета и посадки самолета являются наиболее ответственными, что обусловлено близостью земли, малой воздушной скоростью (следовательно, пониженной эффективностью органов управления) и ограниченным временем на устранение возникающих ошибок пилотирования или отказов техники. Поэтому для этих этапов полета существуют особые требования к динамике самолета и специфике управления летательным аппаратом (ЛА) [1]. Один из возможных отказов — самопроизвольный выпуск тормозных щитков (ТЩ), что при взлете или посадке может привести к катастрофическим последствиям.

При моделировании подобной ситуации рассматривали два варианта самопроизвольного выпуска ТЩ при заходе на посадку и посадке самолета — с выпущенным правым внешним тормозным щитком и со всеми выпущенными тормозными щитками. Заданные параметры ЛА: максимальный взлетный вес — 21 т; центровка — 25 % САХ (средняя аэродинамическая хорда); боковая составляющая ветра — 5 м/с.

Для определения степени опасности отказа, связанного с несимметричным выпуском ТЩ, и оценки его последствий, а также выявления особенностей пилотирования и разработки рекомендаций пилоту при возникновении такой ситуации для легкого транспортного самолета доработали существующую математическую модель подсистем тор-

мозных щитков и аэродинамики с использованием программного комплекса Matlab & Simulink [2].

Доработка подсистемы ТЩ позволяет моделировать выпуск при их любых возможных комбинациях, а также учитывать запаздывание выпуска каждой секции по времени. Разработанная подсистема позволяет осуществлять "довыпуск" исправных секций тормозных щитков и интерцепторов при пробеге самолета по взлетно-посадочной полосе (ВПП).

Для определения возмущающих моментов при выпущенных ТЩ сила лобового сопротивления $s_{x_{ТЩ}}$ и подъемная сила $s_{y_{ТЩ}}$ в связанной системе координат $OXYZ$ прикладывались на плечи: 6150 мм (расстояние от центра масс до внешних секций) и 4500 мм (расстояние от центра масс до внутренних секций). В подсистеме аэродинамики путем разложения составляющих приращений $\Delta s_{y_{ТЩ}}$ и $\Delta s_{x_{ТЩ}}$ указанных сил на каждую секцию тормозных щитков были построены подсистемы расчета дополнительных возмущающих моментов — приращение $\Delta m_{x_{ТЩ}}$ момента крена и приращение $\Delta m_{y_{ТЩ}}$ момента рыскания, обусловленные выпуском тормозных щитков, учитывающие отклонение каждой секции.

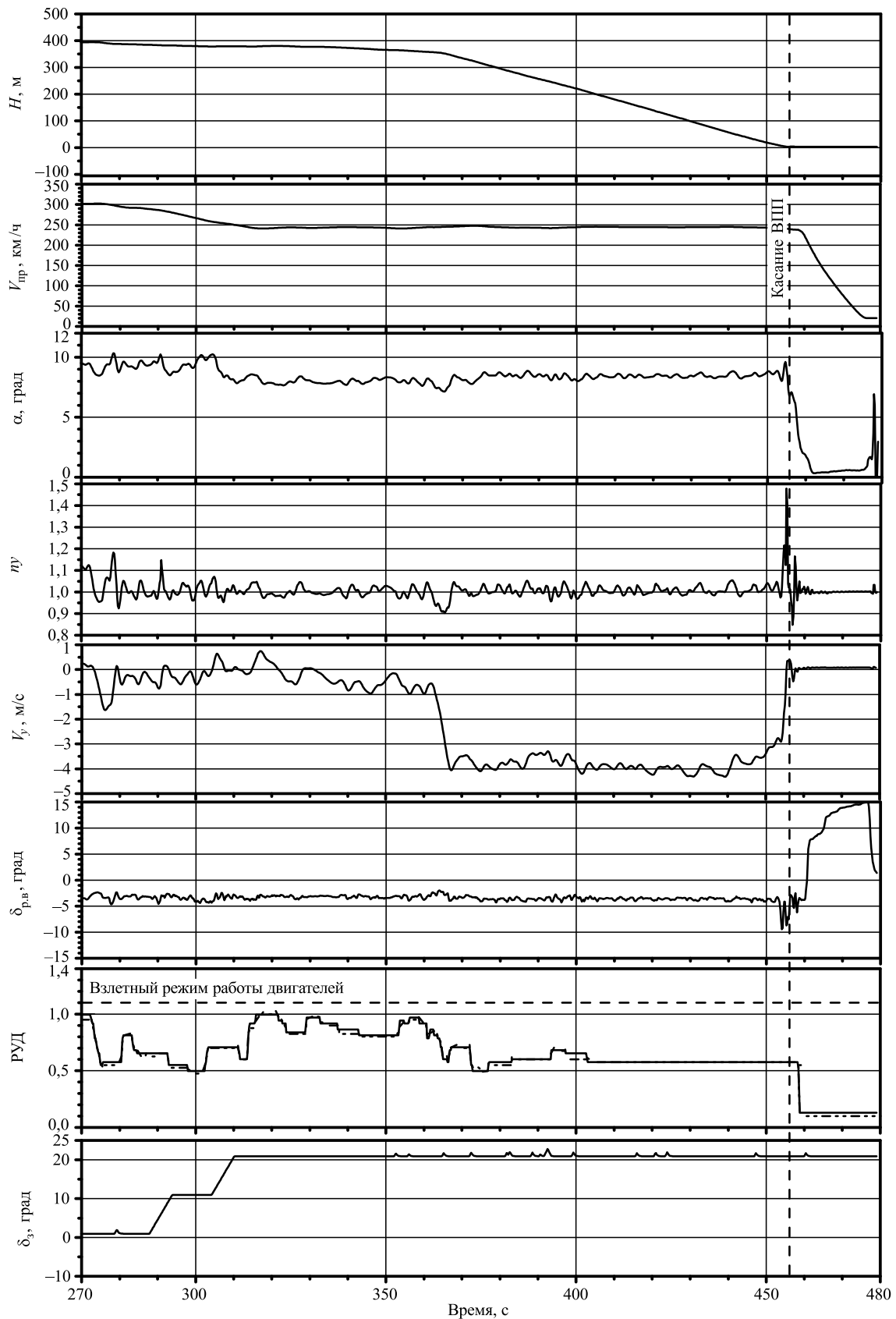
Сначала в зависимости от комбинаций самопроизвольно выпущенных ТЩ определяли скорость v_c сваливания расчетом суммарных коэффициентов подъемной силы при выпуске соответственно всех секций щитков ($s_{y_a} + \Delta s_{y_{4ТЩ}}$) и одной секции щитков ($s_{y_a} + \Delta s_{y_{1ТЩ}}$). Скорость сваливания определяли по формуле

$$v_c = \sqrt{2G/c_{y_{\max}} \rho S},$$

где G — вес самолета, кг; $c_{y_{\max}}$ — максимальный коэффициент подъемной силы (безразмерный); S — площадь крыла, м²; ρ — плотность воздуха, кг · с²/м⁴.

Исследования показали, что при заходе на посадку с закрылками, установленными на угол $\delta_3 = 32^\circ$, при выпущенной внешней или внутренней секции ТЩ вследствие уменьшения составляющей $s_{y_{\max}}$ необходимо увеличить скорость $v_{3,п}$ захода на посадку до 215 км/ч, что соответствует $1,3v_c$.

До момента касания ВПП основными опорами шасси в целях недопущения превышения эксплуатационного ограничения по углу атаки $\alpha_{\text{сигн}}$ (угол атаки, при котором включается предупреждающая сигнализация) не рекомендуется переводить двига-



Параметры режимов захода на посадку и посадки. Продольный канал:

$\delta_3 = 20^\circ$ со всеми выпущенными секциями ТЩ; $G = 21$ т; $X_T = 25$ % САХ; $v_{з.п} = 242$ км/ч; боковая составляющая ветра 5 м/с; H — барометрическая высота, м; $V_{пр}$ — приборная скорость, км/ч; α — угол атаки, град; ν — нормальная перегрузка; V_y — вертикальная скорость, м/с; $\delta_{р.в}$ — положение руля высоты, град; РУД — положение ручки управления двигателем соответственно левым (—) и правым (----); δ_3 — положение механизации, град

тели на полетный малый газ. Не рекомендуется также задерживать момент выравнивания на воздушном участке (от торца ВПП на высоте 15 м до момента касания полосы основными опорами шасси). Требуемая длина ВПП для посадки определяется как $L_{\text{проб}} + 200$ м, где $L_{\text{проб}}$ — длина пробега самолета до полной остановки. Исследованиями установлена требуемая длина ВПП для посадки в 736 м при выпущенной внешней правой секции ТЩ (фактическая длина пробега $L_{\text{проб}} = 536$ м) и 741 м при выпущенной внутренней секции ТЩ (фактическая длина пробега $L_{\text{проб}} = 514$ м), что меньше длины ВПП в 1200 м для аэродромов базирования.

Также исследовали этапы захода на посадку и посадки с полностью выпущенными ТЩ. Вначале эти этапы полета моделировали в посадочной конфигурации $\delta_3 = 32^\circ$. При заходе на посадку выпуск механизации крыла в положения $\delta_3 = 10^\circ$ и $\delta_3 = 20^\circ$ осуществлялся на скоростях соответственно $v = 287$ и 257 км/ч, рекомендованных в руководстве по летной эксплуатации (РЛЭ). Скорость выпуска механизации в положение $\delta_3 = 32^\circ$ увеличили до $v = 235$ км/ч. Скорость захода на посадку в соответствии с данным отказом также увеличили до $v_{3,п} = 230$ км/ч вследствие уменьшения скорости сваливания при всех выпущенных секциях ТЩ. Исследования показали, что при заходе на посадку в момент выпуска механизации на данных скоростях обеспечивается малый запас по углу атаки в 2° до $\alpha_{\text{сигн}}$. В зависимости от точности выдерживания параметров полета при перебалансировке из-за выпуска механизации в положение $\delta_3 = 10^\circ$ и $\delta_3 = 20^\circ$ существует риск превышения эксплуатационного ограничения по углу атаки $\alpha_{\text{сигн}}$. Исследования показали, что заход на посадку с положением механизации, выпущенной на угол $\delta_3 = 32^\circ$, при подходе к глиссаде, балансировка в горизонтальном полете возможна только на режиме работы двигателей, близком к взлетному. В случае необходимости уход на второй круг будет небезопасным в связи с отсутствием положительного градиента набора высоты.

Таким образом, заход на посадку и посадка с полностью выпущенными тормозными щитками с механизацией крыла, выпущенной на угол $\delta_3 = 32^\circ$, не рекомендуется. Рекомендуется заход на посадку и посадку со всеми выпущенными секциями тор-

мозных щитков выполнять на угле выпуска механизации крыла $\delta_3 = 20^\circ$. Данный режим посадки исследовался при скорости $v_{3,п} = 1,3v_c = 242$ км/ч. Балансировку в горизонтальном полете при подходе к глиссаде выполняли на режиме работы двигателей, соответствующему 0,8 номинала. По результатам исследований установили, что требуемая длина ВПП для посадки составляет 971 м при всех выпущенных секциях тормозных щитков (фактическая длина пробега $L_{\text{проб}} = 771$ м), что меньше длины ВПП для аэродромов базирования (рисунок).

Таким образом, по степени опасности самопроизвольный выпуск всех секций тормозных щитков при выполнении приведенных рекомендаций на этапе захода на посадку можно классифицировать как сложную ситуацию. С целью предотвращения негативных последствий описанной отказной ситуации проведенное моделирование позволило выработать следующие рекомендации по пилотированию:

при заходе на посадку и посадке выпуск механизации осуществлять только на скоростях, рекомендованных в РЛЭ;

ввиду малого запаса по углу атаки в 2° до $\alpha_{\text{сигн}}$ при выпуске механизации вследствие перебалансировки необходимо выдерживать этот угол в эксплуатационном диапазоне;

не выпускать механизацию крыла в вираже;

заход на посадку выполнять в конфигурации $\delta_3 = 20^\circ$ на скорости $v_{3,п} = 1,3v_c$;

для сокращения пробега не задерживать этап выравнивания;

двигатели на полетный малый газ необходимо переводить при касании ВПП основными опорами шасси.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. Бюшгенс Г. С., Студнев Р. В. Аэродинамика самолета: Динамика продольного и бокового движения. М.: Машиностроение, 1979. 352 с.

2. Кудрявцев А. В., Куликов С. Н. Моделирование автоматической системы обеспечения устойчивости перспективного транспортного самолета в канале крена // Автоматизация. Современные технологии. 2020. Т. 74. № 4. С. 181—183. DOI: 10.36652/0869-4931-2020-74-4-181-183.

ВНИМАНИЮ ПОДПИСЧИКОВ ЖУРНАЛА "ВЕСТНИК МАШИНОСТРОЕНИЯ"

Подписка на журнал принимается по каталогу:

"Пресса России" — индекс 2784 1



А. К. ЮСУПОВ, д-р техн. наук, Х. М. МУСЕЛЕМОВ, Р. И. ВИШТАЛОВ, кандидаты технических наук,
Т. О. УСТАРХАНОВ (Дагестанский ГТУ, г. Махачкала), e-mail: hairulla213@mail.ru

Методика расчета металлодеревянной подкрановой балки

Рассматривается применение клееной древесины при изготовлении подкрановых балок для уменьшения веса конструкции. Для повышения жесткости конструкция усилена металлическими элементами. Приведена методика расчета металлодеревянной подкрановой балки.

Ключевые слова: подкрановая балка, упругоподатливая опора, вертикальная сила, мостовой кран, дифференциальные уравнения.

The use of glued wood in the manufacture of crane girders to reduce the weight of the metal content of the structure is considered. To increase the stiffness, the structure is reinforced with metal elements. The method of calculating a metal-wood crane girder is presented.

Keywords: crane girder, elastic support, vertical force, bridge crane, differential equations.

Подкрановые балки — несущие конструкции в производственных зданиях, на изготовление которых расходуется большое количество металла или железобетона. В статье рассматривается применение дерева для изготовления подкрановых балок [1–3], что позволит уменьшить вес конструкции и расход материала. Для повышения жесткости дощатоклееной подкрановой балки можно использовать металлические элементы в виде шпренгельной системы (рис. 1). Такие подкрановые балки рационально проектировать при пролете 6÷12 м и среднем режиме работы крана грузоподъемностью до 30 т.

Разработка конструкций и расчет металлодеревянных подкрановых балок связаны с определенными трудностями. Рассмотрим методику и алгоритм расчета подкрановых балок, позволяющих проектировать рациональные по расходу материала системы.

Вид сечения подкрановых балок зависит от нагрузки, длины пролета и режима работы крана. При пролете до 12 м и небольшой грузоподъемности крана (до 30 т) можно использовать дощатоклееные балки с прямоугольным сплошным сечением. Для расчета дощатоклееной балки, усиленной металлическими элементами (металлодеревянной балки), промежуточные опоры заменим упругоподатливыми (рис. 2). Податливость этих опор учитывается коэффициентом r , который определяется в зависимости от жесткости опор.

На рис. 2 приведена расчетная схема металлодеревянной подкрановой балки, на которую действуют силы от колес мостовых кранов. Обозначим x_i координаты колес крана:

$$x_1 = l_1; \quad x_2 = l_1 + l_2; \quad x_3 = l_1 + l_2 + l_3;$$

$$x_4 = l_1 + l_2 + l_3 + l_4,$$

где l_1, \dots, l_5 — расстояния между крайними опорами и ближайшими к ним колесами мостовых кранов; x_1, \dots, x_4 — расстояния от первой опоры до колес кранов; L — пролет балки.

Если на балку действуют только силы от колес мостовых кранов, то нагрузку в соответствии с рис. 2 можно определить по формуле

$$q(x) = \sum F_i \delta(x - x_i), \quad (1)$$

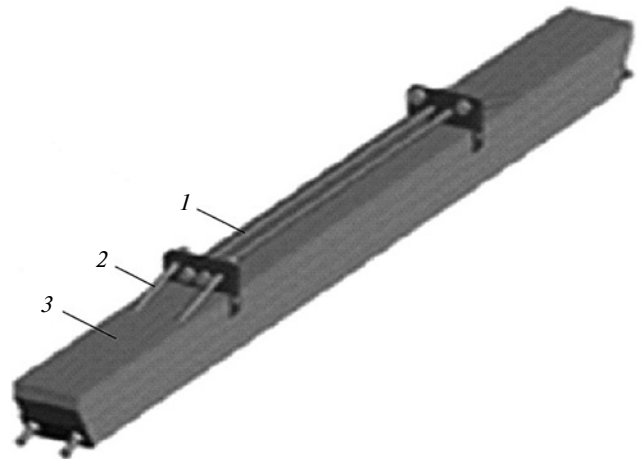


Рис. 1. Подкрановая дощатоклееная балка:

1 — дощатоклееная балка; 2 — раскос; 3 — металлический элемент

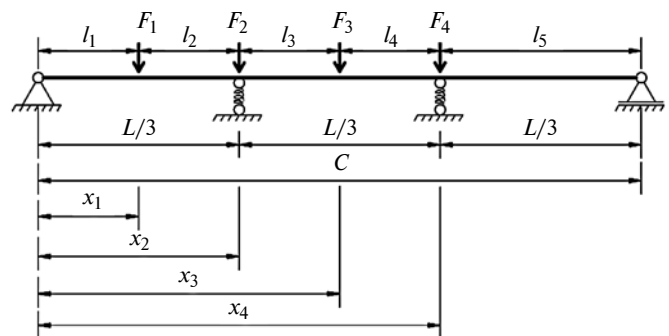


Рис. 2. Расчетная схема дощатоклееной подкрановой балки с крановыми нагрузками

где F_i — вертикальная сила от i -го колеса мостового крана; x_i — координата соответствующего колеса; δ — функция Дирака.

Дифференциальное уравнение поперечного изгиба подкрановой балки имеет вид [4]:

$$EJy''''(x) = q(x) - X_1\delta(x, l_1) - X_2\delta(x, l_2), \quad (2)$$

где EJ — жесткость сечения подкрановой балки при изгибе; $y(x)$ — функция прогиба; $y''''(x)$ — четвертая производная функции прогиба; $\delta(x, l_i)$ — дельта-функция; X_1, X_2 — реакции упругоподатливых опор; $q(x)$ в уравнении (2) определяется по формуле (1).

Функцию прогиба можно определить по формуле, приведенной в работе [4]:

$$y(x) = y_0(x) - X_1G(x, l_1) - X_2G(x, l_2), \quad (3)$$

Здесь

$$\left\{ \begin{aligned} y_0(x) &= \sum_{i=0}^{6/l} \int G(x, \xi) F_i \delta(\xi - x_i) d\xi = \sum_{i=0}^{6/l} \int G(x, x_i); \\ \delta(\xi - x_i) &\text{ — дельта-функция;} \\ G_1(x, \xi) &= -\frac{1}{EJ} \left\{ \left(1 - \frac{\xi}{l}\right) \frac{x^3}{6} + Ax \right\}; \\ G_2(x, \xi) &= -\frac{1}{EJ} \left\{ -\frac{\xi x^3}{6} + \frac{\xi x^2}{2} + Bx + D \right\}, \end{aligned} \right. \quad (4)$$

где x — предел действительности функций G_1 и G_2 .

В уравнениях системы (4) обозначены:

$$A = \frac{\xi^2}{2} - \frac{\xi l}{3} - \frac{\xi^3}{6l}; \quad D = \frac{\xi^3}{6}; \quad B = -\frac{\xi l}{3} - \frac{\xi^3}{6l}.$$

Каждая из функций G_1 и G_2 справедлива в пределах своего участка:

$$G = G_1 \text{ при } x < \xi; \quad G = G_2 \text{ при } x \geq \xi.$$

Неизвестные реакции X_1 и X_2 , входящие в равенство (3), определяются по формулам:

$$X_1 = \frac{y_0(l_2)G(l_1, l_2) - y_0(l_1) \left\{ G(l_2, l_2) + \frac{1}{r} \right\}}{G(l_2, l_1)G(l_1, l_2) - \left\{ G(l_1, l_1) + \frac{1}{r} \right\} \left\{ G(l_2, l_2) + \frac{1}{r} \right\}};$$

$$X_2 = \frac{y_0(l_1)G(l_1, l_2) - y_0(l_2) \left\{ G(l_2, l_2) + \frac{1}{r} \right\}}{G(l_2, l_1)G(l_1, l_2) - \left\{ G(l_1, l_1) + \frac{1}{r} \right\} \left\{ G(l_2, l_2) + \frac{1}{r} \right\}}.$$

Здесь $r = E_p A_p h_{ct} / l_p^3$ — коэффициент податливости упругих опор, где E_p, A_p, l_p, h_{ct} — параметры металлических элементов усиления — соответственно модуль упругости материала раскоса, площадь сечения раскоса, длина раскоса и высота опоры [5, 6].

Для упрощения выражения $y_0(x)$ в формуле системы (4) введем обозначение

$$\alpha(x) = \sum F_i \left\{ [1 - e(x - x_i)] \left[\left(1 - \frac{x_i}{l}\right) \frac{x^3}{6} + x \left(\frac{x_i^2}{2} - \frac{x_i l}{3} - \frac{x_i^3}{6l} \right) \right] + e(x - x_i) \left[-\frac{x_i x^3}{6l} + \frac{x_i x^2}{2} + x \left(\frac{x_i l}{3} - \frac{x_i^3}{6l} \right) + \frac{x_i^3}{6} \right] \right\}$$

и получим

$$y_0(x) = -\frac{1}{EJ} \alpha(x),$$

где e — математическая константа Эйлера или число Эйлера $e = 2,71828$.

Далее рассчитаем:

моменты в балке по формуле

$$M_6 = y(x)'' EJ;$$

поперечные силы в балке по формуле

$$Q_6 = y(x)''' EJ,$$

где $y(x)''$ и $y(x)'''$ — вторая и третья производные от функции прогиба.

Моменты и поперечные силы запишем в виде:

$$M_6(x) = -EJ \left[-\frac{1}{EJ} \sum F_i \alpha(x) + \frac{1}{EJ} X_1 \frac{\partial^2 \beta(x, l_1)}{\partial x^2} + \frac{1}{EJ} X_2 \frac{\partial^2 \beta(x, l_2)}{\partial x^2} \right];$$

$$M_6(x) = \sum F_i \alpha(x) - X_1 \frac{\partial^2 \beta(x, l_1)}{\partial x^2} - X_2 \frac{\partial^2 \beta(x, l_2)}{\partial x^2};$$

$$Q_6(x) = -EJ \left[-\frac{1}{EJ} \sum F_i \alpha(x) + \frac{1}{EJ} X_1 \frac{\partial^3 \beta(x, l_1)}{\partial x^3} + \frac{1}{EJ} X_2 \frac{\partial^3 \beta(x, l_2)}{\partial x^3} \right];$$

$$Q_6(x) = \sum F_i \alpha(x) - X_1 \frac{\partial^3 \beta(x, l_1)}{\partial x^3} - X_2 \frac{\partial^3 \beta(x, l_2)}{\partial x^3}.$$

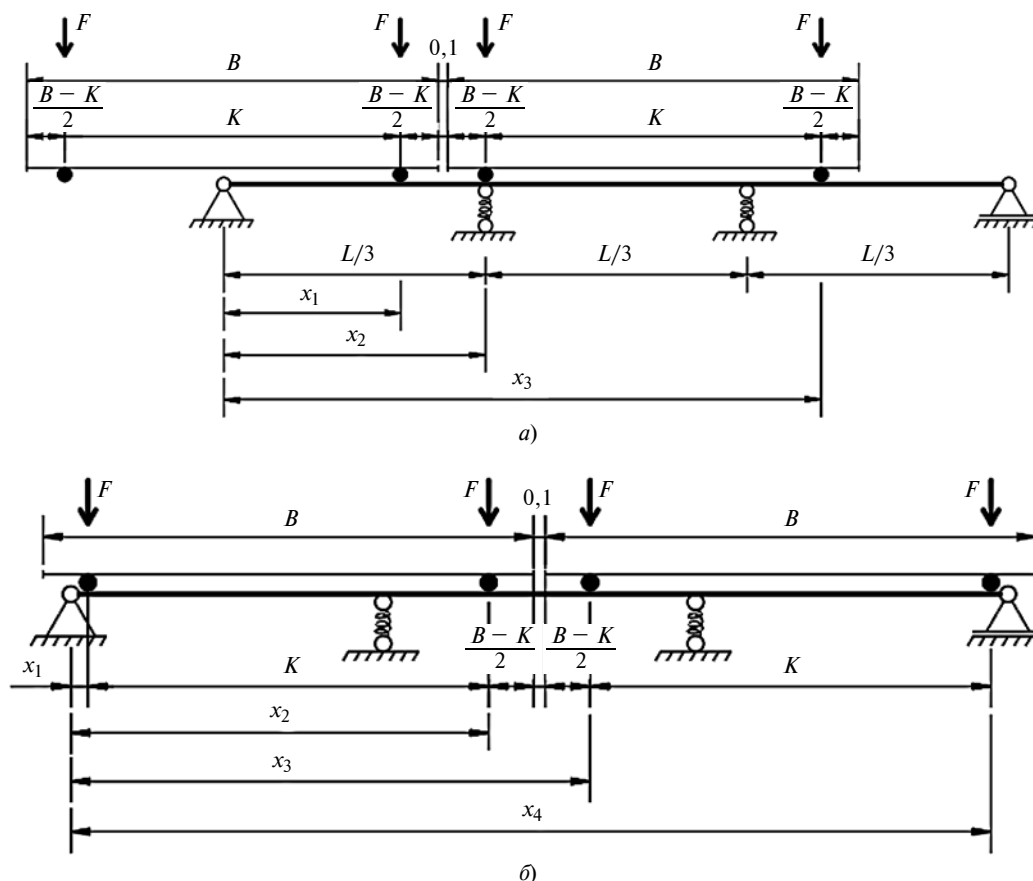


Рис. 3. Схемы нагружения подкрановой балки по первому (а) и второму (б) варианту:
 K и B — ширина и база крана

Для упрощения расчетов ввели замену:

$$G(x, \xi) = -\frac{1}{EJ} \beta(x, \xi).$$

Для определения наибольшего изгибающего момента однопролетной подкрановой балки обычно используют правило Виллера. Однако для трехпролетной балки с упругоподатливыми опорами правило Виллера не приемлемо. Чтобы определить наибольший изгибающий момент в сечении подкрановой балки, необходимо два мостовых крана, перемещающихся по длине пролета с определенным шагом, расположить близко друг к другу (на расстоянии 10 см) [5, 6]. Для каждого шага рассчитываются моменты $M(x)$, силы $Q(x)$ и прогибы $Y(x)$. Для практических расчетов нагружения дощатоклееной подкрановой балки двумя мостовыми кранами достаточно рассмотреть два варианта:

одно из колес двух кранов располагается над упругоподатливой опорой (рис. 3, а);

оба крана располагаются симметрично относительно середины пролета балки (рис. 3, б).

В обоих случаях силы F_i , входящие в формулы (1), рекомендуется брать с учетом коэффициента $k = 1,15$. Это компенсирует недобор изгибающего момента.

Металлические элементы усиления рассчитываются по методу, изложенному в работе [3]. Далее металлодеревянная балка рассчитывается по известным методам, изложенным в работах [3, 5, 6].

Предварительные расчеты показали, что высота сечения подкрановой балки с элементами усиления на 50÷60 % меньше высоты дощатоклееной балки без усиления.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. Пат. 2681892 на изобретение. Дощатоклееная подкрановая балка.
2. Пат. 2718572 на изобретение. Армированная дощатоклееная балка.
3. Исследование металлодеревянной балки / А. К. Юсупов, Х. М. Муселемов, Т. О. Устарханов, Ш. Г. Джалалов // Вестник машиностроения. 2019. № 12. С. 16–20.
4. Юсупов А. К. Методы прикладной математики в строительной механике. Т. 1. Махачкала: ДГТУ, 2008. 268 с.
5. Юсупов А. К. Металлические конструкции в вопросах, в ответах и в проектировании. Махачкала: ДГТУ, 2010. 807 с.
6. Беленя Е. И. Металлические конструкции. М.: Стройиздат, 1986. 560 с.

С. М. ГАДЖИЕВА (АзТУ, г. Баку), e-mail: sima-haciyeva@mail.ru

Исследование хромосилицированных покрытий на компактных порошковых сталях

Исследованы микроструктуры, химические и фазовые составы диффузионных хромосилицированных покрытий на порошковых сталях 20, 45, У8 и У10. Показано наличие в данных покрытиях фаз Cr_{23}C_6 и Cr_7C_3 с содержанием до 0,25 % Si. Изучено распределение диффундирующих химических элементов по глубине покрытия и на границе с матричной основой.

Ключевые слова: диффузия, покрытие, микроструктура, хромосилицирование, порошковая сталь, коррозионная стойкость.

Microstructures, chemical and phase compositions of diffusion chromosilicated coatings on powder steels 20, 45, У8 and У10 are investigated. The presence of Cr_{23}C_6 and Cr_7C_3 phases with up to 0,25 % Si is shown in these coatings. The distribution of diffusing chemical elements over the depth of the coating and at the interface with the matrix base is studied.

Keywords: diffusion, coating, microstructure, chromosilication, powder steel, corrosion resistance.

Нанесение диффузионных покрытий, состоящих из нескольких компонентов, позволяет сочетать их специальные свойства. Одновременное хромирование и силицирование стали по сравнению с хромированием обеспечивает более высокую кислотостойкость покрытия и образование сложных комплексных огнеупорных диффузионных слоев. Особый интерес представляют данные об изменении кристаллографических параметров фаз, образующихся при хромосилицировании в зависимости от глубины слоев [1–3].

Цель исследования — изучение микроструктуры отдельных слоев хромосилицированных покрытий, их фазового и химического составов. Исследовали распределение хрома, кремния, железа и углерода по толщине диффузионного слоя и по границе матрицы. Хромосилицирование углеродистых компактных сталей 20, 45, У8, У10 проводили контактным методом в течение 6 ч при температуре 1050 °С. Для диффузионных покрытий использовали смесь, состоящую из 15 % ферросилиция, 33 % оксида алюминия, 50 % хрома и 2 % фторида алюминия (в качестве активатора) [3, 4].

Первоначальные дифракционные картины покрытий CrSi на сталях У10, У8, 45 и 20 характеризуются максимумами пика карбида Cr_{23}C_6 . При большом содержании углерода (стали У10 и У8) наряду с карбидами Cr_{23}C_6 образуется несколько меньшее количество карбидов Cr_7C_3 (рис. 1).

На дифрактограммах сталей 20 и 45 наблюдаются пики α -Fe фазы в решетке объемно-центрированного куба (ОЦК), за исключением дифракционного отражения рентгеновских лучей от пика карбида Cr_{23}C_6 после удаления покрытия толщиной 10 мкм. Изменение дифракционной картины хромосилицированных покрытий на сталях У8 и У10 зависит от их глубины. Удаление первого слоя толщиной 10 мкм сопровождается резким уменьшением интенсивности пика карбида Cr_{23}C_6 и в то же время увеличением максимальной интенсивности карбида Cr_7C_3 . На глубине 30 мкм содержание обоих карбидов хрома примерно одинаковое, но на глубине 40 мкм и больше сохраняется только фаза Cr_7C_3 , а фаза Cr_{23}C_6 отсутствует (рис. 2). На дифрактограммах также наблюдается отражение α -Fe с решеткой ОЦК.

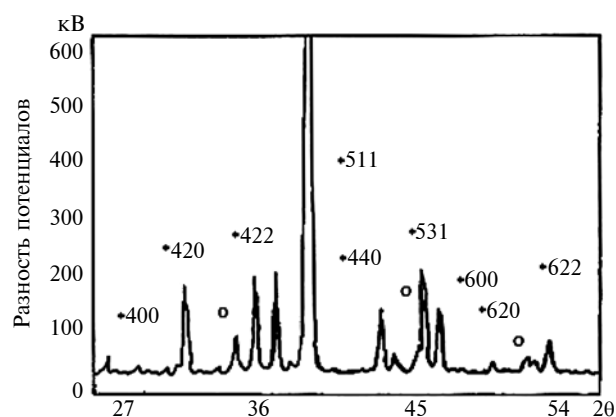


Рис. 1. Дифрактограмма покрытия CrSi на стали У10 по его глубине (облучение CuK_2):

○ — Cr_7C_3 ; * — Cr_{23}C_6

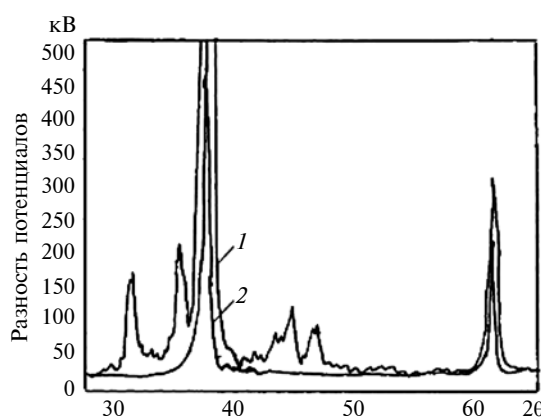


Рис. 2. Полнопрофильная дифрактограмма покрытия CrSi на стали У10:

1 — α -Fe; 2 — Cr_{23}C_6

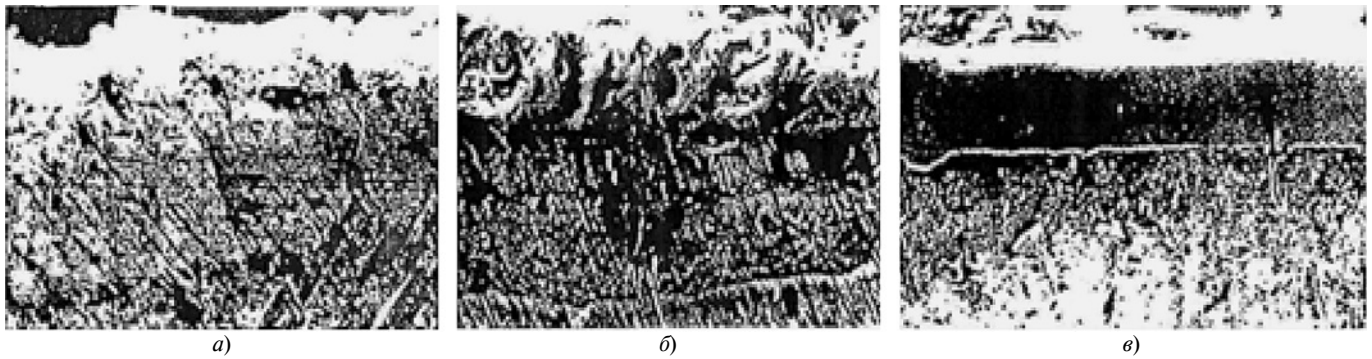


Рис. 3. Микроструктуры покрытий CrSi на порошковых сталях 20 (а), 45 (б) и У10 (в)

Представляет интерес изменение кристаллографических параметров указанных фаз в зависимости от глубины покрытия. Период расположенной на исходной поверхности γ -фазы гранцентрированной (ГЦК) решетки составляет $a = 1,0627$ (1) нм. Это значение меньше соответствующего табличного значения для стехиометрического карбида ($a = 1,06599$ нм), что указывает на замену некоторых атомов хрома в кубической решетке $Cr_{23}C_6$ атомами железа. Период решетки увеличивается по глубине хромосилицированных покрытий.

В покрытии стали У10 на глубине $15 \div 20$ мкм период решетки карбида составляет $a = 1,0627$ (1) нм. Такое значение этого параметра возможно при насыщении карбида $Cr_{23}C_6$ углеродом или при внедрении атомов замещения с радиусами, большими радиусов атомов хрома ($r_{Cr} = 0,125$ нм) и железа ($r_{Fe} = 0,117$ нм).

По толщине всех слоев хромосилицированного покрытия на сталях У8 и У10 периоды ромбической решетки карбида Cr_7C_3 остаются постоянными в пределах погрешностей их измерения. В покрытии стали У10 на глубине $20 \div 25$ мкм периоды решетки карбида составляют: $a = 0,6999$ (5) нм, $b = 1,2185$ (6) нм, $c = 0,4514$ (2) нм, которые также больше периодов решетки стехиометрического карбида Cr_7C_3 ($a = 0,70149$ (2) нм, $b = 1,2153$ (3) нм, $c = 0,45320$ (4) нм). Такой результат связан с частичным внедрением атомов железа в структуру карбида хрома: атомный радиус железа меньше атомного радиуса хрома. Период ОЦК решетки железа по глубине покрытия значительно изменяется: от $a = 0,2866$ (3) нм на глубине 25 мкм до $a = 0,2869$ (1) нм на глубине 50 мкм.

На рис. 3 приведены микроструктуры покрытий CrSi на сталях 20, 45 и У10, а на рис. 4 — схема измерения содержания хрома, кремния, алюминия и углерода в покрытиях. В таблице приведено содержание элементов в разных диффузионных покрытиях сталей. Микроструктуры покрытий CrSi, а также распределение элементов по толщине диффузионного покрытия на сталях У8 и У10 подобны.

Электронно-микроскопический анализ и определение содержания хрома, кремния, железа и уг-

лерода на разных глубинах покрытий, а также послыйный рентгеноструктурный анализ позволили сделать вывод о структурах и фазовых составах различных зон диффузионных хромосилицированных покрытий на сталях с разным содержанием углерода [5].

При нанесении на стали с небольшим содержанием углерода диффузионное хромосилицированное покрытие имеет два слоя: первый (внешний) толщиной $10 \div 15$ мкм, состоящий из карбидов хрома $Cr_{23}C_6$ и Cr_7C_3 (при значительном преимуществе первого), и второй, состоящий из твердого раствора кремния и хрома в α -Fe фазе (переходный слой). Толщина переходного слоя может достигать $30 \div 40$ мкм. Если хромосилицированное покрытие наносится на стали с большим содержанием углерода (У8, У10), то в α -Fe фазе отсутствует переходный слой твердого раствора кремния и хрома, в железе при этом диффузионный слой до толщины 25 мкм состоит из одной карбидной фазы, причем ее доля больше по сравнению с хромосилицированными покрытиями на сталях 20 и 45. Карбидный слой (см. рис. 3) имеет четкую границу раздела с матрицей (сталь У10), а переходная зона твердого раствора, разделяющая карбидный слой и матрицу, отсутствует.

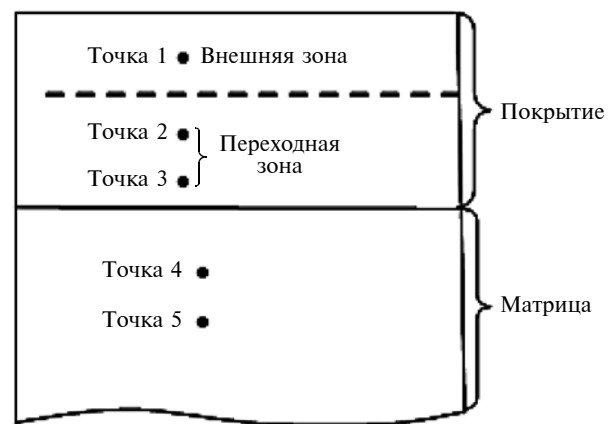


Рис. 4. Схема измерения содержания элементов в покрытиях CrSi

В разных зонах хромосилицированного покрытия содержание кремния резко отличается на сталях 20 и 45. Содержание кремния во внешней карбидной зоне покрытия уменьшается: не более 0,25 % (атомная доля) (см. таблицу, точка 1). Во внутренней зоне в твердом растворе содержание кремния увеличивается: в покрытии на стали 20 до 3 %, а в покрытии на стали 45 более чем в 40 раз, т. е. до 7 % (см. таблицу, точка 2). В карбидной зоне покрытия на стали 20 содержание кремния также мало и составляет 0,24 %, т. е. практически не отличается от содержания в карбидной зоне покрытия на стали 45 (0,25 %). В матрице стали У10 на границе раздела "покрытие — матрица" содержание кремния повышается до 1,9 % (см. таблицу, точка 4), а по мере удаления от границы раздела уменьшается до 0,6 % (см. таблицу, точка 5). В покрытии на стали 20 во внутренней переходной зоне α -твердого раствора содержание хрома составляет 16 %, а в таком же покрытии на стали 45 — 9 %. В карбидных зонах хромосилицированных покрытий на сталях 20, 45 и У10 имеется железо, замещающее хром, содержание которого составляет соответственно 9, 18 и 6 % (см. таблицу, точка 1).

Хромосилицированные покрытия по сравнению с силицированными покрытиями повышают коррозионную стойкость сталей в 10 %-й серной кислоте — в 25 раз, в 10 %-й фосфорной кислоте — в 30 раз, в 10 %-й уксусной кислоте — в 15 раз [4]. Коррозионные испытания показали, что на всех сталях хромосилицированные покрытия имеют самую минимальную стойкость в растворах 10 %-й соляной и серной кислот, большую — в 10 %-й фосфорной и уксусной кислотах, самую большую — в 10 и 20 %-й азотной кислоте [6].

При повышении концентрации азотной кислоты с 5 до 10 и 20 % коррозионная стойкость пок-

Содержание элементов, %, в хромосилицированных покрытиях на сталях 20, 45 и У10*

Сталь	Точка (см. рис. 4)	Cr	Si	Fe	Al	C
20	1	58,99	0,25	9,51	0	31,25
	2	16,13	3,07	75,41	0,03	5,36
	3	13,63	2,91	78,23	0,06	5,18
	4	0,23	0,30	94,27	0,10	5,10
	5	0,08	0,28	97,25	0,02	2,29
45	1	50,64	0,15	18,82	0,00	30,38
	2	8,84	7,12	80,64	0,01	3,41
	3	9,24	6,98	79,74	0,04	4,03
	4	5,26	3,28	86,38	0	5,05
	5	0,22	0,42	94,23	0,01	4,43
У10	1	64,60	0,24	5,93	0,01	29,23
	2	51,64	0	17,16	0	31,20
	3	43,66	0	23,24	10,07	33,03
	4	5,21	1,90	69,62	0,27	23,0
	5	0,17	0,64	92,29	0	6,90

* Относительная ошибка содержания элементов в стали У10 не превышает 2 % от указанных данных.

рыхтий увеличивается. По сравнению с низкоуглеродистыми сталями защитные свойства хромосилицированных покрытий на высокопористых сталях повышаются, что связано с образованием на их поверхностях химически стойкой карбидной фазы. В 10 %-ных растворах серной, фосфорной, уксусной и азотной кислот карбидные фазы повышают коррозионную стойкость стали 45 соответственно в 1,5, 4,8 и 17 раз. Долговременная выдержка образцов в кислотах (более 576 ч в серной кислоте и более 196 ч в соляной кислоте) приводит, как правило, к расслоению диффузионных покрытий и увеличению скорости коррозии в результате образования гальванической пары "металл — покрытие".

Исследование кавитационной стойкости силицидных покрытий ввиду высокой пористости показало неэффективность их применения при микроударных нагрузках. Однако при равномерном хромосилицировании на поверхности углеродистой стали дополнительно образуются легированные кремнием карбидные слои типа $Cr_{23}C_6$ и Cr_7C_3 . В условиях малоциклового кавитационного и длительного циклического кавитационно-коррозионного испытаний износ хромосилицированных покрытий можно сопоставить с износом покрытий на основе карбидов хрома. Кавитационный износ образцов с хромосилицированным покрытием в 3 %-ном водном растворе NaCl при циклическом кавитационно-коррозионном испытании в течение 24 суток составил 0,005326 г/см², а образцов с однокомпонентным карбидным покрытием (на основе хрома) — 0,0036644 г/см². По сравнению с однокомпонентными карбидными покрытиями на основе хрома (4—6 пор на 1 см²) хромосилицированные покрытия имеют более высокую пористость (47—52 поры на 1 см²), поэтому их кавитационно-коррозионный износ выше.

Хромосилицированные покрытия можно рекомендовать для защиты деталей машин, работающих в агрессивных средах при интенсивном циклическом кавитационно-коррозионном действии. При нанесении хромосилицированных покрытий на углеродистые стали толщина защитного слоя увеличивается на 30 % по сравнению с покрытиями на основе хрома. Отметим, что на поверхности покрытия образуется небольшое количество силицированного карбида типа $Cr_{23}C_6$ (до 0,25 %). На поверхности покрытия также находится слой силицидов хрома типа Cr_5Si_3 , Cr_3Si и $CrSi$. Кроме того, максимальное содержание кремния сосредоточено в покрытии на глубине до 10 мкм, в более глубоких слоях содержание кремния резко снижается и наблюдаются только его следы [7, 8].

Исследования показали, что во внутренних зонах покрытий на сталях 20 и 45 именно на глубине более 40÷50 мкм на участке с твердым раствором кремния в α -Fe фазе содержание кремния максимальное, в покрытии на стали У10 максимальное

содержание кремния в приграничной с карбидной матрицей зоне.

Расхождение результатов исследований, приведенных в технической литературе и полученных авторами статьи, связано, вероятно, с условиями нанесения диффузионных покрытий и разным химическим составом исходных порошковых смесей [9, 10]. Формирование под карбидным слоем диффузионной зоны твердого раствора с дополнительным содержанием кремния обеспечивает высокую коррозионную стойкость материала.

На основании полученных данных можно сделать следующие выводы.

Нанесение комплексных хромосилицированных покрытий на углеродистые порошковые стали приводит к образованию трехслойного диффузионного покрытия толщиной до 100 мкм.

Установлено, что на поверхности диффузионных хромосилицированных покрытий образуются фазы Cr_{23}C_6 и Cr_7C_3 , содержащие до 0,25 % Si. В покрытиях на сталях 20 и 45 максимальное содержание кремния (именно 7 % в α -Fe твердом растворе) находится под слоем карбида на глубине 40÷50 мкм, а в покрытии на стали У10 содержание карбида составляет 1,9 % на границе "карбидный слой — матрица".

Коррозионная стойкость сталей с хромосилицированными покрытиями повышается по сравнению со сталями без покрытий. Отмечено повышение в 15—20 раз кавитационной стойкости изделий с хромосилицированными покрытиями в воде и в 3 %-ном растворе NaCl в зависимости от времени их воздействия.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. Ворашнин Л. Г., Абачараев М. М., Хусид Б. М. Кавитационно-стойкие покрытия на железоуглеродистых сплавах / Под ред. М. Н. Бодяко. Минск: Наука и техника, 1986. 248 с.
2. Каспарова О. В., Колотыркин Л. М. Влияние поверхностного покрытия хромированной стали кремнием на ее коррозионную стойкость // Защита металлов. 2003. № 3. С. 297—306.
3. Погребова И. С., Янцевич К. В., Корниенко В. В. Влияние легированных хромом силицидных покрытий на кислотную коррозию углеродистых сталей 08КП // Физико-химия и механика материалов. 2001. № 2. С. 108—113.
4. Борисов Ю. С. Современные достижения в области нанесения защитных и упрочняющих покрытий // Известия вузов. Порошковая металлургия. 1993. № 7. С. 5—14.
5. Утевский Л. М. Дифракционная электронная микроскопия в металловедении. М.: Металлургия. 1973. 584 с.
6. Боровский И. Б. Процессы взаимной диффузии в сплавах. М.: Наука, 1993. 325 с.
7. Куликов А. К., Поздняк Н. З. Хромирование порошкового спеченного железа в порошкообразных смесях на основе хрома // Порошковая металлургия. 1992. № 9. С. 54—60.
8. Земсков Г. И., Коссинский И. В., Правенька Л. Л. Хромосилицирование стали // Митом. 1964. № 9. С. 45—47.
9. Похмурский В. И., Мокрова А. М. Распределение элементов в диффузионных слоях при хромосилицировании // Защитные покрытия на металлах. 2013. Вып. 7. С. 144—146.
10. Коррозионная стойкость диффузионных хромовых покрытий стали в среде твердых слоев неорганических кислот / В. А. Генгель, А. В. Савицкий, П. Г. Горячев // Защитные покрытия на металлах. 1989. Вып. 7. 180 с.

УДК 664.346

DOI: 10.36652/0042-4633-2021-3-50-52

В. Н. ВАСИЛЕНКО, А. А. ШЕВЦОВ, Л. Н. ФРОЛОВА, доктора технических наук, Н. А. МИХАЙЛОВА, И. В. ДРАГАН, кандидаты технических наук (Воронежский государственный университет инженерных технологий), e-mail: fln-84@mail.ru

Ресурсосберегающее оборудование для сушки дисперсных материалов в кипящем слое

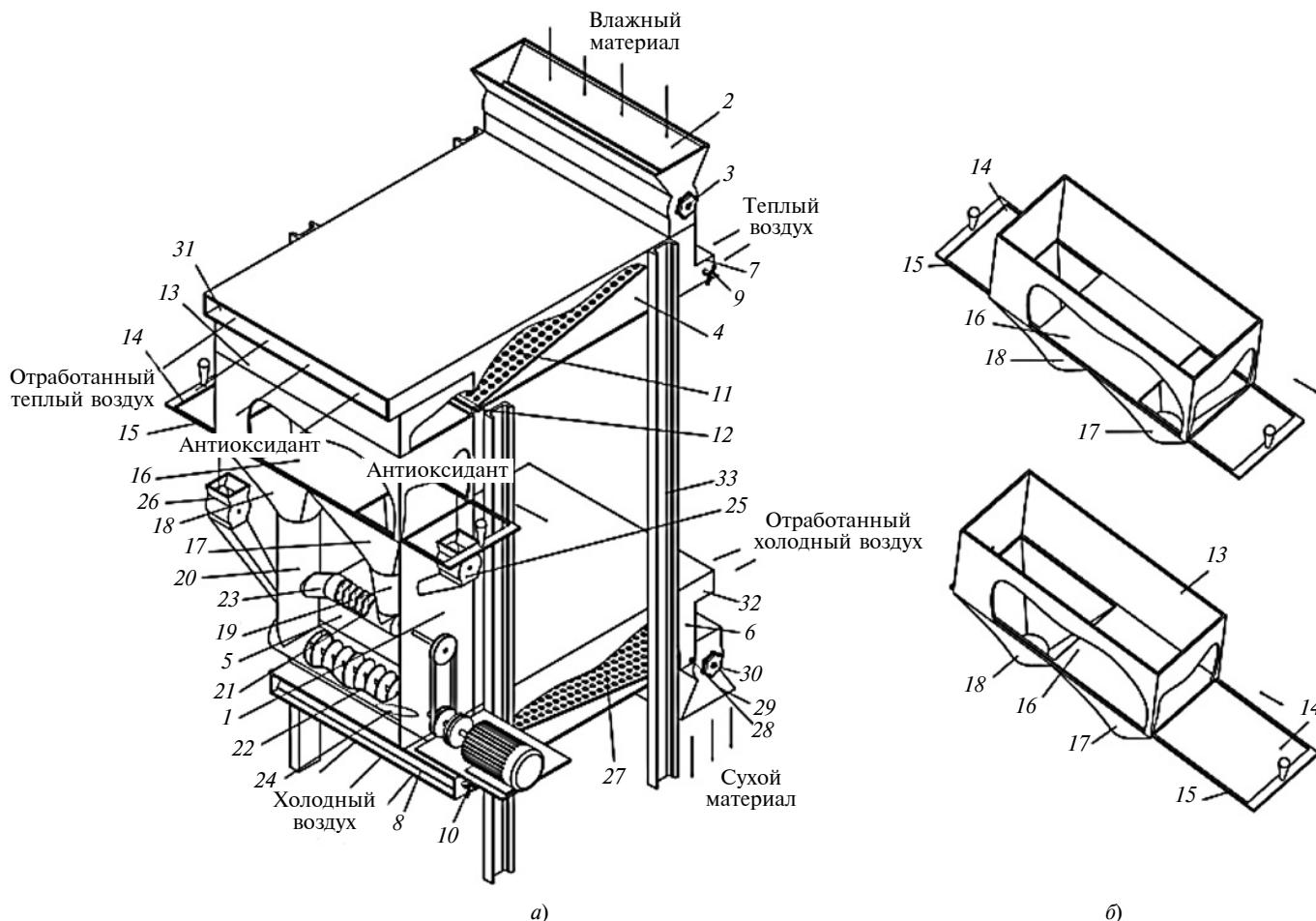
Предложена конструкция сушилки для сыпучих продуктов с непрерывным режимом работы. Регулирование скорости подаваемого воздуха позволяет повысить производительность и надежность оборудования и уменьшить его габаритные размеры.

Ключевые слова: сушка с кипящим слоем, теплообмен, производительность, надежность.

The design of dryers for bulk products with continuous operation is proposed. The regulation of the speed of the supplied air allows to increase the productivity and reliability of the equipment and to reduce its overall dimensions.

Keywords: fluidized bed drying, heat and mass transfer, productivity, reliability.

В пищевой и химической промышленности сушка, как правило, определяет технико-экономические показатели производства в целом, что связано со значительными затратами тепловой энергии для проведения данного процесса. Для сушки дисперсных материалов успешно используются сушилки с кипящим слоем, неоспоримым преимуществом которых по сравнению с другими сушилками является развитая поверхность контакта частиц материала с сушильным агентом и интенсивное испарение влаги из материала. Технологические режимы сушки дисперсных материалов зависят от содержания в них воды. Установлено существенное влияние технологических режимов на



Сушилка для сыпучих материалов (а) и бункер с заслонкой в крайних ее положениях (б)

состав и структуру углеводов, белка, липидов, витаминов и органических кислот. Процесс сушки включает сложные реакции преобразования веществ и в нем можно выделить этапы: подвод теплоты к поверхности; влагоперенос по объему продукта; биохимические реакции компонентов. Создание и внедрение в промышленное производство аппаратов с кипящим слоем позволяет повысить эффективность процесса сушки, снизить затраты тепловой энергии на единицу выпускаемой продукции и повысить качество готового продукта.

Для сушки дисперсных материалов в кипящем слое авторы разработали конструкцию (рисунок, а, б), которая содержит: сушильную камеру 1 с загрузочным патрубком 2 с устройством 3 загрузки, выполненным в виде шлюзового затвора. Камера 1 состоит из расположенных по вертикали секций: 4 — сушки материала в кипящем слое; 5 — двухэтапного смешивания материала с антиоксидантом; 6 — кондиционирования материала, включающего его увлажнение и отлежку. Секции 4 и 6 содержат газоподводящие короба 7 и 8, оснащенные регулирующими заслонками 9 и 10 для подачи

теплого и холодного воздуха соответственно в секцию 4 и секцию 6. Секция 5 оснащена неподвижной газораспределительной решеткой 11, установленной под углом к оси 12.

После секции 4 и перед секцией 5 установлен бункер 13 с подвижной в горизонтальной плоскости заслонкой 14, выполненной в виде рамки 15, которая закрыта плоским листом 16 (см. рисунок, б). Бункер 13 соединен двумя выходными патрубками 17 и 18 с входными патрубками 19 и 20 смесителей малой (21) и большой (22) производительности секции 5. Смесители 21 и 22 оснащены выходными патрубками 23 и 24, расположенными таким образом, что выходной патрубок 23 соединен с входным патрубком 20 смесителя большой производительности, а через выходной патрубок 24 смесителя большой производительности материал подается в секцию 6. Смесители 21 и 22 снабжены закрепленными на внешней стороне камеры 1 устройствами 25 и 26 для ввода антиоксиданта, выполненными в виде шлюзовых затворов. Секция 6 оснащена неподвижной горизонтальной газораспределительной решеткой 27, установленной под

углом к оси 28, большим угла естественного откоса материала. Готовый материал из секции 6 выгружается через патрубок 29 с устройством 30, выполненным в виде шлюзового затвора. Оработанные теплый и холодный воздух отводятся из секций 4 и 6 через патрубки 31 и 32. Вся конструкция сушилки установлена на станине 33.

Сушилка для дисперсных материалов работает следующим образом. Влажный материал через загрузочный патрубок 2 и устройство 3 поступает на неподвижную наклонную газораспределительную решетку 11 секции 4 сушки материала. Далее осуществляется сушка материала в кипящем слое теплым воздухом, подаваемым через газоподводящий короб 7. Расход воздуха регулируется заслонкой 9. Угол наклона решетки 11 и расход теплого воздуха подбирают в зависимости от вида высушиваемого материала и его начальной влажности таким образом, чтобы режим сушки был непрерывным с минимальным уносом частиц материала с оработанным теплоносителем.

Из секции 4 подсушенный до требуемой влажности материал попадает в бункер 13 с заслонкой 14, перемещением которой из одного крайнего положения в другое (см. рисунок, б) регулируется подача материала из секции 4 в смеситель 22 — от 50 до 100 % общего количества материала, направляемого в секцию 5 двухэтапного смешивания. С целью предотвращения окисления материала, что плохо влияет на его качество, через закрепленные на внешней стороне сушильной камеры 1 устройства 25 и 26 вводится антиоксидант. Соотношение вводимого в смесители 21 и 22 количества антиоксиданта прямо пропорционально зависит от положения заслонки 14, которая делит площадь бункера над выходными патрубками 17 и 18 в требуемой пропорции. Введение антиоксиданта в два приема обеспечивает равномерность его распределения по объему материала.

Меньшее количество материала и антиоксиданта подается в смеситель 21 малой производительности. По окончании смешивания обогащенная антиоксидантом меньшая часть материала через выходной патрубок 23 попадает во входной патрубок 20 смесителя 22 большой производительности, откуда вместе с оставшимся большим количеством (от 50 до 100 %) материала попадает в смеситель 22 большой производительности. По окончании смешивания материал, доведенный до максимально возможной однородности, подается через выходной патрубок 24 смесителя 22 в секцию 6. Причем выходной патрубок 24 располагается под таким углом, чтобы его выходное отверстие соответствовало началу и центру неподвижной наклонной газораспределительной решетки 27.

В секцию 6 через газоподводящий короб 8 подается холодный воздух, расход которого регулируется заслонкой 10. Угол наклона решетки 27 и расход холодного воздуха подбираются в зависимости от вида материала и антиоксиданта, а также влажности смеси, полученной в секции 5. Процесс отлежки осуществляется в непрерывном режиме до требуемой температуры и влажности материала. Высушенный и охлажденный материал удаляется из сушилки через патрубок 29 выгрузки материала, оснащенный устройством 30 разгрузки, выполненным в виде шлюзового затвора. В зависимости от вида обрабатываемого материала и используемого антиоксиданта может быть такое число секций сушки материала, смешивания и отлежки, которое обеспечит максимально высокое качество готового материала и наибольшую эффективность его обработки.

Таким образом, использование предложенной сушилки позволяет: интенсифицировать процесс получения готового продукта, повысить эксплуатационную надежность работы сушилки и снизить занимаемую производственную площадь.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **The creation** of energy efficient equipment for processing oilseeds / V. N. Vasilenko, L. N. Frolova, N. A. Mikhailova, et al. // Russian Engineering Research. 2017. V. 37. Issue 4. P. 330, 331.
2. **Resource-Saving** Press for Oil Extrusion from Plant Sources / V. N. Vasilenko, L. N. Frolova, N. A. Mikhailova, et al. // Russian Engineering Research. 2019. V. 39 (7). P. 575, 576.
3. **Эксергетический** анализ технологии осциллирующей сушки семян масличных культур / В. Н. Василенко, Л. Н. Фролова, И. В. Драган и др. // Вестник Воронежского ГУИТ. 2018. № 1. С. 81—89.
4. **Development** of the mathematical model for the process of oil raw materials pressing / A. Kairbayeva, V. Vasilenko, S. Dzhangulbayev, et al. // Journal of Engineering and Applied Sciences. 2017. N. 12 (Special issue 6). P. 7836—7842.
5. **Mathematical** modeling of heat and mass transfer processes in the duration of grain roasting / Y. Mateyev, A. Ostrikov, D. Shalginbayev, et al. // Journal of Hygienic Engineering and Design. 2019. N. 30. P. 3—8.
6. **Shevtsov A. A., Vasilenko V. N., Evdokimov A. V.** Control algorithm of the thermal applying drying plant for thermolabile materials // Avtomatizatsiya i Sovremennye Tekhnologii. 2004. N. 7. P. 26—28.
7. **Моделирование** процесса осциллирующей сушки масличных культур на примере маслосемян рыжика / Л. Н. Фролова, И. В. Драган, Ю. А. Таркаев, С. А. Шевцов // Хранение и переработка сельхозсырья. 2014. № 4. С. 31—34.

В. А. КОХАНОВСКИЙ, д-р техн. наук, В. Н. ПОЛЯКОВ (ВО РГУПС, г. Ростов-на-Дону),
e-mail: vovapolyakov@mail.ru

Опорный профиль трибосистем скольжения¹

Рассмотрены основные контуры опорных поверхностей пар трения с гидродинамическим смазыванием. Анализ табличных данных и графиков, полученных экспериментальным методом, позволил установить дополнительные параметры влияния на гидродинамическую характеристику процесса трения и эксплуатационные характеристики трибосистем в широком диапазоне нагрузочно-скоростных режимов.

Ключевые слова: подшипник скольжения, гидродинамика, втулка, опорная поверхность, профиль, округлость, эллипс, волнообразный контур, износ.

The main contours of the bearing surfaces of friction pairs with hydrodynamic lubrication are considered. Analysis of tabular data and graphs obtained by experimental methods made it possible to establish additional parameters of influence on the hydrodynamic characteristics of the friction process and the operational characteristics of tribological systems, in a wide range of load-speed modes.

Keywords: sliding bearing, hydrodynamics, bushing, bearing surface, profile, circle, ellipse, wavy contour, wear.

В опорных подшипниковых узлах машин, испытывающих при работе высокие нагрузки, чаще всего используют подшипники скольжения с гидродинамическим смазыванием [1, 2]. Практика показала, что при расчете данных трибосистем необходимо учитывать все составляющие процесса трения, связанные с течением жидкого смазочного материала.

Известные методики расчета основаны на классических уравнениях течения вязкой жидкости Навье—Стокса и Рейнольдса [3—6], в которых, особенно при решении задач для практического применения, используют упрощающие допущения.

На сегодняшний день, несмотря на имеющиеся многочисленные работы по гидродинамическому расчету различных трибосистем, недостаточно исследованы такие их параметры, как предельные

зазоры и износы, которые могут стать причиной отказа узла, а также оптимальная с гидродинамических позиций форма опорной поверхности подшипниковой втулки, особенно для нестандартных некруглых профилей.

Рассмотрим основные варианты пар трения с гидродинамическим смазыванием (рис. 1) [3, 4, 7]. Анализ показал, что практически все они соответствуют геометрически конформным сопряжениям (даже с эллиптическим профилем при близких размерах осей).

Заметим, что по технологическим причинам деталь с эллиптическим профилем заменяют двумя вкладышами с профилями в виде дуг окружности с радиусом больше, чем номинальный радиус вала [4].

Разброс рекомендуемых справочниками рабочих зазоров подшипников очень велик. Так, для подшипников с гидродинамическим смазыванием диаметрами до 100 мм они составляют $0,396 \div 0,660$ мм [5], при диаметрах $30 \div 50$ мм — $0,09 \div 0,25$ мм [8] или $0,015 \div 0,200$ [3]. Это можно объяснить разной

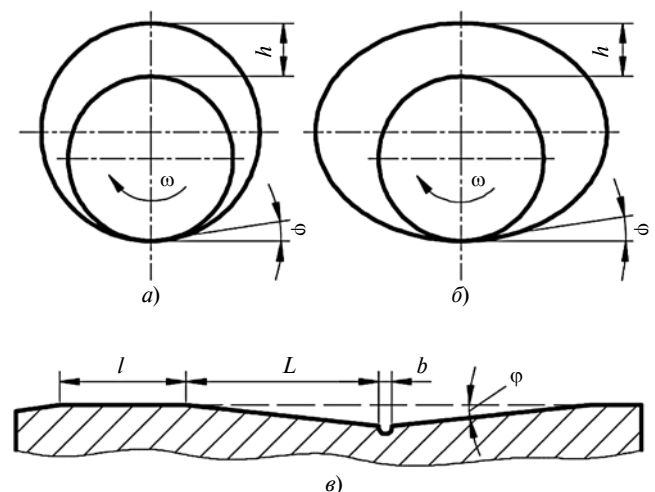


Рис. 1. Варианты пар трения с гидродинамическим смазыванием:
a — стандартный подшипник с круглым профилем; *б* — подшипник с эллиптическим профилем; *в* — направляющая для возвратно-поступательного движения

¹ Исследования выполнены при финансовой поддержке РФФИ в рамках научного проекта № 17-08-00777А.

скоростью скольжения и разной вязкостью применяемых смазочных материалов. Для ряда подшипников в летных агрегатах допустимый зазор не превышает 0,14 мм, а в наземном авиаоборудовании — 0,25 мм [6].

Слишком большой исходный зазор уменьшает длину контакта в сопряжении и может привести к эластогидродинамическому смазыванию, повышению напряжений и деформациям.

При стабильном векторе нагрузки с увеличением износа менее прочной подшипниковой втулки угол контакта может измениться, но режим смазывания при этом сохраняется.

Причиной отказа является не износ, а вызванные им изменения в сопряжении. Например, недопустимое смещение опор (перекос), возникновение вибраций в результате дополнительной степени свободы вала, утечка смазочного материала.

Важной задачей при расчете и проектировании подшипников является повышение их износостойкости. В первую очередь изнашивается втулка, так как ее материал менее прочный по сравнению с материалом вала, поэтому для повышения ресурса или несущей способности подшипника чаще всего предлагается изменение ее опорной поверхности [4]. При этом не всегда учитывается, что центральный контактный угол подшипника должен составлять не менее 60° [9], контур втулки должен быть замкнутым, а технология изготовления должна соответствовать условиям крупносерийного производства.

Публикаций с анализом преимуществ тех или иных опорных поверхностей втулок подшипников, выявленных экспериментальными испытаниями, нет. Имеются сведения о подшипниковых втулках с тремя вариантами профилей опорных поверхностей: окружность [3–5], эллипс [4], половины волнообразного контура профиля (адаптированный профиль) [10, 11], при этом первые две поверхности (табл. 1) применяют на практике, последняя описана только теоретически [10, 11].

Рассмотрим подробнее контактную зону трибосопряжения при испытании пары трения ролик—колодка на модернизированной машине трения ИИ 5018 в условиях статики.

Таблица 1

Формулы для определения параметров подшипниковых втулок с разными опорными профилями

Форма профиля	Формула	Примечание
Окружность	$x^2/(r + \Delta)^2 + (y + \Delta)^2/(r + \Delta)^2 = 1$	r — радиус вала, Δ — зазор диаметральный
Эллипс	$x^2/(r + 1,5\Delta)^2 + (y + \Delta)^2/(r + \Delta)^2 = 1$	$(r + \Delta)$ — малая полуось, $(r + 1,5\Delta)$ — большая полуось
Волнообразный	$R(\Theta) = r + \Delta \cos \Theta - \Delta \sin \Theta$	R — радиус контура втулки

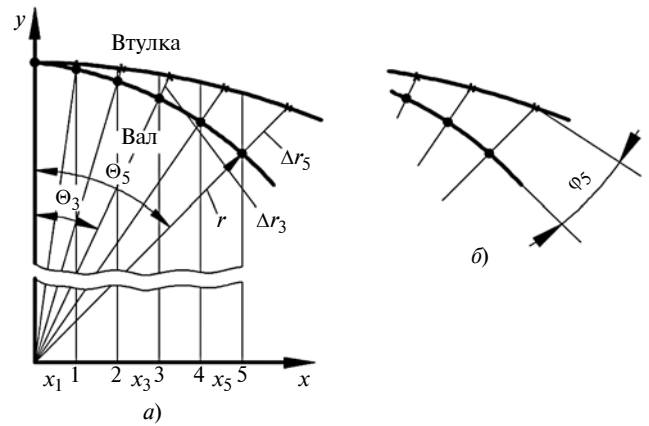


Рис. 2. Схема параметров контакта пары трения вал—втулка при гидродинамическом смазывании:

a — зазор Δ в трибоконтакте; b — угол φ входа жидкого смазочного материала в гидродинамический клин

На схеме контуры зоны полуконтакта ($\Theta_5 = 30^\circ$) разделены по абсциссе на пять интервалов x_i (рис. 2). Определены радиальные зазоры Δr_i как разности радиуса вала r и соответствующих точек на контурной кривой опорной подшипниковой втулки, а также углы φ_i между касательными к опорной поверхности контура вала и кривой контура втулки.

Рассмотрим порядок вычислений контактных параметров сопряжения вала с цилиндрической втулкой (сопряжение окружность—окружность, О—О). Разность радиусов втулки и смещенного под нагрузкой вала в зоне поступления смазочного материала в клиновидный зазор определяет выражение

$$\Delta r_{oi} = \sqrt{\left(\sqrt{(r + \Delta)^2 - x_i^2} - \Delta\right)^2 + x_i^2} - r. \quad (1)$$

Угол φ , обеспечивающий гидродинамический клин и гидродинамический режим смазывания, находим по формуле

$$\varphi_{oi} = \arctg \frac{x_i}{\sqrt{r_i^2 - x_i^2}} - \arctg \frac{x_i}{\sqrt{(r + \Delta)^2 - x_i^2} - \Delta}. \quad (2)$$

Для втулки с эллипсным сечением (сопряжение окружность—эллипс, О—Э) имеем:

$$\Delta r_{\Delta i} \approx \frac{x_i}{r} \left[(r + \Delta) \sqrt{1 - \left(\frac{x_i}{r + 1,5\Delta}\right)^2} - \sqrt{r^2 - x_i^2} - \Delta \right]; \quad (3)$$

$$\varphi_{\Delta i} = \arctg \frac{x_i}{\sqrt{r^2 - x_i^2}} - \arctg \frac{x_i}{(r + \Delta) \sqrt{1 + \left(\frac{x_i}{r + 1,5\Delta}\right)^2} - \Delta}. \quad (4)$$

При построении сопрягаемой пары "окружность — волнообразный контур" (О—В) использовались зависимости, приведенные в работах [10, 11] для оптимального профиля. Для сопряжения с рассматриваемыми параметрами имеем:

$$\Delta r_{Bi} \approx \frac{x_i}{r} \left[(r + \Delta) \cos\left(\frac{x_i}{r + \Delta}\right) - \sqrt{r^2 - x_i^2} - \Delta \right]; \quad (5)$$

$$\varphi_{Bi} = \arctg \frac{x_i}{\sqrt{r^2 - x_i^2}} - \arctg \frac{x_i}{(r + \Delta) \cos\left(\frac{x_i}{r + \Delta}\right) - \Delta}. \quad (6)$$

Используя полученные выражения, рассчитаем параметры Δr_i и φ_i для всех описанных контуров профиля подшипниковых втулок по формулам, приведенным в табл. 2. Расчеты выполнены для пяти сечений (см. рис. 2) подшипника с номинальным диаметром 40 мм. По рекомендациям работы [13] при умеренной постоянной частоте вращения ($\omega \leq 150 \text{ с}^{-1}$) принята посадка $H7/f7$, а для высоких скоростей ($\omega > 150 \text{ с}^{-1}$) — посадка $H8/e8$. Данные посадки соответствуют ходовому и легкоходовому сопряжениям для подшипников скольжения.

Расчеты для кругового и волнообразного профилей показали близкие результаты. Так, общее для 7-го и 8-го квалитетов точности среднее расхождение параметра Δr составляет 6,7 %, при наибольшем значении — 15,9 %, что составляет 0,004 мм. Среднее расхождение параметра φ_i для тех же условий составляет 7,7 %, при наибольшем значении — 15,7 %, что составляет 0,003°.

Вышеизложенное доказывает практическую идентичность кругового и волнообразного профилей, что позволяет объединить их в общих кривых на рисунках и не исследовать волнообразный профиль в дальнейшем.

Таблица 2

Расчетные параметры трибоконтакта ролик—колодка

Форма профиля	x, мм	Ø40 H7/f7		Ø40 H8/e8	
		$\Delta r_i, 10^{-2}$ мм	$\varphi_i, 10^{-2}$ градус	$\Delta r_i, 10^{-2}$ мм	$\varphi_i, 10^{-2}$ градус
Окружность	2	0,037	0,011	0,063	0,018
	4	0,150	0,088	0,256	0,150
	6	0,344	0,310	0,585	0,528
	8	0,623	0,779	1,060	1,326
	10	1,000	1,654	1,701	2,813
Эллипс	2	0,074	0,021	0,126	0,036
	4	0,299	0,175	0,508	0,297
	6	0,678	0,610	1,151	1,037
	8	1,216	1,521	2,065	2,581
	10	1,297	3,185	3,270	5,401
Волнообразный	2	0,041	0,012	0,073	0,021
	4	0,156	0,091	0,273	0,160
	6	0,355	0,329	0,617	0,556
	8	0,639	0,798	1,104	1,380
	10	1,019	1,686	1,757	2,905

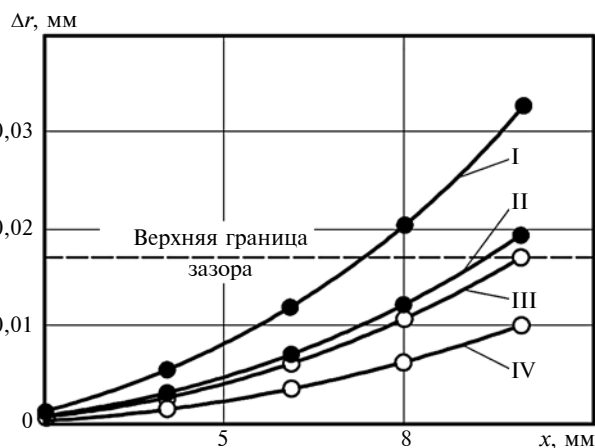


Рис. 3. Зависимости изменения параметра Δr_i от ординаты x полуконтакта для подшипниковых втулок с круговым (—○—) и эллиптическим (—●—) опорными профилями:

I—III — 8-й квалитет точности; II—IV — 7-й квалитет точности

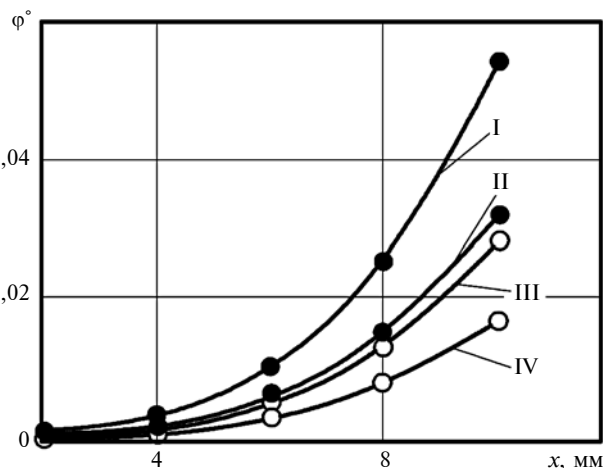


Рис. 4. Зависимости изменения угла φ_i гидродинамического клина от ординаты x полуконтакта для подшипниковых втулок с круговым (—○—) и эллиптическим (—●—) опорными профилями:

I—III — 8-й квалитет точности; II—IV — 7-й квалитет точности

Результаты расчетов представлены на рис. 3 и 4.

Контур эллипсоидной подшипниковой втулки выходит за пределы поля допуска, так как допуск назначен на малую ось.

Кривые на рис. 3 и 4 определены при наибольших значениях зазора по 8-му квалитету точности, а при наименьших — по 7-му квалитету.

Анализ полученных результатов показал, что параметры трибоконтакта (Δr_i) входят в диапазон рекомендуемых зазоров и допусков по 7-му и 8-му квалитетам точности, а параметры трибоконтакта кривой эллиптического опорного профиля с посадкой $H7/f7$ совпадают с допуском цилиндрического профиля с посадкой $H8/e8$ (см. рис. 3).

Таким образом, анализ опорных профилей подшипниковых втулок показал эффективность эллипсообразной формы и окружности.

Влияние угла φ входа на основные трибологические параметры узла

Квалитет	Сопряжение	$\varphi, 10^{-2}$ градус	Относительная толщина смазочного слоя, %	t_p, c	Доля гидродинамического режима от времени цикла, %
7-й	О—О	1,654	37,5	649,75	81,75
	О—Э	2,813	57,5	596,00	95,25
8-й	О—О	3,185	65,5	439,75	96,50
	О—Э	5,401	69,5	396,50	97,56

В качестве критерия при оценке разных профилей опорных втулок подшипников принимаем время t_p выхода трибосистемы на стационарный гидродинамический режим. При этом главным показателем является угол входа смазочного материала в гидродинамический клин, который определяется зазором и эксцентриситетом.

Экспериментальные исследования проводили на машине трения ИИ5018 Амслер на стандартных образцах — колодки с круговым и эллиптическим профилем. Исследования выполняли по полнофакторному экспериментальному двухуровневому плану ПФЭ 2^3 .

Получены регрессионные модели:

для контакта вала с круговым профилем (О—О)

$$t_{pO} = 81,66v^{-0,223}\Delta^{-0,725}\sigma^{0,260}, \quad (7)$$

для контакта вала с эллиптическим профилем (О—Э)

$$t_{pЭ} = 67,0v^{-0,234}\Delta^{-0,766}\sigma^{0,268}, \quad (8)$$

где v — скорость скольжения; σ — контактные напряжения; Δ — зазор.

Графическая интерпретация регрессионных моделей (рис. 5) получена методом двумерных сечений [14], анализ которой показал, что наибольшее влияние на параметр t_p при 7-ом и 8-ом квалитетах точности оказывает зазор Δ , который, в свою очередь, определяет угол φ входа жидкого смазочного материала в гидродинамический клин (табл. 3).

Постоянство в ходе экспериментов коэффициента трения ($f < 0,05$) подтверждает превалирование гидродинамического режима смазывания.

Таким образом, сравнение эффективности применения эллиптического и волнообразного профи-

лей в опорных подшипниковых втулках показало возможность их изготовления с точностью, рекомендованной для стандартных подшипников скольжения с круговым профилем тех же размеров.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Крагельский И. В.** Трение и износ. М.: Машиностроение, 1968. 467 с.
2. **Костенкий Б. И.** Трение, смазка и износ в машинах. Киев: Техника, 1970. 396 с.
3. **Опоры осей и валов машин и приборов** / Н. А. Спицын, М. М. Машнев, Е. Я. Красковский и др. Л.: Машиностроение, 1970. 520 с.
4. **Подшипники скольжения. Расчет, проектирование, смазка** / Н. Типей, В. Н., Константиnescу, А. Ника и др. Бухарест: Академия румынской народной республики, 1964. 457 с.
5. **Справочник по триботехнике** / Под ред. М. Хебды, А. В. Чичинадзе. М.; Варшава: Машиностроение, Т. 2: Смазочные материалы, техника смазки, опоры скольжения и качения. 1990. 411 с.
6. **Определение технического ресурса подшипников скольжения из металлофторопласта** / И. Т. Семак, В. И. Дикий, И. П. Тованец и др. // Авиационная промышленность. 1980. № 1. С. 32—34.
7. **Воскресенский В. А., Дьяков В. И., Зиле А. З.** Расчет и проектирование опор жидкостного трения: Справочник. М.: Машиностроение, 1983. 232 с.
8. **Расчет опорных подшипников скольжения: Справочник** / Е. И. Квитницкий, Н. Ф. Киркач, Ю. Д. Полтавский и др. М.: Машиностроение, 1979. 70 с.
9. **Методические указания. Методы экспериментальной оценки фрикционной совместимости материалов трущихся сопряжений.** РД 50-662—88. М.: Изд-во стандартов, 1988. 30 с.
10. **Ахвердиев К. С., Никитен А. К., Остроух Б. И.** Гидродинамическая теория смазки и расчет подшипников скольжения, работающих в стационарном режиме. Монография. М.: Наука, 1981. 316 с.
11. **Мукутадзе М. А.** Гидродинамический расчет упорного подшипника с адаптированным профилем опорной поверхности, работающего на сжимаемой вязкоупругой смазке // Трение и смазка в машинах и механизмах. 2012. № 5. С. 19—23.
12. **Снеговский Ф. П.** Опоры скольжения тяжелых машин. М.: Машиностроение, 1969. 223 с.
13. **Допуски и посадки: Справочник** / В. Д. Мягков, М. А. Палей, А. В. Романов и др. Ч. 1. Л.: Машиностроение, 1982. 543 с.

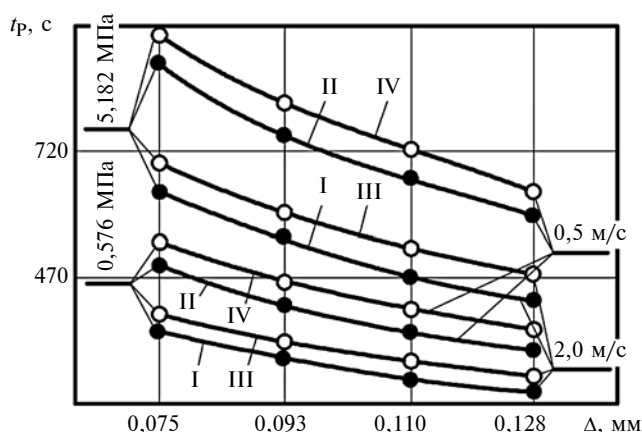


Рис. 5. Зависимости изменения времени t_p выхода трибосистемы на гидродинамический режим от зазора Δ для подшипниковых втулок с круговым (—○—) и эллиптическим (—●—) опорными профилями:

I—III — 8-й квалитет точности; II—IV — 7-й квалитет точности

И. М. НИГМАТУЛЛИН, Р. Г. НИГМАТУЛЛИН, д-р техн. наук, И. И. ЕМАЕВ, канд. техн. наук,
Л. Ш. ШУСТЕР, д-р техн. наук (ФГБОУ ВО "Уфимский ГАТУ", г. Уфа), e-mail: okmim@ugatu.ac.ru

Повышение триботехнических свойств окисленных смазочных материалов, модифицированных геонаполнителем

Рассматриваются триботехнические, термостойкостные и ремонтно-восстановительные свойства смазочных материалов на основе окисленных масел с геонаполнителем. Определена композиция, обеспечивающая лучшие триботехнические свойства.

Ключевые слова: окисленное масло, серпентинит, износостойкость, термостойкость, адгезионная прочность.

The tribotechnical, heat-resistance and repair-reduction properties of lubricants based on oxidized oils with a geofiller are considered. The composition providing the best tribotechnical properties is determined.

Keywords: oxidized oil, serpentinite, wear resistance, heat resistance, adhesive strength.

Развитие высокотехнологичных отраслей промышленности повышает всеобщее внимание к проблемам трения, изнашивания и смазывания. Выход машин и оборудования из строя чаще всего обусловлен износом сопрягающихся поверхностей с неисчерпанным при этом собственным ресурсом материала конструкции. В связи с возрастающими экологическими требованиями, энергетическим кризисом, необходимостью рационального использования ресурсов актуальными становятся вопросы повышения эффективности смазочных материалов, продления ресурса работы узлов трения, внедрения ремонтно-восстановительных технологий (безразборного ремонта и т. п.).

Известны работы по повышению триботехнических свойств смазочных материалов на основе нефтяных масел путем селективного окисления содержащихся в них сераорганических соединений и конверсии сульфатов в сульфоны и сульфоксиды [1–3]. Дисперсные наполнители и добавки к смазочным материалам повышают не только триботехнические, но и ремонтно-восстановительные свойства. Модифицированные смазочные материалы изменяют условия трения в контакте деталей и восстанавливают их поверхности, образуя защитную (сервовитную) пленку [4]. Наиболее широко модифицированные смазочные материалы применяются в тяжелонагруженных узлах трения с высокой температурой и давлением на фрикционном контакте [5]. Высокая температура благотворно влияет на образование сервовитной пленки, но способствует быстрому выгоранию и потере работо-

способности масляной основы смазочного материала.

Влияние дисперсных наполнителей и добавок на триботехнические свойства смазочных материалов исследуется во множестве работ отечественных и зарубежных ученых, в том числе в работах [6, 7], в которых используются смазки, полученные на основе различных фракций. Практически не изучены остаются триботехнические свойства смазочных материалов на основе окисленных (ок.) нефтяных масел, модифицированных серпентинитами (серп.).

Данная работа направлена на восполнение этого пробела и посвящена изучению влияния окисления масляной основы в сочетании с геонаполнителем (серпентинитом) на триботехнические, термостойкостные и ремонтно-восстановительные свойства смазочных материалов.

Для исследования таких смазочных материалов выбрали нефтяные масла И-40, КС-19 и ПН-6. В качестве геонаполнителя использовали порошок серпентинита серого цвета, а кристаллизатора — двуокись марганца (MnO_2). Порошок серпентинита содержал, масс. %: 90 — природного минерала серпентина (пластинчатый лизардит $Mg_3[Si_2O_5](OH)_4$); 5 — талька; 4 — кварца; 1 — магнетита. Частицы серпентинита имели размеры $10 \div 20$ мкм. Катализатор MnO_2 — порошок черного цвета с размерами частиц $10 \div 25$ мкм. Для окисления сераорганических соединений масляных основ использовали озон и кислород, а также пероксид водорода. Окисление пероксидом водорода проводили в присутствии катализаторов при температуре от 100 до 140 °С на лабораторной установке, состоящей из круглодонной колбы с мешалкой с термометром и водяной бани, при разных временных режимах и постоянной интенсивности процесса. Окисление озоном проводили с помощью генератора "Крозон-2001" OZP-1Y, укомплектованного компрессором. Производительность по озону и кислороду 1 г/ч.

Смазывающие свойства материалов (противозадирные, противоизносные и антифрикционные) оценивали с использованием четырехшариковой машины трения ЧМТ-1 в соответствии с ГОСТ 9490—86. Изнашивание исследовали на экспериментальной трибометрической установке — машине трения вращательного действия, содержащей пару трения "обойма — ролик". Испытания на данной установке имитируют метод Райхерта

("обойма — ролик"), согласно международному стандарту ASTM D2782 поверхности трения смазывались окунанием. Микротвердость измеряли на приборе ПМТ-3.

Для исследования триботехнических параметров (предельных нормальных давлений p_{rn} при упругом контакте; соответствующих этим давлениям прочности τ_{nm} на срез адгезионных связей и молекулярной составляющей $\mu_m = \tau_{nm}/p_{rn}$ коэффициента трения; напряжения τ_0 среза при отсутствии нормальных напряжений; коэффициента β упрочнения адгезионных связей от нормальных напряжений) и влияния температуры и давления на параметры адгезионного взаимодействия при трении использовали экспериментальный метод [5]. Зоны контакта образцов из стали 20 и индентора из сплава ВК8 нагревали электроконтактным способом на одношариковом адгезиомере.

Микрохимические исследования структур поверхностей трения проводили при помощи приставки-микроанализатора химического состава на растровом электронном микроскопе.

Результаты испытаний образцов смазочных материалов на четырехшариковой машине трения ЧМТ-1 приведены в табл. 1. Видно, что окисленные масла имеют преимущества по противозадирным и противоизносным показателям в сравнении с неокисленными маслами, а модифицированный смазочный материал на основе окисленного нефтяного масла с серпентинитами (ОНМ МС) имеет преимущества в сравнении с окисленными нефтяными маслами. Добавление в смазочный материал кристаллизатора MnO_2 способствует повышению триботехнических свойств.

Результаты испытаний образцов смазочных материалов на износостойкость узла трения "обойма — ролик" приведены в табл. 2.

Для испытаний по изменению массы обоймы и ролика при трении использовали предварительно изношенные ролики, чтобы образцы касались по площадке для избежания точечного или линейного контакта. Для измерений использовали аналитические лабораторные весы 4 класса точности. Результаты испытаний приведены в табл. 3.

Таблица 1

Результаты испытаний масел и смазочных материалов на четырехшариковой машине трения ЧМТ-1

Смазочный материал	Триботехнические показатели			
	Нагрузка сваривания P_c , Н	Износ $D_{из}$, мм (400 Н; 1 ч)	Критическая нагрузка P_k , Н	Индекс задира I_3
И-40	1260	0,90	560	20
И-40 ок.	2370	0,70	800	31
И-40 ок. + серп. (0,3 %)	2660	0,65	840	34
И-40 ок. + серп. (0,3 %) + MnO_2 (0,05 %)	2660	0,60	890	36
КС-19	1880	0,80	800	29
КС-19 ок.	2820	0,65	890	40
КС-19 ок. + серп. (0,3 %)	3350	0,55	940	42
КС-19 ок. + серп. (0,3 %) + MnO_2 (0,05 %)	3550	0,48	1060	45
ПН-6	1330	0,85	750	32
ПН-6 ок.	2990	0,63	1000	45
ПН-6 ок. + серп. (0,3 %)	3350	0,54	1060	47
ПН-6 ок. + серп. (0,3 %) + MnO_2 (0,05 %)	3760	0,45	1120	49

Примечание. Ок. — окисленное; серп. — серпентинит.

Таблица 2

Результаты испытаний на изнашивание

Смазочный материал	Площадь $S_{из}$, мм ² , пятна износа после 15 мин работы при нагрузке				
	5 Н	10 Н	15 Н	2 Н	25 Н
И-40	3,20	Заклинило	—	—	—
И-40 ок.	1,60	2,20	2,80	3,10	Заклинило
И-40 ок. + серп. (0,3 %)	1,40	2,05	2,60	2,80	Заклинило
И-40 ок. + серп. (0,3 %) + MnO_2 (0,05 %)	1,30	1,95	2,30	2,50	2,90
КС-19	2,85	3,10	Заклинило	—	—
КС-19 ок.	1,45	1,95	2,65	2,90	Заклинило
КС-19 ок. + серп. (0,3 %)	1,21	1,65	1,85	2,10	Заклинило
КС-19 ок. + серп. (0,3 %) + MnO_2 (0,05 %)	1,00	1,45	1,75	1,80	2,10
ПН-6	2,65	2,90	Заклинило	—	—
ПН-6 ок. озонем	1,25	1,70	2,45	2,70	Заклинило
ПН-6 ок. озонем + серп. (0,3 %)	1,15	1,45	1,65	1,90	2,60
ПН-6 ок. озонем + серп. (0,3 %) + MnO_2 (0,05 %)	0,90	1,30	1,55	1,70	2,00

Для подтверждения образования защитного слоя на поверхности трения выбрали следующую последовательность испытаний: работа пары трения в течение 15 мин со смазкой; удаление смазки с трущихся поверхностей; работа узла трения без смазочного материала до образования задира. Результаты испытаний приведены в табл. 4.

Увеличение масс обоймы и ролика (см. табл. 3), а также длительную работу узла трения без смазочного материала при использовании ОНМ МС (см. табл. 4) можно объяснить образованием защитной пленки на поверхностях трения.

Микротвердость поверхностей трения образцов (роликов) измеряли до и после испытаний до образования задира. Результаты приведены в табл. 5. Видно, что при использовании смазочных материа-

Таблица 3

Изменение массы, г, обоймы и ролика после 15 мин испытаний смазочных материалов при нагрузке 10 Н

Смазочный материал	Обойма	Ролик
И-40 ок.	-0,25	-0,15
КС-19 ок.	-0,18	-0,10
ПН-6 ок.	-0,15	0,8
И-40 ок. + серп. (0,3 %) + MnO ₂ (0,05 %)	+0,10	+0,02
КС-19 ок. + серп. (0,3 %) + MnO ₂ (0,05 %)	+0,15	+0,04
ПН-6 ок. + серп. (0,3 %) + MnO ₂ (0,05 %)	+0,17	+0,05

Таблица 4

Время работы узла трения "обойма — ролик" без смазочного материала до образования задира, нагрузка 10 Н

Смазочный материал	Работа узла трения без смазочного материала
И-40 ок.	32 с
КС-19 ок.	45 с
ПН-6 ок.	50 с
И-40 ок. + серп. (0,3 %) + MnO ₂ (0,05 %)	3 мин 43 с
КС-19 ок. + серп. (0,3 %) + MnO ₂ (0,05 %)	4 мин 19 с
ПН-6 ок. + серп. (0,3 %) + MnO ₂ (0,05 %)	4 мин 48 с

Таблица 5

Результаты испытаний на микротвердость поверхностей трения

Смазочный материал	Микротвердость	
	HV	HRC
И-40 ок.	694/649	58/56
КС-19 ок.	694/694	58/58
ПН-6 ок.	694/694	58/58
И-40 ок. + серп. (0,3 %) + MnO ₂ (0,05 %)	694/746	58/59
КС-19 ок. + серп. (0,3 %) + MnO ₂ (0,05 %)	694/784	58/60
ПН-6 ок. + серп. (0,3 %) + MnO ₂ (0,05 %)	694/803	58/61

Примечание. В числителе приведены значения микротвердости до испытаний, в знаменателе — после.

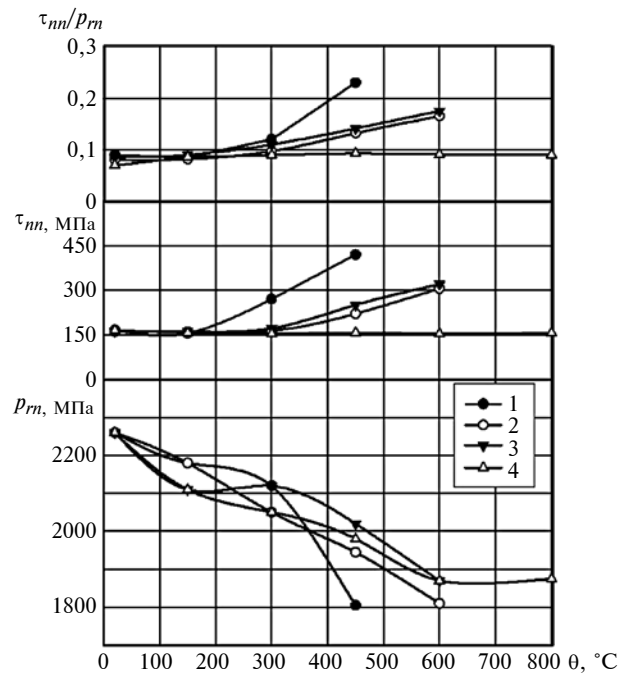


Рис. 1. Влияние температуры контакта на триботехнические характеристики смазочных материалов ПН-6 (1) и ПН-6, окисленного кислородом (2), пероксидом водорода (3) и кислородом и озоном (4)

лов с дисперсными наполнителями микротвердость трущихся поверхностей роликов повышается.

Уменьшение износа, увеличение масс обоймы и ролика и времени работы узла трения без смазочного материала, повышение микротвердости поверхностей образцов свидетельствует об образовании на поверхностях трения защитного антифрикционного слоя. Лучшие результаты получены при использовании окисленного нефтяного масла ПН-6 + серпентинит (0,3 %) + MnO₂ (0,05 %) [8]. Преимущество составов на базе окисленного масла ПН-6 можно объяснить его высокой вязкостью и наибольшим содержанием сульфонов, которые при окислении конвертируются в сульфамиды и сульфоны [9]. Поэтому окисленное нефтяное масло ПН-6 выбрали для исследования влияния температуры и давления на параметры адгезионного взаимодействия и металлографических исследований.

Для оценки влияния способа окисления нефтяного масла и серпентинита на термостойкие свойства смазочного материала и характеристики адгезионного взаимодействия при трении исследовали образцы нефтяного масла ПН-6 без окисления и с окислением кислородом, перекисью водорода, кислородом и озоном. Результаты испытаний приведены на рис. 1 и 2, где p_{nm} — предельное нормальное давление при упругом контакте; τ_{nm} — соответствующая этим давлениям прочность на срез адгезионных связей; $\mu_m = \tau_{nm}/p_{nm}$ — молекулярная составляющая коэффициента трения.

Из рис. 1 видно, что нефтяное масло ПН-6, окисленное кислородом и озоном, сохраняет высо-

Химический состав участков поверхности трения

Участок трения	Содержание элементов, %								
	Mg	Si	Cr	Mn	Fe	Ni	Br	W	Итого
Спектр 1	36,01	36,84	0,53	0,32	25,24	0,00	1,05	0,00	100
Спектр 2	0,00	0,4	1,3	1,23	95,03	0,25	0,00	1,79	100

кие триботехнические свойства вплоть до температуры 800 °С, поэтому может служить масляной основой для термостойкого смазочного материала с дисперсными наполнителями. Для сравнения и определения оптимального содержания дисперсных наполнителей в смазочной композиции исследовали следующие составы: неокисленное масло ПН-6 + серпентинит (0,3 %) + MnO_2 (0,05 %); окисленное кислородом (O_2) и озоном (O_3) масло ПН-6 + серпентинит (0,3 %) + MnO_2 (0,05 %); окисленное кислородом и озоном масло ПН-6 + серпентинит (1 %) + MnO_2 (0,15 %). Полученные результаты приведены на рис. 2.

Как и ожидалось, смазочный материал ОНМ МС из окисленного кислородом и озоном масла ПН-6 показал лучший результат в сравнении со смазочным материалом из неокисленного масла с серпентинитом. Изменение в ОНМ МС содержа-

ния серпентинита и окиси марганца в исследованном диапазоне практически не изменяет показатель адгезионного взаимодействия.

Металлографические исследования, включающие и микрохимический анализ состава поверхности (элементный анализ), позволили выявить и определить состав вторичных структур, появившихся на поверхностях трения образцов из стали 20 при использовании ОНМ МС. Микрохимический анализ состава поверхности образца из стали 20 выполнен на лунках, образовавшихся при проведении исследования влияния температуры и давления на параметры адгезионного взаимодействия при использовании ОНМ МС. Полученные результаты для двух спектров представлены в табл. 6. На поверхностях трения наблюдаются образования (спектр 1), в которых присутствуют химические элементы, характерные для кремне-магниевого гидросиликатов (серпентинов), входящих в состав горной породы — серпентинита. Очевидно, что данные образования являются сервоитной пленкой, экранирующей зону трения и способствующей продолжительной работе смазочного материала.

Выводы

Окисленные нефтяные масла с геонаполнителем — серпентинитом и катализатором — двуокисью марганца обладают повышенными противозадирными, противоизносными и термостойкими свойствами.

Из исследованных смазочных материалов лучшие триботехнические характеристики обеспечивает композиция масло ПН-6 (окисленное кислородом и озоном) + серпентинит (0,3 %) + MnO_2 (0,05 %). Образованная при его использовании на поверхностях трения вторичная структура (пленка) имеет повышенную микротвердость, экранирует зону трения, снижая изнашивание и компенсируя износ.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. Разумовский С. Д., Заиков Т. Е. Озон и его реакции с органическими соединениями (кинетика и механика). М.: Наука, 1974. 322 с.
2. Саматов Р. Р. Селективное окисление нефтяных сульфидов пероксидом водорода в сульфоксиды и сульфоны: Дисс. ... канд. хим. наук. Уфа: ИМХиК РАН, 2007. 137 с.

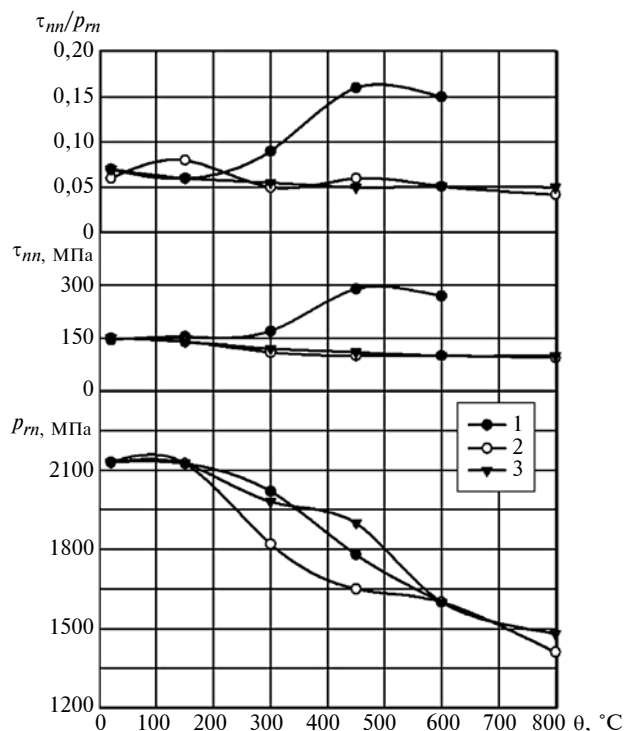


Рис. 2. Влияние температуры контакта на триботехнические характеристики смазочных материалов с дисперсными наполнителями:

1 — ПН-6 + серп. (0,3 %) + MnO_2 (0,05 %); 2 — ПН-6 (ок. O_2 и O_3) + серп. (0,3 %) + MnO_2 (0,05 %); 3 — ПН-6 (ок. O_2 и O_3) + серп. (1 %) + MnO_2 (0,15 %)

М. А. БЛОХИН, д-р техн. наук, Д. Ж. ЦЫЖИПОВ, Э. Ю. ГРАЧЁВА (МГТУ им. Н. Э. Баумана),
e-mail: hornet10@yandex.ru, тел. 8 (915)-301-78-74

Обеспечение отрицательной обратной связи в условиях рабочего движения полосовых пильных полотен

Предложено новое решение для распиловочных станков с круговым поступательным движением полотен, устраняющее воздействие боковой силы на пильное полотно. Данные конструктивные решения повышают точность получаемого пиломатериала, производительность обработки, ресурс оборудования и снижают энергозатраты.

Ключевые слова: распиловочный станок, пильное полотно, круговое поступательное движение, устойчивость, отрицательная обратная связь.

A new solution is proposed for sawing machines with circular translational motion of the saw blades, which eliminates the effect of lateral force on the saw blade. These design solutions increase the accuracy of the resulting lumber, processing productivity, equipment life and reduce energy consumption.

Keywords: sawing machine, saw blade, circular forward motion, stability, negative feedback.

В ходе конструкторских разработок нередко к моменту их окончания возникают сомнения относительно их совершенства, так как появились новые возможности, которые рождают новые идеи по улучшению уже разработанного. Такие конструкторские решения возникли по совершенствованию распиловочного оборудования с круговым поступательным движением режущего инструмента пильного блока — пильных полотен (рис. 1).

Круговое поступательное движение полотен в распиловочном устройстве позволило в 2—2,5 раза уменьшить их длину и повысить жесткость. При этом энергопотребление при распиловке снизилось в 3—4 раза, а производительность увеличилась на 50÷75 %. Металлоемкость нового оборудования снизилась в 4,5—5 раз по сравнению с аналогичным оборудованием, например, в сравнении с широко распространенной пилорамой Р63-4Б. Данное усовершенствованное оборудование можно использовать в удаленных районах и получать без дополнительной обработки высококачественные пиломатериалы.

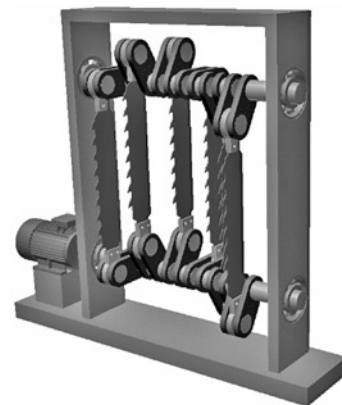


Рис. 1. Пильный блок с круговым поступательным движением полотен



(Окончание статьи. Начало см. на стр. 57)

3. Улендеева А. Д., Ляпина Н. К., Баева Л. А. Меркаптанов нефти и газоконденсатов. Уфа: Изд-во ГУП ИНХП РБ, 2014. 120 с.

4. Гаркунов Д. Н. Триботехника. Износ и безызносность: Учебник, 4-е изд., перераб. и дополн. М.: МСХА, 2001. 651 с.

5. Покрытия и смазка в высокотемпературных подвижных сопряжениях и металлообработке: Монография / Л. Ш. Шустер, Н. К. Криони, В. Ю. Шолом, М. Ш. Мигранов. М.: Машиностроение, 2008. 318 с.

6. Исследование влияния температуры и давления на трибологические характеристики пластичной смазки, модифицированной углеродным каркасом / И. И. Ема-

ев, Н. К. Криони, Р. Г. Нигматуллин, Л. Ш. Шустер // Вестник машиностроения. 2017. № 11. С. 37—39.

7. Экспериментальное исследование материалов в низкотемпературных тяжело нагруженных спиральных редукторах / В. М. Гольфарб, С. М. Решатнаков, Е. С. Трудачев и др. // Вестник машиностроения. 2015. № 5. С. 35—39.

8. Пат. 2454451 Рос. Федерация: МПК С10М 101/02, С10М 125/26, С10Н 30/06, С10Н 30/08. Смазочный материал с повышенной термостойкостью, обладающий ремонтно-восстановленными свойствами.

9. Нигматуллин Р. Г., Нигматуллин В. Р., Нигматуллин И. Р. Диагностика по анализу моторного масла. Уфа: ГУП РБ Уфимский полиграф, 2011. 296 с.

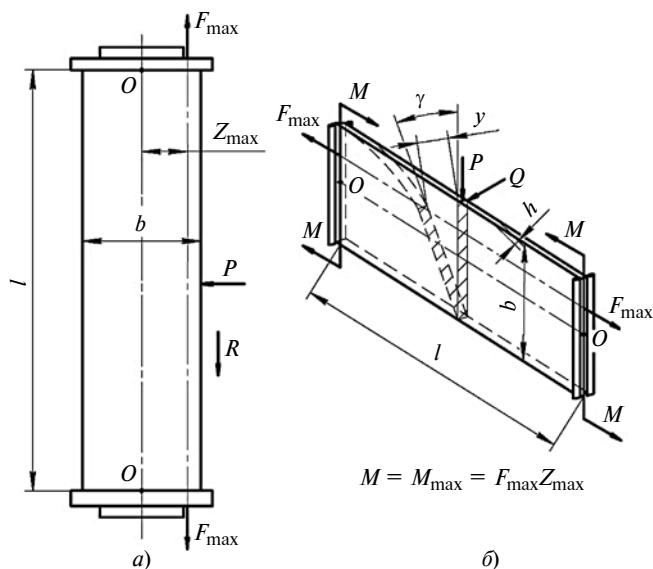


Рис. 2. Параметры пильного полотна (а) и расчетная схема его устойчивости (б)

Важнейшим показателем качества для пиломатериалов (досок, паркета, ламели) является параметр разнотолщинности. Повышение точности при рамном пилении и пилении на ленточнопильных станках всегда связано с обеспечением устойчивости полотна в плоскости его наибольшей жесткости.

Традиционный расчет устойчивости пильного полотна

На рис. 2, а, б представлены параметры пильного полотна и расчетная схема его устойчивости, где F_{\max} — максимальная сила натяжения полотна; R — сила резания; P — сила сопротивления (реакция) со стороны заготовки; Z — эксцентриситет натяжения полотна; Z_{\max} — максимальный эксцентриситет натяжения; b — ширина полотна; h — толщина полотна; γ — угол выхода (прогиб) полотна из его плоскости; y — прогиб растянутой пилы; Q — боковая сила; M — момент сил внецентренного натяжения; $O-O$ — срединная линия полотна, проходящая через центр тяжести полотна.

На рис. 3 показаны основные причины возникновения боковых сил при пилении в плоскости их наименьшей жесткости: ξ — угол отклонения плоскости полотна под действием боковой силы Q ; $v_{\text{п}}$ — скорость подачи заготовки в зону резания.

При рамном пилении и пилении на ленточнопильных станках важно исключить воздействие на

полотно боковой силы Q на полотно в плоскости его наименьшей жесткости.

Основные причины возникновения боковых сил: неперпендикулярное расположение передней грани зубьев относительно пильного полотна (рис. 3, а); несимметричность уширения зубьев (рис. 3, б); неточность установки полотна в горизонтальном направлении (рис. 3, в); неточность подачи распиливаемого материала (рис. 3, г); неточность установки полотен в вертикальном направлении и отклонение пилы от требуемой траектории движения (рис. 3, д) — вид на пильное полотно со стороны движущейся заготовки.

При обработке заготовки горизонтальная составляющая силы P_r резания отклоняется от направления подачи на угол ξ , при этом она раскладывается на составляющие: силу $P = P_r \cos \xi$, действующую на пильное полотно со стороны заготовки в плоскости ее наибольшей жесткости, и силу $Q = P_r \sin \xi$ (см. рис. 3), действующую на полотно в плоскости ее наименьшей жесткости, что является причиной снижения точности обработки.

Жесткость растянутого пильного полотна при отсутствии сил резания определяет выражение

$$j_{\text{н}} = \frac{Q}{y}. \quad (1)$$

При критическом значении силы P полотно теряет устойчивость, что вызывает ее блуждание. Специалисты при оценке устойчивости пильного полотна используют разные зависимости, представляя критическую силу функцией от нескольких переменных $P_{\text{кр}} = f(X_n)$, основными из которых являются: ширина, толщина и длина полотна, крутильная и изгибная жесткости полотна, сила его натяжения, эксцентриситет силы натяжения. Иногда учитывают твердость, влажность обрабатываемого материала и т. п.

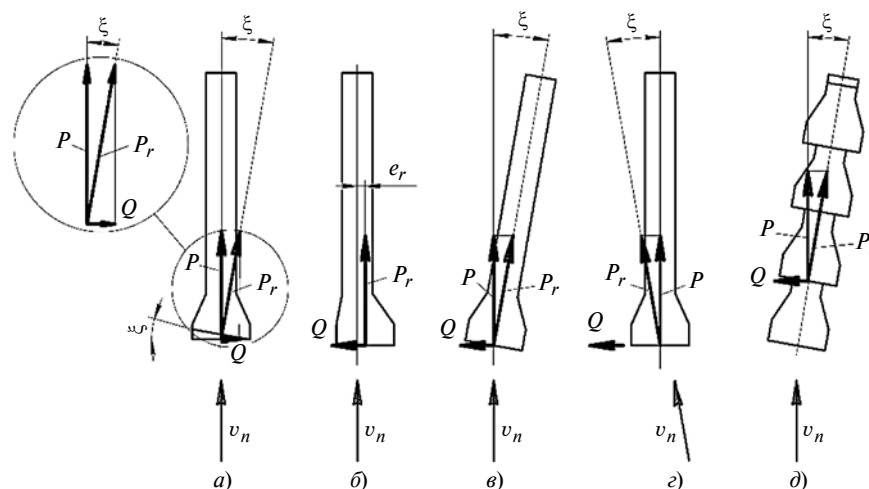


Рис. 3. Схемы основных причин возникновения при пилении боковой силы на полотно в плоскости наименьшей жесткости

Для повышения жесткости полотен их вальцуют вдоль оси, что придает им дополнительную устойчивость при пилении.

Один из конструктивных способов повышения устойчивости рамных пил представлен в работе [1]: полотна осуществляют возвратно-поступательное движение в плоских аэростатических опорах. Однако данное техническое решение не нашло широкого применения из-за сложности реализации конструкции.

Обеспечить устойчивость полотен можно уменьшением их длины в 2 раза при внецентренном растяжении по линии кончиков зубьев. Данный эффект достигнут заменой возвратно-поступательного движения полотна на круговое поступательное.

Многопильный модуль с круговым поступательным движением полотен представлен на рис. 4. Он состоит из пильных полотен 4, двух пальцев 10, проходящих через отверстия в полотнах и поджимаемых четырьмя пружинами 11, которые крепятся в концевике корпуса верхнего шарнира 1. Нижние части пильных полотен крепят в нижнем шарнире 8 с помощью резьбового крепежа 7. При подъеме верхнего шарнира 1, расположенного на подшипнике 3 и эксцентрикe 2, осуществляется натяжение пильных полотен в результате перемещения силой F_0 вверх вала 12.

Расчеты показали, что обеспечить устойчивость пильных полотен в процессе резания можно созданием отрицательной обратной связи сил резания и сил подачи.

Рассмотрим решение данной задачи с учетом особенностей проектирования многопильного модуля.

Основная причина неустойчивости пильного полотна и пути ее устранения

В известных распиловочных устройствах и с круговым поступательным, и с возвратно-поступательным движением полотен (см. рис. 2) их растяжение силой F_{\max} происходит в плоскости полотна с эксцентриситетом натяжения $Z \leq Z_{\max}$. Максимальный (критический) момент сил натяжения определяет формула

$$M_{\max} = F_{\max} Z_{\max}. \quad (2)$$

Наличие сил P и Q реакции со стороны заготовки обуславливает необходимость обеспечения устойчивости полотна. Это можно осуществить увеличением толщины и ширины полотна, увеличением силы натяжения и уменьшением длины полотна.

Граница потери устойчивости пильного полотна при растяжении определяет выражение

$$M_{\text{кр}} = \frac{\pi}{l} \sqrt{EJ_1 GJ_2}. \quad (3)$$

Здесь E — модуль упругости, при этом $G = 0,5E \times (1 + \mu)$, где $\mu = 0,3$; $GJ_2 = [0,5E(1 + \mu)]\beta h^3 b$ — жест-

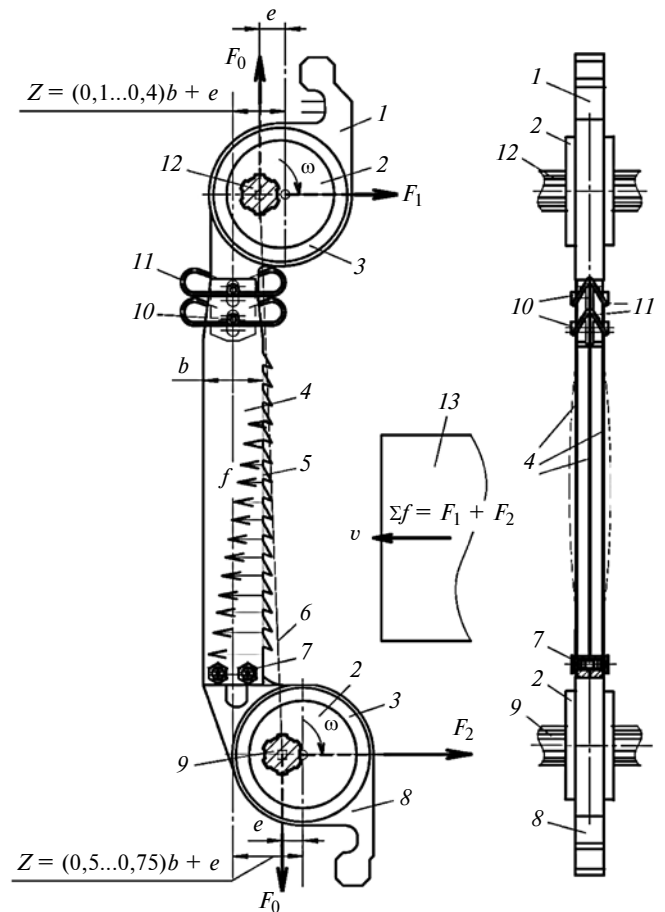


Рис. 4. Многопильный модуль с круговым поступательным движением полотен

кость на кручение, где $\beta = b/h = 0,33$ (b и h — ширина и толщина полотна); $EJ_1 = E \left[h^3 b \frac{1}{12} \right]$ — жесткость полотна на изгиб в направлении, перпендикулярном к плоскости внешних моментов.

Согласно зависимостям (3) и (2) уменьшение длины l полотна в 1,5–2 раза снижает моменты $M_{\text{кр}}$ и M_{\max} : $M_{\max} = (0,5 \div 0,66) M_{\text{кр}}$, и увеличивает эксцентриситет растяжения: $Z = (1,5 \div 2) Z_{\max}$. При этом все остальные параметры напряженно-деформированного состояния полотна остаются практически неизменными.

Увеличение эксцентриситета растяжения до $Z \geq 0,5b + h_3$, где h_3 — высота зубьев пильного полотна, обеспечивает отрицательную обратную связь сил взаимодействия и устойчивость процесса обработки без учета зависимости (1).

Аналогично реализуется обеспечение устойчивого движения полотна в пильном модуле (см. рис. 4) при его круговом поступательном движении.

Заметим, что в пильном модуле уменьшается длина полотна более чем в 1,8 раза по сравнению с оборудованием аналогичного назначения при прочих равных габаритно-массовых параметрах. Одновременно выполняется условие, при котором частота собственных колебаний пильного модуля

должна быть выше частоты его рабочих импульсов при резании.

Силы F_1 и F_2 подачи от пильного блока к заготовке $I3$ со скоростью v (см. рис. 3) определяют условия распиловки: габаритные размеры заготовки, ее влажность и твердость, подача зубьев на оборот валов и т. п.

Неустойчивость движения полотна пильного модуля в заданном направлении возникает, если распределенные силы f сопротивления находятся на линии межзубовых впадин 5 перед линией 6 , соединяющей верхний 12 и нижний 9 валы, в результате чего возникает положительная обратная связь силы подачи $\Sigma F_{1,2}$ и сил f сопротивления. Это приводит к выходу полотна из плоскости его наибольшей жесткости, что и является основной причиной неустойчивости процесса пиления — блуждание полотна относительно заданной траектории распиловки.

Потеря устойчивости полотен проявляется их изгибом, что приводит к повышению разнотолщинности выпускаемого пиломатериала, снижению производительности и возможному заклиниванию полотен в пропилах.

Устойчивый процесс резания достигается созданием отрицательной обратной связи суммарных сил подачи $\Sigma F_{1,2}$ и сил f , когда силы сопротивления располагаются за линией 6 (см. рис. 4), соединяющей точки приложения сил F_1 и F_2 , т. е. оси верхнего и нижнего валов.

Отрицательная обратная связь делает систему саморегулирующейся в случае, когда внецентренное растяжение полотен $Z = 0,5b + h_3$ увеличено на величину равной эксцентриситету e вращения пильного модуля. Кроме того, e соответствует расстоянию между осью вала 12 и осью подшипника 3 , установленного на эксцентрик 2 , а также расстоянию между осью вала 9 и соответствующего подшипника 3 .

Таким образом, внецентренное растяжение полотен $Z \geq 0,5b + h_3 + e$ обеспечивает устойчивый процесс обработки с наименьшей разнотолщинностью получаемого пиломатериала, повышает производительность и снижает затраты. При этом возможно снижение силы F_0 натяжения полотен [2], ранее обеспечивающее необходимую жесткость. Это дополнительно снижает потери энергии на трение во всех шарнирах многопильных модулей и опорных подшипниковых узлах пильного блока.

Заметим, что резонансные эффекты зависят от внецентренного растяжения полотен, учитывающего смещение оси подшипника шарнира относительно оси вращения соответствующего вала [3, 4].

Особенности внецентренного растяжения пильных полотен

Продукты резания в межзубовых впадинах при вращении пильного модуля перемещаются от верхних впадин в нижние. Наибольшее их количество сосредоточивается в межзубовых впадинах ниж-

ней части полотен, что повышает сопротивление резанию. Для повышения частоты собственных колебаний полотен (резонанса), обусловленных внецентренным растяжением полотен, целесообразно уменьшить их внецентренное растяжение в верхней части (пат. 2647274 RU). Внецентренные растяжения верхней и нижней частей полотен определяют выражения: $Z = (0,1 \div 0,4)b + e$ и $Z = (0,5 \div 0,75)b + e$ с учетом распределенных сил f вдоль полотна.

Без конструктивного учета смещения e оси шарнира каждого крепежного узла относительно оси вращения соответствующих валов возможен увод полотен от заданной траектории, повышение разнотолщинности пиломатериала, увеличение ширины распила и силы резания, что приведет к значительному нагреванию полотен и их заклиниванию.

Предложенное решение по повышению устойчивости резания обеспечением отрицательной обратной связи сил резания повышает ресурс пильного модуля, так как уменьшается сила натяжения пильных полотен, а следовательно, увеличивается ресурс подшипников пильных модулей и опорных подшипниковых узлов пильного блока.

Уменьшение силы натяжения полотна в 3—4 раза снижает энергопотребление пильного модуля при холостом вращении на 25÷35 % при снижении общей потребляемой мощности на 15÷25 % и повышает ресурс пильного модуля на 25÷30 %.

Практика показала, что снижение разнотолщинности выпускаемого пиломатериала уменьшает на 5÷7 % затраты на его изготовление, так как исключается дополнительная его обработка.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. Прокофьев Г. Ф., Иванкин И. И., Казанцев В. А. Повышение качества пиления древесины на лесопильных рамах. Архангельск: Архангельский ГТУ, 2007. 192 с.
2. Блохин М. А., Подлесный Д. А. Решение задачи универсальной корректирующей массы в многопильном модуле с круговым поступательным движением полотен // Вестник машиностроения. 2020. № 3. С. 3—7.
3. Блохин М. А. Отстройка рабочих частот пильного модуля при плоском вращательно-поступательном движении полотен в составе многопильного блока // Вестник машиностроения. 2019. № 7. С. 36—41.
4. Гаврюшин С. С., Прокопов В. С., Блохин М. А. Разработка методики численного анализа динамических характеристик многопильного станка с круговым поступательным движением дереворежущих полотен // Вестник МГТУ. Машиностроение. 2010. № 4 (81). С. 108—118.
5. Блохин М. А., Подлесный Д. А. Автоматизация процесса и повышение эффективности многопильного оборудования с круговым поступательным движением полотен // Вестник машиностроения. 2020. № 5. С. 41—46.
6. Блохин М. А. Мехатроника и робототехника в лесопильном оборудовании // Вестник машиностроения. 2019. № 8. С. 33—37.

А. Л. ВОРОНЦОВ, д-р техн. наук (МГТУ им. Н. Э. Баумана), e-mail: mt13@bmstu.ru

Исследование штамповки неравнополочных швеллеров. Часть 3. Силовые параметры и формоизменение заготовки при выдавливании швеллеров.

1. Кинематическое и напряженное состояния заготовки

На основании полной системы уравнений теории пластического течения определены кинематическое и напряженное состояния заготовки при выдавливании швеллеров в условиях плоской деформации несоосного расположения пуансона и матрицы.

Ключевые слова: объемная штамповка, выдавливание, несоосное расположение, пуансон, матрица, плоская деформация, скорости пластического течения, напряжения.

On the basis of the complete system of equations of the theory of plastic flow, the kinematic and stress states of the billet are determined when the channels are extruded under conditions of plane deformation of the misaligned position of the punch and the matrix.

Keywords: die forging, extrusion, misaligned position, punch, matrix, plane deformation, plastic flow rates, stresses.

В предшествующих публикациях [1, 2] была показана актуальность углубленного исследования выдавливания швеллеров при несоосном расположении пуансона и матрицы. Настоящая статья в продолжении работы [2] посвящена математическому исследованию напряженного и кинематического состояний заготовки при выдавливании швеллеров, расчетная схема показана на рис. 1.

Эксперименты показали, что при неодинаковых широтах c_1 и c_2 каналов истечения (общий случай данного выдавливания) наблюдается более интенсивное течение металла в канале с большей шириной, в результате один вертикальный элемент швеллера получается выше другого. Поэтому важно определить степень влияния различных параметров процесса на интенсивность течения в каналы разной ширины.

Границей, разделяющей течение выдавливаемого металла в левую и правую стенки, является вертикальная линия между зонами 2 и 4. На этой границе горизонтальная скорость течения металла $v_x = 0$. При разных широтах каналов истечения средние высоты зон очагов пластической деформации, расположенных слева и справа от границы раздела течения, обозначим соответственно h_1 и h_2 . Высоты h_1 и h_2 , а также интенсивности a_1 и a_2 течения выдавливаемого металла в каналах являются неизвестными величинами, которые надо найти.

Верхние и нижние границы очагов деформаций в зонах 1 и 3 условно для упрощения показаны прямыми линиями. Действительную форму этих границ не задаем, при необходимости ее можно найти по методике, приведенной в работах [3, 4]. Для упрощения чертежа не показаны калибрующие поперечные выступы на рабочем торце пуансона, которые, как правило, выполняют для снижения трения о боковую поверхность пуансона вытекающего в стенку металла. Согласно рекомендациям работы [5, с. 208] данные выступы имеют длину $2 \div 3$ мм и выходят на $0,05 \div 0,15$ мм за боковую поверхность пуансона, препятствуя касанию с ней выдавленно-го металла.

Для обобщения решения будем использовать относительные величины — параметры, отнесенные к поперечному размеру a рабочего торца пуансона.

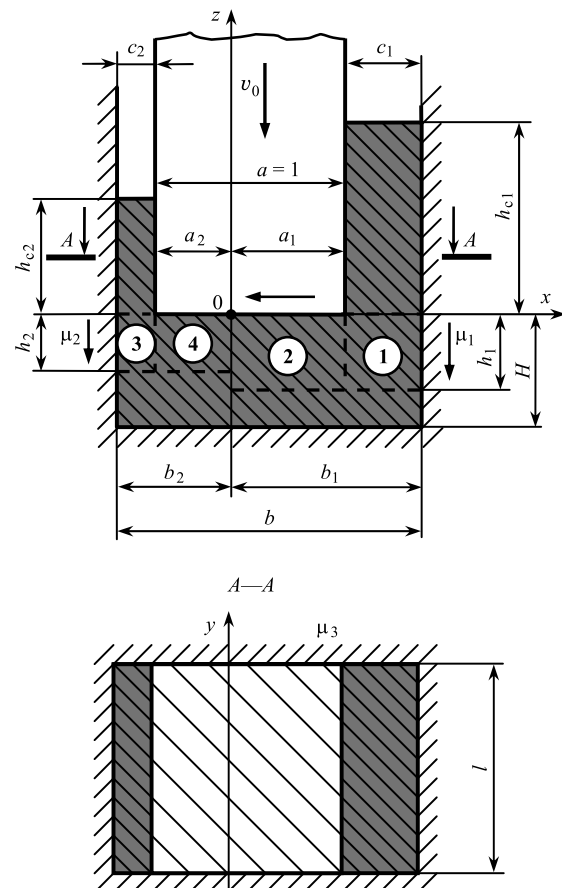


Рис. 1. Расчетная схема процесса выдавливания кронштейна

Материал заготовки считаем жесткопластическим, а упрочнение выражаем средним напряжением текучести σ_s , т. е. решаем задачу идеальной пластичности. Поскольку средние накопленные деформации в зонах **1**, **2** и **3**, **4** могут отличаться, то среднее напряжение текучести в зонах **1** и **2** обозначим σ_{s1} , а для зон **3** и **4** используем обозначение σ_{s2} . Влияние упрочнения на рассматриваемый процесс и определение напряжений текучести σ_{s1} и σ_{s2} будут рассмотрены в следующей статье.

Силы контактного трения определяем по закону Зибеля как $\tau_k = \mu\beta\sigma_s$, где μ — коэффициент трения по напряжению текучести; $\beta = 2/\sqrt{3} = 1,155$ — коэффициент Лоде при плоской деформации. Варьируя коэффициенты трения μ_1 и μ_2 в контактных зонах заготовки и матрицы, например, обезжириванием одной поверхности и смазыванием другой или нанесением на соответствующие стенки матрицы или боковые поверхности заготовки разные смазочные материалы, можно получить разные интенсивности течения металла в каналах разной толщины, а следовательно, и требуемые вертикальные элементы швеллера разной высоты.

Определим кинематическое и напряженное состояния заготовки при выдавливании по методу, изложенному в монографии [6].

В соответствии со схемой пластическая деформация в направлении оси y (см. рис. 1), т. е. перпендикулярно плоскости чертежа, отсутствует, имеет место плоское деформированное состояние, для которого система уравнений по теории пластического течения Леви—Мизеса в декартовой системе координат xz включает в себя [7]:

систему уравнений равновесия:

$$\begin{cases} \frac{\partial \sigma_x}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{xz}}{\partial z} = 0, \\ \frac{\partial \tau_{zx}}{\partial x} + \frac{\partial \sigma_z}{\partial z} = 0; \end{cases} \quad (1)$$

систему уравнений, связывающих напряжения и скорости деформаций:

$$\begin{cases} \sigma_x = \sigma + \frac{2}{3} \frac{\xi_x}{\xi_i} \sigma_s, \\ \sigma_z = \sigma + \frac{2}{3} \frac{\xi_z}{\xi_i} \sigma_s, \\ \tau_{xz} = \frac{1}{3} \frac{\eta_{xz}}{\xi_i} \sigma_s; \end{cases} \quad (3)$$

$$\quad (4)$$

$$\quad (5)$$

интенсивность скоростей деформаций:

$$\xi_i = \frac{1}{\sqrt{3}} \sqrt{4\xi_z^2 + \eta_{xz}^2}; \quad (6)$$

условие несжимаемости (постоянство объема):

$$\xi_x + \xi_z = 0; \quad (7)$$

систему кинематических уравнений:

$$\begin{cases} \xi_x = \frac{\partial v_x}{\partial x}, \\ \xi_z = \frac{\partial v_z}{\partial z}, \\ \eta_{zx} = \frac{\partial v_z}{\partial x} + \frac{\partial v_x}{\partial z}. \end{cases} \quad (8)$$

$$\quad (9)$$

$$\quad (10)$$

Таким образом, при плоской деформации сформулированная задача пластичности состоит из десяти уравнений с десятью неизвестными: σ_x , σ_z , τ_{xz} — нормальные и касательное напряжения; σ — среднее нормальное напряжение (гидростатическое давление); ξ_x , ξ_z — скорости линейных деформаций; η_{xz} — скорость угловой деформации; ξ_i — интенсивность скоростей деформаций; v_x , v_z — скорости перемещения среды (скорости течения).

Ввиду общего метода, изложенного в работе [6], будем искать не точное решение системы уравнений (1)—(10), а верхнее решение данной системы, что особенно важно, так как классическая система уравнений теории пластичности дает заниженные силовые параметры по сравнению с реальными значениями [8—10].

Сначала рассмотрим зону **1**.

Для получения верхнего значения определим кинематически возможную вертикальную скорость как

$$v_z = A[z - f(x)], \quad (11)$$

где $f(x)$ — функция, определяющая формы верхней и нижней горизонтальных границ зоны **1**.

Подставив выражения (8) и (9) в условие несжимаемости (7), получим уравнение

$$\frac{\partial v_x}{\partial x} + \frac{\partial v_z}{\partial z} = 0, \quad (12)$$

которое после подстановки выражения (11) имеет вид:

$$\frac{\partial v_x}{\partial x} = -A. \quad (13)$$

Тогда горизонтальная скорость

$$v_x = -\int A dx = -Ax + f_1(z), \quad (14)$$

где $f_1(z)$ — произвольная функция от z , получаемая интегрированием частной производной.

Из граничного условия $v_x = 0$ при $x = b_1$ вытекает, что $f_1(z) = Ab_1$, следовательно, имеем:

$$v_x = A(b_1 - x). \quad (15)$$

Коэффициент A можно найти из условия постоянства расхода материала, согласно которому весь металл, перемещаемый в единицу времени частью торца пуансона, расположенной над зоной **2**, должен за ту же единицу времени пройти через вертикальную границу между зонами **1** и **2**, из этого следует:

$$v_0 a_1 l = v_x \Big|_{x=a_1} h_1 l. \quad (16)$$

Подставив выражение (15), получим:

$$v_0 a_1 = A(b_1 - a_1)h_1. \quad (17)$$

Тогда

$$A = \frac{v_0 a_1}{(b_1 - a_1)h_1}. \quad (18)$$

С учетом уравнений (11) и (15) по выражениям (8)—(10) находим скорости деформаций:

$$\begin{cases} \xi_x = -A, & (19) \\ \xi_z = A, & (20) \\ \eta_{xz} = -A \frac{\partial f(x)}{\partial x}. & (21) \end{cases}$$

Подставив равенства (20) и (21) в формулу (6), конкретизируем интенсивность скоростей деформаций:

$$\xi_i = \frac{A}{\sqrt{3}} \sqrt{4 + \left[\frac{\partial f(x)}{\partial x} \right]^2}. \quad (22)$$

Подставив равенства (21) и (22) в формулу (5), получим выражение

$$\tau_{xz} = -\frac{1}{\sqrt{3}} \frac{\frac{\partial f(x)}{\partial x}}{\sqrt{4 + \left[\frac{\partial f(x)}{\partial x} \right]^2}} \sigma_{s1}, \quad (23)$$

из которого видно, что касательное напряжение является функцией одной координаты x , тогда в общем виде можно написать:

$$\tau_{xz} = \varphi_1(x). \quad (24)$$

Подставив уравнения (19), (20) и (22) в формулы (3) и (4), получим нормальные напряжения:

$$\sigma_x = \sigma - \frac{2}{\sqrt{3}} \frac{\sigma_{s1}}{\sqrt{4 + \left[\frac{\partial f(x)}{\partial x} \right]^2}}, \quad (25)$$

$$\sigma_z = \sigma + \frac{2}{\sqrt{3}} \frac{\sigma_{s1}}{\sqrt{4 + \left[\frac{\partial f(x)}{\partial x} \right]^2}}. \quad (26)$$

С учетом формулы (24) из уравнения равновесия (1) следует:

$$\frac{\partial \sigma_x}{\partial x} = 0,$$

тогда

$$\sigma_x = \varphi_2(z). \quad (27)$$

Из формул (25) и (26) следует:

$$\frac{\partial \sigma_z}{\partial z} = \frac{\partial \sigma_x}{\partial z}, \quad (28)$$

т. е. уравнение равновесия (2) будет иметь вид:

$$\frac{\partial \sigma_x}{\partial z} = -\frac{\partial \tau_{zx}}{\partial x}. \quad (29)$$

Из выражений (24) и (27) видно, что левая часть уравнения (29) зависит только от z , а правая — только от x . Для обеспечения равенства при любых независимых переменных x и z обе эти части должны быть равны одной и той же константе C_1 , т. е. уравнение (29) сводится к двум уравнениям:

$$\frac{\partial \sigma_x}{\partial z} = C_1; \quad (30)$$

$$\frac{\partial \tau_{zx}}{\partial x} = -C_1. \quad (31)$$

Решая уравнение (31), находим касательное напряжение:

$$\tau_{zx} = -C_1 x + C_2. \quad (32)$$

Произвольные постоянные находим из граничных условий:

$$\tau_{xz} = 0,5\beta\sigma_{s1} \text{ при } x = a_1;$$

$$\tau_{xz} = -\mu_1\beta\sigma_{s1} \text{ при } x = b_1,$$

где μ_1 — коэффициент трения между деформируемым металлом и боковой стенкой матрицы.

Отсюда

$$C_1 = \beta\sigma_{s1} \frac{0,5 + \mu_1}{b_1 - a_1} = \beta\sigma_{s1} \frac{0,5 + \mu_1}{c_1}, \quad (33)$$

$$C_2 = \beta\sigma_{s1} \frac{0,5b_1 + \mu_1 a_1}{b_1 - a_1} = \beta\sigma_{s1} \frac{0,5b_1 + \mu_1 a_1}{c_1}. \quad (34)$$

Решая уравнение (30), находим горизонтальное нормальное напряжение:

$$\sigma_x = C_1 z + C_3, \quad (35)$$

в формулу которого после интегрирования входит произвольная постоянная C_3 , а не произвольная функция от x , в соответствии с формулой (27).

Далее в формулах (22), (25), (26) пренебрежем выражением $\left[\frac{\partial f(x)}{\partial x}\right]^2$, что эквивалентно принятию выражения интенсивности скорости деформации

$$\xi_i = \beta|\xi_{\max}| = \beta\xi_z = \frac{2}{\sqrt{3}}A. \quad (36)$$

В работах [6, 7] доказано, что такой прием повышает значения напряжений и силы деформирования, т. е. прием правомерен, так как соответствует поставленной задаче — определение верхнего значения.

Тогда выражения нормальных напряжений (25), (26) примут вид:

$$\sigma_x = \sigma - \frac{\sigma_{s1}}{\sqrt{3}}, \quad (37)$$

$$\sigma_z = \sigma + \frac{\sigma_{s1}}{\sqrt{3}}, \quad (38)$$

откуда следует:

$$\sigma_z - \sigma_x = \frac{2}{\sqrt{3}}\sigma_{s1} = \beta\sigma_{s1}. \quad (39)$$

Из уравнения (39) с учетом равенства (35) получим вертикальное нормальное напряжение:

$$\sigma_z = \beta\sigma_{s1} + C_1z + C_3. \quad (40)$$

Произвольную постоянную C_3 находим из граничного условия

$$\sigma_z = -q_{c1} \text{ при } z = 0, \quad (41)$$

где q_{c1} — удельная сила сопротивления истечению выдавливаемого металла в зазор c_1 , которая обусловлена трением образующейся стенки об инструмент, а также противодействием, приложенным к образующейся стенке с целью получения стенок требуемых высот [11]. Поэтому в общем виде можно написать:

$$q_{c1} = q_{\text{тр1}} + q_{\text{пл1}}, \quad (42)$$

где $q_{\text{тр1}}$ — удельная сила сопротивления, обусловленная трением; $q_{\text{пл1}}$ — удельная сила сопротивления, обусловленная противодействием.

Конкретизация величины $q_{\text{тр1}}$ будет рассмотрена ниже.

Из граничного условия (41) с учетом равенства (40) находим:

$$C_3 = -\beta\sigma_{s1} - q_{c1}. \quad (43)$$

Полученное равенство позволяет конкретизировать выражения нормальных напряжений (35) и (40):

$$\sigma_x = -\beta\sigma_{s1} + C_1z - q_{c1}, \quad (44)$$

$$\sigma_z = C_1z - q_{c1}. \quad (45)$$

Известно, что скорость деформации $\xi_y = 0$ [7], тогда нормальное напряжение σ_y будет равно гидростатическому давлению:

$$\sigma_y = \sigma = \frac{\sigma_x + \sigma_z}{2} = -0,5\beta\sigma_{s1} + C_1z - q_{c1}. \quad (46)$$

Таким образом, напряженное состояние в зоне **1** полностью определено.

Рассмотрим зону **2**.

На горизонтальных границах данной зоны (см. рис. 1) осевая скорость не зависит от координаты x ($v_z = -v_0$ при $z = 0$, $v_z = 0$ при $z = -h_1$). Выберем кинематически возможную вертикальную скорость в общем виде:

$$v_z = -f_2(z). \quad (47)$$

Условие несжимаемости (12) после подстановки выражения (47) имеет вид:

$$\frac{\partial v_x}{\partial x} = \frac{\partial f_2(z)}{\partial z}, \quad (48)$$

тогда горизонтальная скорость составит:

$$v_x = \int \frac{\partial f_2(z)}{\partial z} dx = \frac{\partial f_2(z)}{\partial z} x + f_3(z), \quad (49)$$

где $f_3(z)$ — произвольная функция от z в результате интегрирования частной производной.

Из граничного условия $v_x = 0$ при $x = 0$ вытекает, что $f_3(z) = 0$, следовательно,

$$v_x = \frac{\partial f_2(z)}{\partial z} x. \quad (50)$$

С учетом формул (47) и (50) из выражений (8)—(10) находим скорости деформаций:

$$\xi_x = \frac{\partial f_2(z)}{\partial z}, \quad (51)$$

$$\xi_z = -\frac{\partial f_2(z)}{\partial z}, \quad (52)$$

$$\eta_{xz} = \frac{\partial f_2^2(z)}{\partial z^2} x. \quad (53)$$

Далее, аналогично зоне **1**, принимаем, что интенсивность скоростей деформаций определяется выражением

$$\xi_i = \beta|\xi_{\max}| = \beta|\xi_z| = \beta\frac{\partial f_2(z)}{\partial z}. \quad (54)$$

С учетом формул (53) и (54) из выражения (5) получим:

$$\tau_{xz} = \frac{\sigma_{s1}}{3\beta} \frac{\frac{\partial f_2^2(z)}{\partial z^2}}{\frac{\partial f_2(z)}{\partial z}} x, \quad (55)$$

тогда в общем виде можно написать:

$$\tau_{xz} = \varphi_3(z)x. \quad (56)$$

Подставив равенство (56) в уравнение равновесия (2), получим:

$$\frac{\partial \sigma_z}{\partial z} = -\varphi_3(z), \quad (57)$$

которое преобразуем к виду:

$$\sigma_z = -\int \varphi_3(z) dz + f_4(x), \quad (58)$$

где $f_4(x)$ — произвольная функция от x в результате интегрирования частной производной.

Подставив формулы (51), (52) и (54) в выражения (3) и (4), получим нормальные напряжения:

$$\sigma_x = \sigma + \frac{2}{3\beta} \sigma_{s1}; \quad (59)$$

$$\sigma_z = \sigma - \frac{2}{3\beta} \sigma_{s1}. \quad (60)$$

Из равенств (59) и (60) с учетом выражения (58) следует, что

$$\frac{\partial \sigma_x}{\partial x} = \frac{\partial \sigma_z}{\partial x} = \frac{\partial f_4(x)}{\partial x}. \quad (61)$$

Подставив выражения (56) и (61) в уравнение равновесия (1), получим:

$$\frac{1}{x} \frac{\partial f_4(x)}{\partial x} = -\frac{\partial \varphi_3(z)}{\partial z}. \quad (62)$$

Так как левая часть последнего уравнения зависит только от x , а правая — только от z , то для обеспечения равенства при любых независимых переменных x и z обе части должны равняться постоянной величине C_4 :

$$\frac{1}{x} \frac{\partial f_4(x)}{\partial x} = C_4; \quad (63)$$

$$\frac{\partial \varphi_3(z)}{\partial z} = -C_4. \quad (64)$$

Отсюда

$$f_4(x) = \frac{C_4 x^2}{2} + C_5, \quad (65)$$

$$\varphi_3(z) = -C_4 z + C_6. \quad (66)$$

Подставив выражение (66) в формулу (56), найдем касательное напряжение:

$$\tau_{xz} = (-C_4 z + C_6)x. \quad (67)$$

Таким образом, закон изменения касательных напряжений (в том числе и на контактных поверхностях) в направлении оси x является линейным.

Произвольные постоянные C_4 и C_6 определяем из граничных условий: $\tau_{xz} = -\beta \mu \sigma_{s1}$ при $z = 0$ и $x = a_1$ (где μ — коэффициент трения между деформируемым металлом и рабочим торцом пуансона); $\tau_{xz} = 0,5\beta \sigma_{s1}$ при $z = -h_1$ и $x = a_1$. Отсюда получим:

$$C_4 = \frac{(0,5 + \mu)\beta \sigma_{s1}}{a_1 h_1}; \quad (68)$$

$$C_6 = -\frac{\beta \mu \sigma_{s1}}{a_1}. \quad (69)$$

Подставив формулы (65) и (66) в выражение (58), получим:

$$\begin{aligned} \sigma_z &= \int (C_4 z - C_6) dz + \frac{C_4 x^2}{2} + C_5 = \\ &= 0,5 C_4 z^2 + (0,5 C_4 z - C_6) z + C_5. \end{aligned} \quad (70)$$

Вычитаем выражение (60) из выражения (59):

$$\sigma_x = \sigma_z + \frac{4}{3\beta} \sigma_{s1} = \sigma_z + \beta \sigma_{s1}. \quad (71)$$

Правая часть последнего выражения получена с учетом того, что $\beta = 2/\sqrt{3}$.

Подставив в равенство (71) выражение (70), получим:

$$\sigma_x = \beta \sigma_{s1} + 0,5 C_4 z^2 + (0,5 C_4 z - C_6) z + C_5. \quad (72)$$

Так как зависимость напряжения σ_x от координаты z в зонах **1** и **2** разная, то на границе между этими зонами имеется формальный разрыв горизонтальных напряжений. Поэтому для определения произвольной постоянной C_5 используем среднее напряжение σ_x по координате z , которое определяет формула (44) при $z = -0,5h_1$:

$$\sigma_x = -\beta \sigma_{s1} - 0,5 C_1 h_1 - q_{c1}. \quad (73)$$

Приравняв это значение при $x = a_1$ и $z = 0$ напряжению σ_x — формула (72), найдем произвольную постоянную:

$$C_5 = -2\beta \sigma_{s1} - 0,5 C_4 a_1^2 - 0,5 C_1 h_1 - q_{c1}. \quad (74)$$

Заметим, что приравнивание напряжений в любой другой точке вертикальной границы между зонами **1** и **2**, например при $z = -0,5h_1$ или $z = -h_1$, никаких затруднений не вызывает, но усложняет формулу при несущественных отличиях вычислений. При использовании выбранного граничного условия в точке с координатой $z = 0$ получим наиболее простую (что будет показано далее) формулу силы деформирования с достаточной точностью.

Подставив формулу (74) в выражения (70) и (72), конкретизируем выражения нормальных напряжений в зоне 2:

$$\sigma_x = -\beta\sigma_{s1} - 0,5C_4(a_1^2 - x^2) + (0,5C_4z - C_6)z - 0,5C_1h_1 - q_{c1}; \quad (75)$$

$$\sigma_z = -2\beta\sigma_{s1} - 0,5C_4(a_1^2 - x^2) + (0,5C_4z - C_6)z - 0,5C_1h_1 - q_{c1}. \quad (76)$$

Так как согласно формуле (68) $C_4 > 0$, то нормальное напряжение по формуле (76), противодействующее рабочему торцу пуансона (т. е. при $z = 0$) достигает наибольшего значения в точке с координатой $x = 0$.

В соответствии с формулой (46) нормальное напряжение σ_y , равное гидростатическому давлению, в зоне 2 определяет выражение

$$\sigma_y = \sigma = \frac{\sigma_x + \sigma_z}{2} = -1,5\beta\sigma_{s1} - 0,5C_4(a_1^2 - x^2) + (0,5C_4z - C_6)z - 0,5C_1h_1 - q_{c1}. \quad (77)$$

Таким образом, напряженное состояние в зоне 2 полностью определено.

Теперь определим силу, требуемую для выдавливания материала в зонах 1 и 2.

По формуле (76) при $z = 0$, т. е. на поверхности рабочего торца пуансона, находим:

$$\sigma_z|_{z=0} = -2\beta\sigma_{s1} - 0,5C_4(a_1^2 - x^2) - 0,5C_1h_1 - q_{c1}; \quad (78)$$

$$P_1 = l \int_0^{a_1} |\sigma_z|_{z=0} dx = l \int_0^{a_1} [2\beta\sigma_{s1} + 0,5C_4(a_1^2 - x^2) + 0,5C_1h_1 + q_{c1}] dx = l \left[(2\beta\sigma_{s1} + 0,5C_1h_1 + q_{c1})a_1 + \frac{C_4a_1^3}{3} \right]. \quad (79)$$

Подставив в формулу (79) равенства (33) и (68) с учетом, что

$$b_1 - a_1 = c_1, \quad (80)$$

получим:

$$P_1 = \beta\sigma_{s1}la_1 \left[2 + \frac{q_{c1}}{\beta\sigma_{s1}} + \frac{0,5 + \mu_1}{2c_1}h_1 + \frac{a_1(0,5 + \mu)}{3h_1} \right]. \quad (81)$$

Высоту h_1 очага пластической деформации найдем из условия минимальной силы деформирования:

$$\frac{\partial P_1}{\partial h_1} = 0, \quad (82)$$

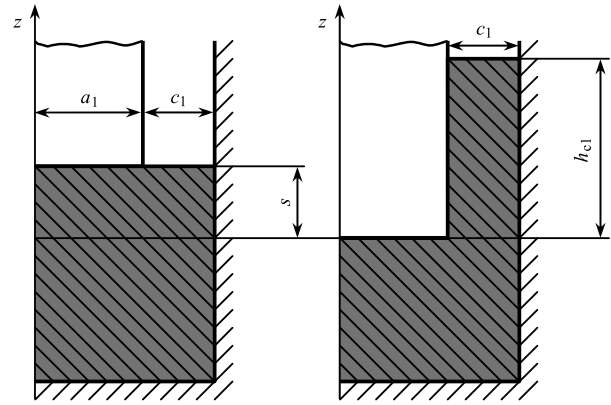


Рис. 2. Схема для определения высоты выдавливаемой стенки швеллера

которое с учетом равенства (80) приводит к уравнению

$$\frac{0,5 + \mu_1}{2c_1} - \frac{a_1(0,5 + \mu)}{3h_1^2} = 0. \quad (83)$$

Из уравнения (83) находим:

$$h_1 = \sqrt{\frac{2}{3}a_1c_1 \frac{0,5 + \mu}{0,5 + \mu_1}}. \quad (84)$$

Тогда на этапе свободного выдавливания, когда $h_1 < H$, сила выдавливания материала в зонах 1 и 2 определяет формула

$$P_1 = \beta\sigma_{s1}la_1 \left[2 + \frac{q_{c1}}{\beta\sigma_{s1}} + \sqrt{\frac{2a_1}{3c_1}(0,5 + \mu)(0,5 + \mu_1)} \right]. \quad (85)$$

Высоту h_{c1} выдавленной стенки для текущего хода s пуансона определяем из условия постоянства объема, согласно которому (рис. 2) имеем:

$$(a_1 + c_1)sl = c_1h_{c1}l, \quad (86)$$

тогда

$$h_{c1} = s \left(1 + \frac{a_1}{c_1} \right). \quad (87)$$

Продолжение исследования будет представлено в следующей статье.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Воронцов А. Л.** Исследование штамповки неравнополочных швеллеров. Ч. 1. Сопоставление технологических возможностей существующих способов изготовления швеллеров // Вестник машиностроения. 2021. № 1. С. 45–48.
2. **Воронцов А. Л.** Исследование штамповки неравнополочных швеллеров. Ч. 2. Состояние теоретических исследований выдавливания швеллеров с неодинаковой толщиной образующих элементов // Вестник машиностроения. 2021. № 2. С. 60–64.
3. **Воронцов А. Л.** Определение оптимальной скорости перемещения матрицы при обратном выдавливании с активными силами трения // Известия вузов. Машиностроение. 1982. № 5. С. 131–136.

В. Е. РОГОВ, д-р техн. наук (Байкальский институт природопользования Сибирского отделения РАН),
Л. А. БОХОЕВА, д-р техн. наук (Восточно-Сибирский ГУ технологий и управления),
А. С. ЧЕРМОШЕНЦЕВА, канд. техн. наук (МГТУ им. Н. Э. Баумана), e-mail: rogov54v@mail.ru, asch-13@ya.ru

Армированные композиты с тканевыми 3D-структурами¹

Представлен обзор разработок по созданию и производству композитов с армированными тканевыми структурами. Показаны преимущества использования в изделиях тканых армирующих материалов, переплетенных особым способом в единую структуру.

Ключевые слова: композитный материал, тканый материал, армирование, преформа.

An overview of developments in the creation and production of composites with reinforced fabric structures is presented. The advantages of using fabric reinforcing materials intertwined in a special way into a single structure are shown.

Keywords: composite material, fabric material, reinforcement, preform.

В промышленности широкое применение нашли композиционные материалы с многослойной структурой с направленными армирующими волокнами, пропитанные связующим полимерным материалом. Данные материалы характеризуются высокой технологичностью и обладают уникальными свойствами: композиционные материалы не подвергаются коррозии, их использование снижает вес изделия. Поэтому данные материалы применяют в авиационной, космической, автомобильной и корабельной технике. Однако они имеют существенный недостаток — низкая прочность между слоями, что снижает их применение [1–3].

Поиск новых перспективных композиционных материалов с требуемыми свойствами ведется в не-

скольких направлениях: модификация полимерных связующих материалов, использование нанопорошков и, в частности, разработка новых конструкций, например, многослойных систем на основе тканевых 3D-структур, переплетенных особым способом и выполняющих армирующую функцию [4, 5]. Волокна, расположенные в поперечном направлении, предотвращают межслойное разрушение. На ряд способов создания данных конструкций получены патенты.

Создателем идеи тканевых конструкционных материалов можно считать В. А. Гордеева. Его разработки в данном направлении известны с середины прошлого века [6–8]. Он ввел термин слоисто-каркасные ткани и разработал новые структуры трехмерных тканей, принципиально отличающиеся строением от ранее известных. Сегодня на основе таких тканей изготавливают обтекатели ракет и элементы броневого защиты подвижной техники.

Из существующих способов получения текстильных материалов (ткачество, плетение, вязание) наиболее перспективным является ткачество. Тканый материал можно получить из различных волокон: стеклянных, органических, углеродных, металлических и пр.

При этом заготовки, полученные данным способом, могут иметь сложную объемную конфигурацию и обладать высокой ударопрочностью. Повышенную стойкость обеспечивают межслойные связи, которые значительно снижают возникновение повреждений при ударных нагрузках. Кроме того, при производстве изделий из тканых заготовок не требуется механическая обработка, что значительно снижает их стоимость.

¹ Работа выполнена в рамках госзадания БИП СО РАН и научного проекта РФФИ № 18-29-18050/19.



(Окончание статьи. Начало см. на стр. 65)

4. **Воронцов А. Л.** Теория штамповки выдавливанием. М.: Машиностроение. 2004. 721 с.

5. **Холодная** объемная штамповка. Справочник / Под ред. Г. А. Навроцкого. М.: Машиностроение. 1973. 496 с.

6. **Воронцов А. Л.** Теория и расчеты процессов обработки металлов давлением. Т. 1. М.: МГТУ им. Н. Э. Баумана. 2014. 396 с.

7. **Воронцов А. Л.** Некоторые проблемы механики деформируемого твердого тела и ее технологических приложений. 8. Плоская задача теории пластичности. Напряженное и кинематическое состояния при осадке прямоугольной полосы с трением и при вдавливании в полупространство. Ч. 1 // Производство проката. 2010. № 11. С. 2–17.

8. **Воронцов А. Л.** Некоторые проблемы механики деформируемого твердого тела и ее технологических при-

ложений. 3. Непарность касательных напряжений // Производство проката. 2010. № 5. С. 2–8.

9. **Воронцов А. Л.** Некоторые проблемы механики деформируемого твердого тела и ее технологических приложений. 4. Условие пластичности, описание упрочнения и связь между напряжениями и деформациями // Производство проката. 2010. № 6. С. 2–11.

10. **Воронцов А. Л.** Некоторые проблемы механики деформируемого твердого тела и ее технологических приложений. 5. Экстремальные принципы и проверка теоретических исследований в обработке металлов давлением // Производство проката. 2010. № 7. С. 3–13.

11. **Куликов И. В.** О влиянии противодавления на формоизменение и силовой режим при плоском несимметричном выдавливании // Вестник Харьковского политехнического ин-та. 1977. № 131. С. 45–48.

Объемные тканые заготовки можно получать на модернизированных ткацких станках, например челночных с фронтальным прибором.

Сегодня фирма Voëing из многослойных тканых материалов производит более 20 тыс. деталей. В США, Германии, Нидерландах и других странах активно ведутся исследования по созданию тканых преформ — тканых заготовок из армирующих волокон, и проектирование материалов на их основе [9, 10].

В России развитие данных технологий сдерживается отсутствием необходимого оборудования для получения композитов и недостатком армирующих наполнителей [11, 12].

АО "Три-Д" [13] является ведущим российским предприятием по разработке и производству многослойных тканых материалов толщиной $1,6 \div 50$ мм из армирующих волокон и цельнотканых многослойных заготовок сложной конфигурации.

ООО НПТП "Текстор" [14] изготавливает цельнотканые преформы, которые используют в качестве армирующей основы для изготовления изделий из полимерно-композиционных материалов и углерод-углеродных композиционных материалов (УУКМ) — графитовая или углеродная матрица, упрочненная углеродными волокнами. Данное предприятие изготавливает основы, формы которых полностью соответствуют композитным изделиям, высокая прочность обеспечивается монолитной основой. Максимальные параметры преформ: ширина 200 мм, толщина 60 мм, длина 1500 мм.

Эксплуатационные показатели изделий, выпускаемых по данной технологии, зависят от объемного содержания углерода в преформе, содержания углеродного ровинга в армированной составляющей, а также от архитектуры армирования (рис. 1).

В качестве армирующих компонентов используют углеродный ровинг, стекловолокно, арамидные и базальтовые нити.

ООО НПП "Авиационный текстиль" осуществляет подготовку и прядение текстильных волокон [15].

На разработанные способы получения тканевых 3D-структур и изделий на их основе получены патенты [16—32].

В работе [18] предложено изготовление конструкционного многослойного тканого материала вы-

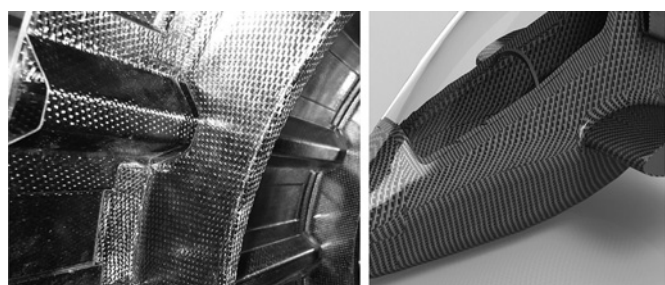


Рис. 1. Примеры объемных преформ

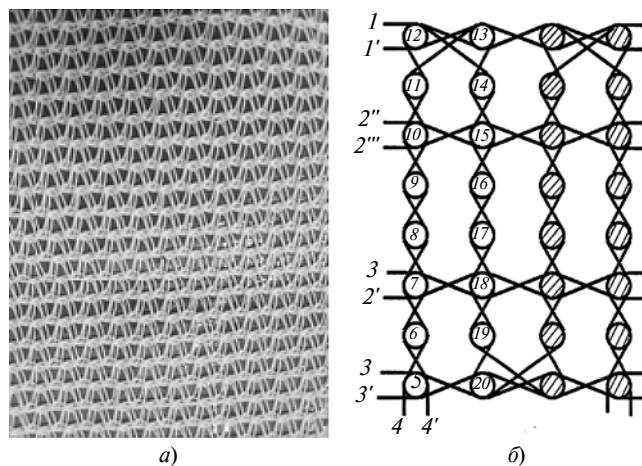


Рис. 2. Многослойная ткань (а) и ее продольный разрез (б) [18]

сокой прочности из уточных нитей. В данной технологии используются две системы прошивающих нитей: первая создает складки с верхними и нижними отворотами, складки скрепляются по верхнему отвороту уточными нитями, вторая обеспечивает прошивание складки по нижнему отвороту. Прошивающие нити располагаются по толщине ткани с определенным интервалом и закрепляют складки на разных уровнях. Таким способом можно получать ткани толщиной $10 \div 60$ мм, наибольшее число прошивающих нитей 13 (рис. 2). Ткани изготавливают на ткацких станках, обеспечивающих возможность управления нитями каждой из систем, что позволяет получать изделия сложной структуры, которые отличаются высокой прочностью и формоустойчивостью.

Способ получения цельнотканой трехмерной заготовки с ребрами жесткости из тканых слоев в двух направлениях представлен в работе [19]. Нити между первым и вторым слоями переплетены таким образом, что первый слой можно отогнуть от второго. Между вторым и третьим слоями нитей также предусмотрено дополнительное плетение, при этом третий слой можно отогнуть от второго слоя. При сгибании основы ткани формируется цельнотканая объемная заготовка с ребрами жесткости. Данные заготовки (рис. 3) можно изготавливать на жаккардовых ткацких станках или с помощью ремизной рамы.

Готовый композиционный материал формируют введением связующего материала: эпоксидной смолы, полиэфирного волокна, винилового этила.

В работе [20] композитная ткань содержит не менее 28 нитей утка, расположенных в шахматном порядке и образующих 8 столбцов с 4 и 3 поочередными нитями утка, которые располагаются на 7 уровнях. В данной ткани нити занимают 57 % объема.

В работе [21] представлен способ получения объемных тканых заготовок для армированных композитных деталей в виде стержня со стыковочными концами охватывающей конфигурации. Заготовка содержит центральную часть и множество

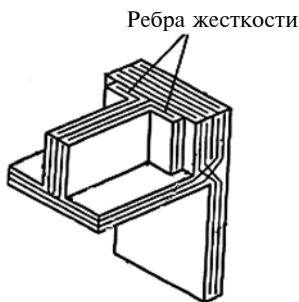


Рис. 3. Схема тканой заготовки [19]

тканых слоев в концевых частях. Вплетения между ткаными слоями в концевых частях образуют диагональные слои.

Можно изготовить объемную заготовку, при изгибе которой тканевые составляющие не деформируются [22]. Тканевая основа имеет две части, соединенные множеством нитей разной длины, одну часть можно отогнуть от другой. При изгибании заготовки для получения требуемой формы нитей выравниваются по длине. Данный способ подходит для формирования тканых заготовок с Т-образным профилем, его можно использовать для получения более сложных профилей.

В работе [23] представлен тканый материал, в котором однослойные полотна располагаются друг над другом, при этом имеются огибающие основные нити полотен и нити перевязочной основы. Участки соединения полотен нитями перевязочной основы смещены относительно друг друга. Для получения ткани используют ремизки для основных нитей и ремизные механизмы для нитей перевязочной основы. Каждый из ремизных механизмов, установленных с возможностью перемещения в вертикальной плоскости, содержит пару подъемных стержней и размещенные между ними ажурные ремизки.

Изобретение в работе [24] представляет собой тканую ленту сложной конфигурации и используется для изготовления объемных армированных композиционных изделий. Заготовка — цельнотканая лента, образованная пересечением тканых слоев со сложным переплетением уточной нити одной длины. При каждом прокладывании уточной нити образуется сплошной тканый слой одинаковой плотности со сдвигом переплетения в местах перехода уточной нити из слоя в слой. Порядок прокладывания уточной нити по слоям зависит от требуемой формы заготовки.

Анализ патентов [16—32] показал, что изготовление тканых заготовок с 3D-структурой требует специального оборудования, при этом можно выделить три направления в изготовлении объемных тканых заготовок. Первое направление позволяет получать ткани толщиной до 60 мм, которые могут найти применение при изготовлении тонкостенных оболочек и текстолитовых изделий различного назначения. Второе направление основывается на

использовании объемных преформ определенной конфигурации (П-, Т- и Г-образные). Такие материалы можно использовать в качестве ребер жесткости конструктивных элементов. В третьем направлении форма преформы полностью соответствует форме готового изделия.

Перспективным направлением может стать использование объемных тканых заготовок из антифрикционных металлических нитей. Таким способом можно изготавливать, например, металлополимерные и металлофторопластовые подшипники.

На сегодняшний день Россия уступает зарубежным разработчикам тканых конструктивных материалов. Из 17 представленных патентов только пять изобретений [16, 22, 23, 29] запатентованы российскими изобретателями. При этом совершенствование техники во многом зависит от используемых материалов. Однако несмотря на достижения российских ученых в области создания композитных материалов на основе тканевых 3D-структур [33, 34] прорывных изобретений не наблюдается, и при создании новых технических изделий может возникнуть необходимость в использовании зарубежных патентов на технологии.

Для создания в России перспективных композиционных материалов из тканых преформ необходимо реализовать комплекс мероприятий:

- модифицировать имеющееся и разработать новое ткацкое оборудование по производству многослойных тканых и цельнотканых заготовок для создания изделий из композиционных материалов;
- создать производства по изготовлению технических нитей из стекла, кварца, кремния, органики, меди и пр.;
- проводить исследования физико-механических свойств композиционных тканых материалов с разными полимерными связующими с учетом условий эксплуатации разработанных из них изделий.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Оценка** процесса роста усталостных трещин в лопастях винта вертолета / В. Е. Рогов, Л. А. Бохоева, В. Ю. Курохтин, А. Б. Балданов // Интернет-журнал "Науковедение". 2017. Т. 9. № 2. С. 74.
2. **Бохоева Л. А., Пнев А. Г., Чермошенцева А. С.** Испытание на прочность кольцевых образцов из слоистых композиционных материалов с межслойными дефектами // Вестник Бурятского ГУ. 2011. № 9. С. 230—236.
3. **Бохоева Л. А.** Исследование устойчивости пластин из слоистых композиционных материалов с дефектами типа сквозное отслоение // Изв. вузов. Машиностроение. 2007. № 2. С. 7—16.
4. **Каблов Е. Н.** Стратегические направления развития материалов и технологий их переработки на период до 2030 г. // Авиационные материалы и технологии. 2012. № 6. С. 7—17.
5. **Каблов Е. Н.** Авиакосмическое материаловедение // Все материалы. Энциклопедический справочник. 2008. № 3. С. 2—14.
6. **Гордеев В. А., Дудко Д. А., Мокиев М. Н.** Тканый монтаж. М.: Легпромбытиздат, 1989. 104 с.

7. Авт. св. 717175 СССР: Многослойная ткань.
8. Пат. 3625924 Рос. Федерации: Многослойная ткань и способ ее изготовления.
9. McClain M., Goering J. Overview of Recent developments in 3D-Structures // ICCM-17 "3D-Textiles & Composites". 2009. Edinburgh, UK.
10. Mohamed M. H., Bogdanovich A. E. Comparative analysis of different 3D weaving processes, machines and products // ICCM-17 "3D-Textiles & Composites". 2009. Edinburgh, UK.
11. Применение объемно-армирующих преформ при изготовлении изделий из ПКМ / К. И. Донецкий, А. В. Хрульков, Д. И. Коган и др. // Авиационные материалы и технологии. 2013. № 1. С. 35—39.
12. Богомолов П. И., Козлов И. А., Бируля М. А. Обзор современных технологий изготовления объемно-армирующих преформ для перспективных композиционных материалов // Техничко-технологические проблемы сервиса. 2017. № 1 (39). С. 22—27.
13. URL: <http://3dfabrics.ru/special/>
14. URL: <http://textor-rus.com/>
15. URL: <https://sbis.ru/contragents/1661028110/166101001>
16. Пат. 2164568 Рос. Федерации: Ткань многослойная и способ ее изготовления.
17. Пат. 2386733 Рос. Федерации: Трехмерная тканая панель с выполненными за одно целое с ней элементами жесткости.
18. Пат. 2401891 Рос. Федерации: Трехмерная композитная ткань.
19. Пат. 2415976 Рос. Федерации: Комбинированные трехмерные тканые многослойные стойки для композитных конструкций.
20. Пат. 2225902 Рос. Федерации: Плоская ткань для формирования структуры, имеющей трехмерную конфигурацию.
21. Пат. 2037577 Рос. Федерации: Объемная ткань, способ и устройство для ее получения.
22. Пат. 2459894 Рос. Федерации: Тканая лента сложной геометрической конфигурации для объемных армированных композиционных изделий.
23. Пат. 2466219 Рос. Федерации: Способ изготовления многослойной контурно-профильной ткани.
24. Пат. 2023073 Рос. Федерации: Способ получения полой многослойной тканой заготовки.
25. Пат. 2409468 Рос. Федерации: Упрочняющая волоконная структура для детали из композиционного материала и деталь, содержащая эту структуру.
26. Пат. 2427675 Рос. Федерации: Волокнистая армирующая структура для изготовления детали из композитного материала.
27. Пат. 2439222 (С2) Рос. Федерации: Волокнистая армирующая структура сложного атласного переплетения для изготовления детали из композитного материала.
28. Пат. 2504478 Рос. Федерации: Тканые преформы, имеющие заданную форму, с разнонаправленным армированием для композиционных структур.
29. Пат. 2159301 Рос. Федерации: Многослойная ткань.
30. Пат. 2516802 Рос. Федерации: Способ тканья основ с цельными боковыми стенками.
31. Пат. 2519116 Рос. Федерации: Способ изготовления детали сложной формы из композиционного материала.
32. Пат. 2518622 Рос. Федерации: Лопатка турбомашин из композиционного материала и способ ее изготовления.
33. Николаев С. Д., Сергеев В. Т. Особенности 3D-тканей и способов их изготовления // Изв. вузов. Технология текстильной промышленности. 2018. № 4 (376). С. 79—85.
34. Николаев С. Д. Научные исследования в области технологии ткачества // Изв. вузов. Технология текстильной промышленности. 2018. № 4 (376). С. 74—78.

Г. Е. ТРЕКИН, канд. техн. наук, В. А. КОРОТКОВ, д-р техн. наук (Нижнетагильский филиал УрФУ),
e-mail: trekinHYPERLINK, vk@udgz.ru

Исследование разрушения стали 75ХМ при плазменной закалке

Исследованы причины аномального разрушения стали 75ХМ при плазменной закалке. Приведены результаты микроисследований и рекомендации по предупреждению данных разрушений.

Ключевые слова: сталь, плазменная закалка, микроструктура, микротвердость.

The reasons for the abnormal destruction of steel 75ХМ during plasma hardening are studied. The results of micro-studies and recommendations for the prevention of these destructions are presented.

Keywords: steel, plasma hardening, microstructure, microhardness.

В связи с разработкой в 2002 г. специализированной установки УДГЗ-200 плазменная закалка стала доступной для широкого промышленного применения. Производственная практика показала, что при непрерывно-последовательном нагреве и охлаждении небольших объемов металла упрочненные детали менее склонны к образованию тре-

щин, чем при закалке ТВЧ. Так, в валках из стали 9Х для правки труб 245÷530 мм при повторной закалке ТВЧ после удаления закаленного слоя ремонтными проточками образуются трещины. Однако плазменная закалка валков на установке УДГЗ-200 оказалась успешной [1].

Провели закалку шести валков из стали 75ХМ, конусные рабочие поверхности ($D_{cp} \sim 240$ мм, длина ~600 мм, по две на каждом валке) которых в результате ремонтных проточек утратили закаленный ТВЧ слой. Твердость валков снизилась до 28 HRC. Для их упрочнения провели плазменную закалку по винтовой линии. На одной из 12 поверхностей на начальной стадии закалки произошел откол закаленного слоя (рис. 1). Основной причиной отколов и трещин при поверхностной закалке концентрированными источниками нагрева (газовым пламенем, ТВЧ, лазерным лучом, плазменной дугой и т. п.) является градиент напряжений. Если в самом закаленном слое увеличение объема в результате мартенситного превращения создает сжимающие



Рис. 1. Откол (белый цвет) слоя плазменной закалки на валке

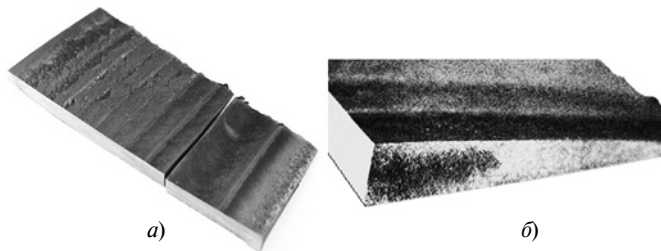


Рис. 2. Отколовшийся фрагмент валка, разломившийся при шлифовании на две части (а); поверхность разлома, часть которой покрыта темными окислами (б)

напряжения, то в более глубоких нагреваемых, но не закаливаемых слоях возникают растягивающие напряжения. В результате появляются тангенциальные напряжения, вызывающие отколы закаленного слоя [2, 3]. Напряженное состояние, способствующее отколам, присутствовало на всех 12 закаленных поверхностях, однако откол произошел только на одной из них и не по всей длине окружности, а лишь в одном ее секторе. Определение возможных причин этого стало целью настоящей работы.

На отколовшемся фрагменте начали подготовку шлифа под углом 20° к образующей валка с целью увеличения доступной для исследования площади сечения закаленного слоя. При шлифовании фрагмент разделился на две части вдоль трещины, прошедшей по одной из закаленных полос (рис. 2, а, б). Часть фрагмента (рис. 3, а) использовали для построения с помощью прибора TQC SP1560 профиля поверхности откола, который одновременно является графиком толщины отколовшегося фрагмента (рис. 3, б). На этой же части фрагмента завершили подготовку микрошлифа для исследования микроструктуры и микротвердости закаленного слоя.

Шлифование и полирование микрошлифа выполняли с минимальной интенсивностью и частыми перерывами во избежание нагрева, способного изменить результаты исследований. Травление шлифа проводили в спиртовом 0,5 %-ном растворе HNO_3 . Микроструктуру исследовали на микроскопе ZEISS AXIO OBSERVER D1M (Германия). Микротвердость измеряли на приборе FUTURE TECH FM-300 (Япония), управляемым программным комплексом Thixomet. Индентирование пирамидой

Виккерса осуществляли с нагрузкой 100 г при выдержке 5 с в автоматическом режиме в шахматном порядке вдоль трассы с шагом 25 мкм. Результаты исследований приведены на рис. 4, а, б и 5, а, б, в.

На рис. 3, а, б видно, что один край отколовшегося фрагмента толще другого края. Это связано с увеличением числа закаленных полос при нагреве закаливаемого участка валка, что приводило к увеличению глубины прогрева под дугой и, соответственно, увеличению толщины закаленного слоя.

Отметим, что кроме двух трещин, перпендикулярных к закаленным полосам (от окружающих напряжений) и вызвавших откол фрагмента валка, есть

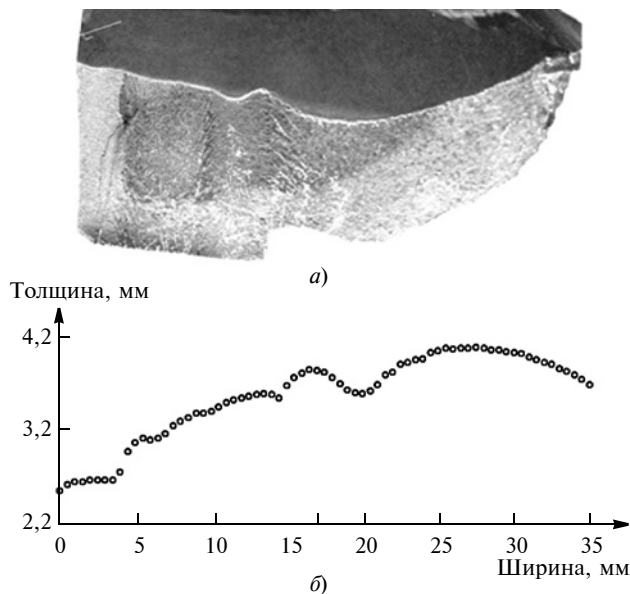


Рис. 3. Поверхность откола (а) и изменение толщины отколовшегося фрагмента (б)

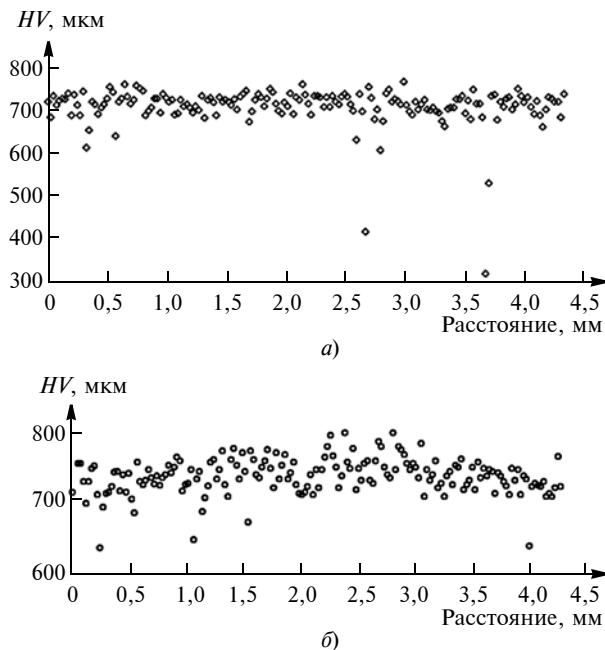


Рис. 4. Микротвердость HV вблизи линии откола на глубине 2,5 (а) и 4 мм (б)

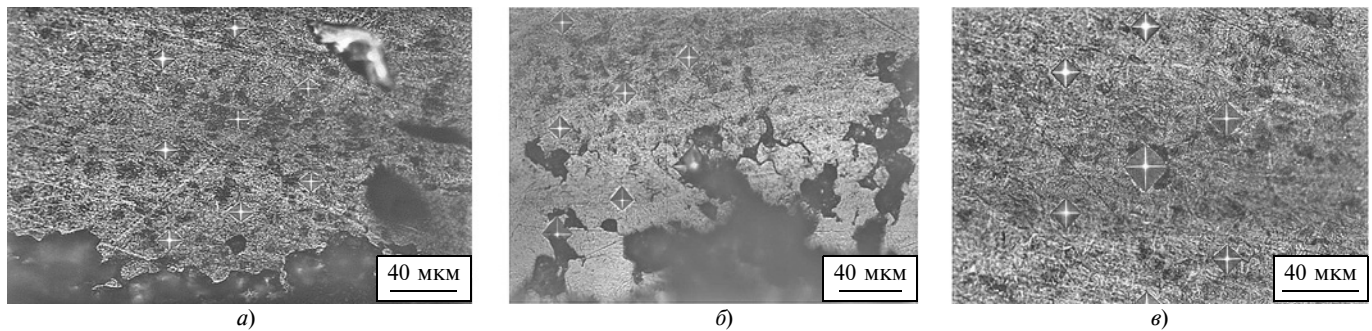


Рис. 5. Микроструктура вблизи линии откола на глубине 2,5 (а) и 4 мм (б), в средней части микрошлифа (е)

трещина вдоль закаленной полосы (см. рис. 2, а) от осевых напряжений, которая при шлифовании привела к образованию двух частей фрагмента. Поверхности, образованные продольной трещиной, имеют светлую и темную зоны (см. рис. 2, б). Темная зона объясняется наличием высокотемпературных окислов, свидетельствующих об образовании трещины при нагревании, а не при остывании. Это отличает данную трещину от обычных закалочных трещин, возникающих при остывании металла после образования мартенсита, который резко снижает пластичность. Температура мартенситного превращения ($200 \div 400$ °С) недостаточна для появления темных окислов, поэтому поверхности, образованные закалочными трещинами, остаются светлыми. Другая особенность рассматриваемой трещины — ее расположение в сечении с наибольшей толщиной закаленного слоя, что вероятно способствовало ее появлению. Образование трещины при нагревании металла указывает на снижение его пластичности и наличие в нем остаточных напряжений при закалке предыдущих полос.

Средняя микротвердость закаленного слоя в сечении с небольшой толщиной (2,5 мм) несколько ниже (702 HV), чем в сечении слоя толщиной 4 мм (736 HV) (см. рис. 4, а, б, соответственно). Это объясняется тем, что подогрев, вызвавший увеличение толщины отколовшегося (закаленного) фрагмента, одновременно увеличил время аустенитизации нагреваемого плазменной дугой металла, что привело к более полному насыщению аустенита углеродом, и предопределило увеличение микротвердости, образующегося из него мартенсита.

Линия поверхности излома имеет рваные очертания (см. рис. 5, а, б). Вблизи поверхности разрушения на рис. 5, б справа видна цепочка неметаллических (темных) включений. Неметаллические включения становятся причиной отдельных anomalно низких значений микротвердости, что видно по отпечаткам индентора на рис. 5, в, а также на графиках микротвердости на рис. 4, а.

Отметим, что закаленный слой откололся не по всей окружности валка, а лишь в небольшом его секторе. Это позволяет допустить, что слой первичной закалки ТВЧ имеет неравномерную толщину

и, как следствие, в данном секторе полностью не удаляется ремонтной проточкой валка. В этом случае плазменная закалка по слою металла, ранее закаленного ТВЧ, способна вызвать появление трещины именно при нагреве, с окислением поверхности раскола.

З а к л ю ч е н и е

На основании проведенных исследований можно назвать следующие причины образования откола при плазменной закалке валка из стали 75ХМ, ранее упрочненного закалкой ТВЧ:

- существенный перепад толщины закаленного слоя (от 2,5 до 4 мм) и сопутствующий ему перепад микротвердости от 702 до 736 HV_{ср};

- наличие неметаллических включений, особенно на границе разрушения, в результате которых она приобрела рваные очертания;

- откол валка не по всей длине окружности, а лишь в небольшом секторе, связан, вероятно, с сохранением в этом месте первичной закалки ТВЧ или ее остаточных напряжений.

Для предупреждения трещин при плазменной закалке валков после удаления на них слоя закалки ТВЧ ремонтными проточками целесообразно:

- не допускать перегрева и резкого увеличения толщины слоя плазменной закалки по мере наложения закаленных полос, например применением сопутствующего охлаждения;

- удостовериться в отсутствие слоя закалки ТВЧ по всей длине окружности;

- по возможности перед плазменной закалкой выполнить высокий отпуск ($650 \div 700$ °С) для снятия остаточных напряжений и устранения следов упрочнения от закалки ТВЧ.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. Коротков В. А. Свойства и промышленное применение ручной плазменной закалки // *Металловедение и термическая обработка металлов*, 2016. № 8 (734). С. 3—9.
2. Казарцев В. И., Павлов М. П. Влияние частичных покрытий на сопротивление усталости деталей // *Вестник машиностроения*, 1967. № 5. С. 22—25.
3. Головин Г. В., Замятин М. М. Высокочастотная термическая обработка: Вопросы металлостроения и технологии // Л.: Машиностроение, 1990. 239 с.

Н. Е. КУРНОСОВ, д-р техн. наук, А. В. ТАРНОПОЛЬСКИЙ, канд. техн. наук (Пензенский ГУ),
e-mail: kurnosov-ne@mail.ru

Совершенствование процессов подготовки и подачи в зону резания гетерогенных СОТС

Рассмотрены виды смазочно-охлаждающих технологических средств (СОТС) и способы их подачи в зону резания. Разработаны устройства подачи охлажденных СОТС в виде воздушно-жидкостного аэрозоля (ВЖА). Установлено, что использование ВЖА снижает расход СОТС, повышает стойкость инструмента и качество обработанных поверхностей.

Ключевые слова: резание, смазочно-охлаждающее технологическое средство, способ подачи, оборудование, эффективность.

The types of lubricating and cooling technological means and methods of their supply to the cutting zone are considered. Devices for supplying cooled coolant fluids in the form of an air-liquid aerosol (ALA) are developed. It is established that the use of the ALA reduces the consumption of cutting fluids, increases the tool life and the quality of the treated surfaces.

Keywords: cutting, lubricating, cooling technological means, feeding method, equipment, effectiveness.

Смазочно-охлаждающие технологические средства (СОТС) могут находиться в твердом, жидком и газообразном состояниях и иметь разный состав и физико-химические свойства, которые во многом определяют производительность и качество обработки деталей резанием. Подача СОТС может быть однофазной и многофазной. При многофазной подаче СОТС можно реализовать одновременно охлаждающее, смазывающее, режущее, моющее и химическое воздействия на обрабатываемую заготовку.

В настоящее время при лезвийной обработке конструкционных сталей широко используют смазывающе-охлаждающие жидкости (СОЖ), эффективность которых при обработке металлов зависит не только от химического состава, но и от способа их подачи в зону резания. Существенными недостатками СОЖ являются высокие затраты, обусловленные их стоимостью, реализацией использования и утилизацией. В настоящее время утилизация СОЖ в Европе стоит дороже ее изготовления. Поэтому на сегодняшний день остаются актуальными исследования по совершенствованию процессов обработки с целью снижения использования СОЖ.

При обработке различных материалов резанием замена подачи СОЖ поливом на подачу распылением воздушно-жидкостного аэрозоля (ВЖА) позволяет значительно сократить расход СОЖ, увеличить стойкость инструмента и улучшить чистоту обработанных поверхностей [1–4]. Даже небольшого количества ВЖА достаточно для значительного снижения сил трения на режущие кромки инструмента. При обработке материалов с высокой адгезионной способностью ВЖА предотвращает налипание стружки на инструмент.

Экономия при распылении ВЖА обусловлена повышением стойкости инструмента и исключением затрат на дефицитные компоненты СОЖ, что подтверждено применением данной технологии на таких фирмах, как Ludwig Schmitt, IMI Norgren, Daimler Chrysler, Ford-Werke.

Поэтому в Пензенском ГУ были разработаны устройства, обеспечивающие подготовку и подачу в зону резания охлажденного воздуха [5] и распыление мелкодисперсных СОТС [6–10]. Данные устройства позволяют получать многокомпонентные охлажденные мелкодисперсные СОТС с разным содержанием жидкости и газа.

На рис. 1 представлена схема вихревой системы охлаждения режущего инструмента, в которой охлаждение и активация СОТС происходят в результате вихревого течения закрученных потоков газа и гетерогенной газожидкостной среды.

Системы подготовки и подачи СОТС в зону резания могут иметь три варианта исполнения:

вихревой энергопреобразователь подает охлажденный воздух [5];

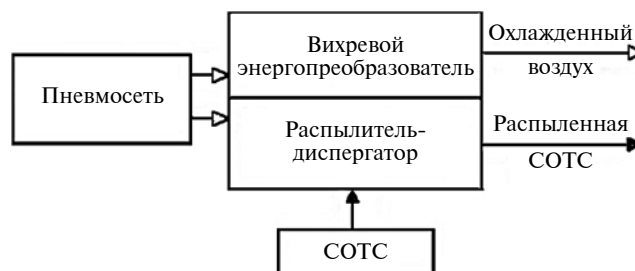


Рис. 1. Схема вихревой системы охлаждения режущего инструмента

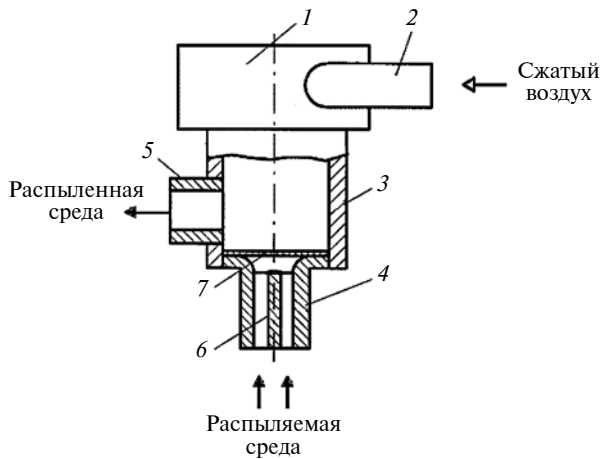


Рис. 2. Устройство для подготовки и распыления многокомпонентных СОТС

вихревой диспергатор-распылитель подготавливает и подает аэрозоль [7, 9, 11];

комбинация из вихревой охлаждающей воздух трубы и распылителя, подающего аэрозоль [6, 8, 10].

При этом обеспечивается регулирование температуры и количества подаваемого СОТС. Для работы данных устройств необходим сжатый воздух под давлением до 0,5 МПа.

Разработанное устройство [7] (рис. 2) можно использовать для охлаждения и смазывания зоны резания распыленными жидкостями. Устройство представляет собой короткую вихревую трубу с корпусом 1, в котором установлена улитка, соединенная со штуцером подачи сжатого газа, и сопло 2. Патрубок 5 для подачи распыленной среды может иметь цилиндрическую, коническую или щелевую форму с плоско-параллельными рабочими поверхностями. Эти варианты исполнения позволяют регулировать угол распыления и форму факела распыленной среды. Патрубок забора распыленной среды снабжен перегородкой, которая образует два или более входов, что необходимо для поступления в камеру плохо смешиваемых компонентов.

Соотношения длины цилиндрической камеры, ее внутреннего диаметра, диаметров и длины патрубков определены опытным путем и являются оптимальными для данного устройства.

Устройство для распыления работает следующим образом. Сжатый газ, проходя улиточный сопловый ввод 2 и приобретая вихревое движение, поступает в цилиндрическую камеру 3. На оси вихревого потока создается разрежение, которое способствует эжектированию распыляемой среды, поступающей внутрь цилиндрической камеры 3 через патрубок 4. Патрубок забора распыляемой среды может быть разделен на два или более входа или секции, по которым поступают разные компоненты. Попадая в камеру 3, распыляемая среда диспергируется скоростным вращающимся потоком газа

и выводится через патрубок 5 в виде факела аэрозоля. В устройстве для образования и подачи в зону резания аэрозоля используется весь поток входящего сжатого газа, что увеличивает его экономичность.

Более эффективное устройство [8] такого же назначения представлено на рис. 3. Оно содержит вихревую трубу 1 с улиткой 2 и отверстием 3 для ввода в полость трубы воздуха под избыточным давлением. В результате вихревого движения потока воздуха происходит его разделение на холодный 4 и горячий 5 потоки. Холодный поток 4 (температура от минус 20 до минус 40 °С) поступает в зону резания через диффузор 6. Закрученный поток горячего воздуха движется по спирали по внутренней цилиндрической поверхности вихревой трубы 1 в направлении к плоской стенке камеры 7 и через отверстия 18 поступает в полость Б, откуда через отверстия 11 теплообменной решетки 10 попадает в улитку 8 второй вихревой трубы 9. Отвод теплоты от горячего потока воздуха обеспечивается охлажденным потоком воздуха, подаваемым из вихревой трубы 9 в теплообменную решетку 10, после чего он через отверстие 12 сбрасывается в окружающую среду.

При закрытом клапане 17 охлаждение и смазывание зоны резания осуществляются минеральным маслом и водой, которые находятся в сжатом воздухе, поступающем от компрессора. При интенсивном резании металла открывается клапан 17, СОТС через отверстие 16 поступает в полость корпуса вихревой трубы 9 в результате низкого давления в полости, т. е. эжектируется. В турбулентных потоках жидкость диспергируется до образования аэрозоля и направляется в отверстие 13, откуда по

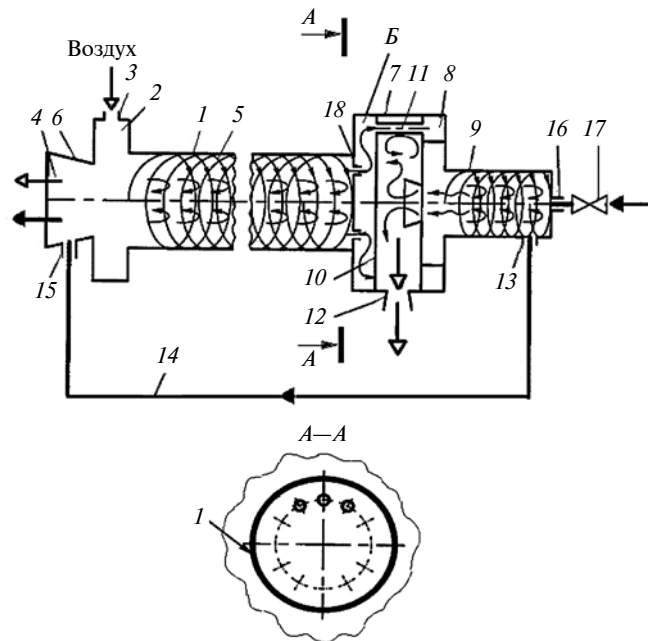


Рис. 3. Устройство для подготовки и подачи в зону резания ионизированных СОТС в виде воздушно-жидкостного аэрозоля

трубке 14 поступает в отверстие 15 диффузора 6, где смешивается с охлажденным потоком воздуха 4 и подается в зону резания.

В настоящее время освоено производство типоразмерного ряда вихревых устройств для охлаждения зоны резания (табл. 1) и мелкодисперсного распыления различных СОТС (табл. 2).

Преимущества разработанных устройств относительно известных аналогов:

- простота конструкции и надежность;
- обеспечение качественной обработки резанием с высокой производительностью;
- значительное снижение расхода СОТС;
- снижение экологической нагрузки на окружающую среду.

В процессе эксплуатации разработанных устройств было отмечено улучшение качества обработанной поверхности при подаче аэрозоля СОТС по сравнению с качеством при охлаждении поливом, что позволило повысить скорость резания при сохранении стойкости инструмента и качества обработанной поверхности. При использовании небольшого количества СОТС появляется возможность отказаться от установки мощных вытяжных устройств для отвода ядовитых паров, образующихся на горячей стружке при подаче СОТС поливом. Стружка сходит с режущей кромки инструмента практически сухой.

Также к преимуществам подачи СОТС в распыленном состоянии следует отнести очень малый его расход — не более 400÷500 г/ч распыленной СОТС на водной основе и 0,5÷3 г/ч распыленного масла [1—4].

Таблица 1

Эксплуатационные показатели вихревых энергопреобразователей

Вихревой энергопреобразователь	Расход сжатого воздуха при $p = 0,4$ МПа, м ³ /мин	Производительность, кВт	Получаемый перепад температур, °С
ВТ4	0,04	0,05	20
ВТ8	0,20	0,21	35
ВТ12	0,50	0,27	38
ВТ16	0,90	0,40	35
ВТ20	1,20	0,60	35
ВТ33	2,00	1,20	38
ВТ46	2,30	1,60	20

Таблица 2

Эксплуатационные показатели диспергаторов-распылителей

Диспергатор-распылитель	Давление сжатого воздуха, МПа	Расход сжатого воздуха, м ³ /ч	Максимальный расход жидкости, г/мин
ВР-10	0,02±0,20	3÷6	70
ВР-13		6÷10	100
ВР-16		10÷15	200
ВР-20		16÷21	400

Повышение эффективности при подаче СОТС в зону резания в распыленном состоянии обусловлено следующим:

высокая скорость струи аэрозоля СОТС при выходе из распылителя интенсифицирует теплообмен в зоне резания;

удельная поверхность распыленной жидкости в 600—700 раз больше, чем не распыленной, что интенсифицирует процесс ее испарения;

высокая скорость испарения мельчайших капель жидкости в составе СОТС при контакте с поверхностями инструмента и заготовки повышает интенсивность теплоотвода;

воздушно-жидкостной состав СОТС обеспечивает образование на поверхностях заготовок окисных пленок, которые выполняют функцию смазочного материала и снижают изнашивание инструмента;

распыление усиливает проникающую способность СОТС;

высокая кинетическая энергия распыленного СОТС способствует удалению стружки из зоны резания.

Таким образом, высокая эффективность применения СОТС в виде ВЖА объясняется повышением его физической и химической активности, интенсификацией процессов тепло- и массообмена. В корпусе вихревого распылителя на выходе из сопла и в зоне обработки получается технологическая среда с новыми свойствами.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. Подураев В. Н., Татаринев А. С., Петрова В. Д. Механическая обработка с охлажденным ионизированным воздухом // Вестник машиностроения. 1991. № 11. С. 27—31.
2. Потапов В. А. Применение механической обработки с минимальным количеством СОЖ на Германских заводах // Машиностроитель. 1999. № 11. С. 46—52.
3. Курносоев Н. Е., Тарнопольский А. В. Применение вихревого способа подготовки и подачи воздушно-жидкостного аэрозоля СОТС в зону резания // Вестник машиностроения. 2007. № 10. С. 52—54.
4. Тарнопольский А. В. Эффективность технологических процессов механической обработки при вихревом способе подготовки и подачи СОТС в виде воздушно-жидкостного аэрозоля // Технология машиностроения. 2007. № 10 (64). С. 20—22.
5. Пат. 2098723 Рос. Федерации: МПК⁶ F 25 В 9/02. Вихревая труба.
6. Пат. 2233711 Рос. Федерации: МПК В05В 7/12. Термодинамический диспергатор.
7. Пат. 2234986 Рос. Федерации: МПК⁷ В05В 7/10. Устройство для распыления.
8. Пат. 2324582 Рос. Федерации: МПК В23Q 11/10. Способ охлаждения зоны резания и устройство для его осуществления.
9. Пат. 125915 RU: МПК 23Q11/10. Устройство для охлаждения зоны резания.
10. Пат. 142164 RU: МПК В23Q11/10. Сопло для подачи смазочно-охлаждающей жидкости в зону резания.
11. Пат. 174875 RU: МПК 23Q11/10. Устройство для охлаждения режущего инструмента распыленными СОЖ.

П. А. НИКИШЕЧКИН, канд. техн. наук, С. С. ИВАШИН (ООО "Фабрика цифровых систем),
В. Е. ЧЕРНЕНКО, канд. техн. наук, А. А. МАЛЫХАНОВ, канд. техн. наук (ООО "Амальгама", Ульяновск),
Н. В. ДОЛГОВ (ООО "Фабрика цифровых систем), e-mail: nra@digitalfabrika.ru, тел.: 915-105-62-48

Система имитационного моделирования PlantTwin как инструмент верификации производственных планов и поддержки принятия решений для повышения эффективности производства

Рассмотрена возможность повышения эффективности производственно-логистических систем предприятий совместным использованием MES/APS систем и системы имитационного моделирования для верификации производственных планов и поддержки принятия решений.

Ключевые слова: производственно-логистические системы, системы планирования, системы имитационного моделирования, информационные модели.

The possibility of increasing the effectiveness of production and logistics systems of enterprises by joint use of MES/APS systems and a simulation system for verifying production plans and supporting the decision-making is considered.

Keywords: production and logistics systems, planning systems, simulation systems, information models.

Основные задачи любого промышленного предприятия — максимально эффективное производство и выпуск изделий требуемого качества в надлежащий срок. Планирование, оценка и контроль выполнения производственных заданий являются важнейшими составляющими производственного процесса.

При планировании производства сначала формируют укрупненный производственный план [1, 2], следующие этапы — оперативное планирование и детальное производственное расписание с привязкой к конкретным подразделениям и технологическому оборудованию. Как правило, при планировании используют системы оперативного планирования APS (Advanced Planning & Scheduling Systems) и MES (Manufacturing Execution Systems), с помощью которых можно оценить возможность выполнения производственного плана, составить детальные планы работы различного оборудования, координировать производственные процессы, анализировать производительность, отслеживать сроки выпуска продукции [3].

Данные системы не позволяют учитывать ряд факторов, в том числе вероятностные, которые имеют место в любом реальном производстве: от-

казы оборудования, ремонты, транспортные ограничения и др., которые могут оказывать решающее влияние на сроки и даже на возможность выполнения заданного производственного плана [4–6].

Поэтому для повышения эффективности производственного планирования необходимо использовать инструменты, позволяющие моделировать производственные системы с учетом данных факторов и выполнять верификацию производственного расписания, сформированного в MES/APS системах [1, 3].

Для этих целей целесообразно применять системы имитационного моделирования (СИМ), основным преимуществом которых является возможность учета ряда вероятностных и ситуационных факторов. Данные системы позволяют моделировать производственные процессы при внесении изменений в исходные данные. Например, можно проверить влияние организационно-технологических решений (ОТР) на работу производственно-логистической системы [7]. При этом в задачи СИМ не входит создание производственного расписания — эти данные являются для нее входными, а основная задача состоит в моделировании производственных процессов на основании исходных данных о производственно-логистической системе (ПЛС), но с учетом большего числа факторов. Таким образом, для наилучшего синергетического эффекта предполагается совместное использование MES/APS системы и СИМ для повышения эффективности производственного плана и анализа рисков по его недостижимости [3, 8, 9].

В настоящей статье рассматривается ПЛС машиностроительного предприятия по производству редукторов, на примере которой показаны возможности совместного применения MES/APS системы и СИМ, а также результаты подобной интеграции.

Исследование функциональных возможностей и определение набора необходимых данных для моделирования ПЛС в СИМ PlantTwin

В настоящее время имеется широкий спектр СИМ, среди которых лидерами являются: Plant-

Simulation [eM-Plant (Tecnomatix Plant Simulation Tool)] (Siemens, Германия); AnyLogic (The AnyLogic Company, США); Arena (Rockwell Automation США); DELMIA (Dassault Systèmes SE, Франция) и др.

Для решения поставленной задачи была выбрана СИМ PlantTwin с собственным вычислительным ядром, разработанным российскими специалистами с большим опытом работы в сфере имитационного моделирования. PlantTwin обладает широкой функциональностью и включает в себя три основных модуля: редактор сценариев, встроенный модуль планирования и модуль имитационного моделирования.

Система PlantTwin выполняет моделирование производственного плана, сгенерированного внешними системами и встроенными модулями планирования, что является важным преимуществом СИМ. Встроенный модуль планирования обеспечивает проверку теоретической исполнимости производственной программы и генерирует производственное расписание по одной из нескольких стратегий планирования. Данные функции важны, так как не всегда можно сгенерировать план в сторонних MES/APS системах при изменении входных данных сценариев при моделировании ситуаций "что будет, если?" [7—10].

Ввод исходных данных для моделирования в PlantTwin можно осуществлять как через внутренний интерфейс редактора сценариев, так и путем импорта специализированного загрузочного файла Excel. Структура данного загрузочного файла позволяет хранить все необходимые исходные данные в виде связанных таблиц и таким образом создавать сценарии для моделирования в автономном режиме без использования программного комплекса.

На первом этапе осуществляется ввод данных о структуре предприятия, которая задается в виде иерархического дерева подразделений. Далее описываются производственные мощности предприятия: типы имеющихся на предприятии производственных центров (ПЦ) и состав ПЦ с привязкой к подразделению предприятия. Ввод типов ПЦ необходим для группировки ПЦ, имеющих одинаковые характеристики, и дальнейшей привязки к ним технологических операций. Для каждого ПЦ вводятся расписание работы, периоды недоступности и график ремонтов.

Транспортную систему предприятия описывают вводом связей между основными элементами ПЛС (производственными центрами, накопителями).

На следующем этапе осуществляется ввод информации об изготавливаемых на предприятии изделиях: структура и состав деталей и сборочных единиц (ДСЕ), маршруты и технологические процессы, покупные комплектующие изделия (ПКИ), графики их закупок, начальный запас изделий, производственный план изготовления продукции.

Одним из основных отличий СИМ от систем планирования является возможность учета ситуа-

ционных и вероятностных факторов. Система PlantTwin позволяет учитывать следующие дополнительные факторы, влияющие на функционирование ПЛС:

- непостоянство времени выполнения технологических операций;
- задержки и отклонения сроков поставки комплектующих;
- разное время транспортирования заготовок между производственными подразделениями;
- ограничения по емкости накопительных буферов (склады, накопители) на разных этапах производственного цикла;
- внеплановые ремонты ПЦ (аварийные отказы оборудования);
- ремонты оборудования по наработке.

В системах оперативно-календарного планирования учета вышеперечисленных факторов, как правило, нет, однако они могут оказать существенное влияние на выполнение производственного плана [6—8].

Использование СИМ PlantTwin на примере ПЛС малого машиностроительного предприятия

Малое машиностроительное предприятие специализируется на механической обработке и выпускает редукторы. В состав ПЛС входят 30 единиц технологического оборудования.

ПЛС данного предприятия имеет следующую организационную структуру:

- 1) цех 1 механической обработки: заготовительный участок, участок станков с ЧПУ, участок универсальных станков с ручным управлением;
- 2) цех 2 механической обработки: участок зубообработки, шлифовальный участок, слесарный участок;
- 3) сборочный цех: участок мойки, участок контроля, сборочный участок.

На предприятии имеются утвержденные графики работы предприятия и его подразделений: отпуск для всего предприятия запланирован в январе; участок оборудования с ЧПУ работает в две смены, 5 дней в неделю, остальные подразделения работают в одну смену.

Изготавливаемый редуктор состоит из 50 номенклатурных позиций, которые можно разделить на четыре группы:

- детали собственного производства (зубчатые колеса, валы, крышки, втулки, пробка и др.);
- ПКИ: болты, штифты, шайбы, гайки, прокладки, подшипники и др.;
- детали (валы и зубчатые колеса), при изготовлении которых часть операций осуществляется по внешней кооперации, так как предприятие специализируется на механической обработке и не имеет собственных мощностей для термической обработки;
- корпус редуктора полностью изготавливают по внешней кооперации.

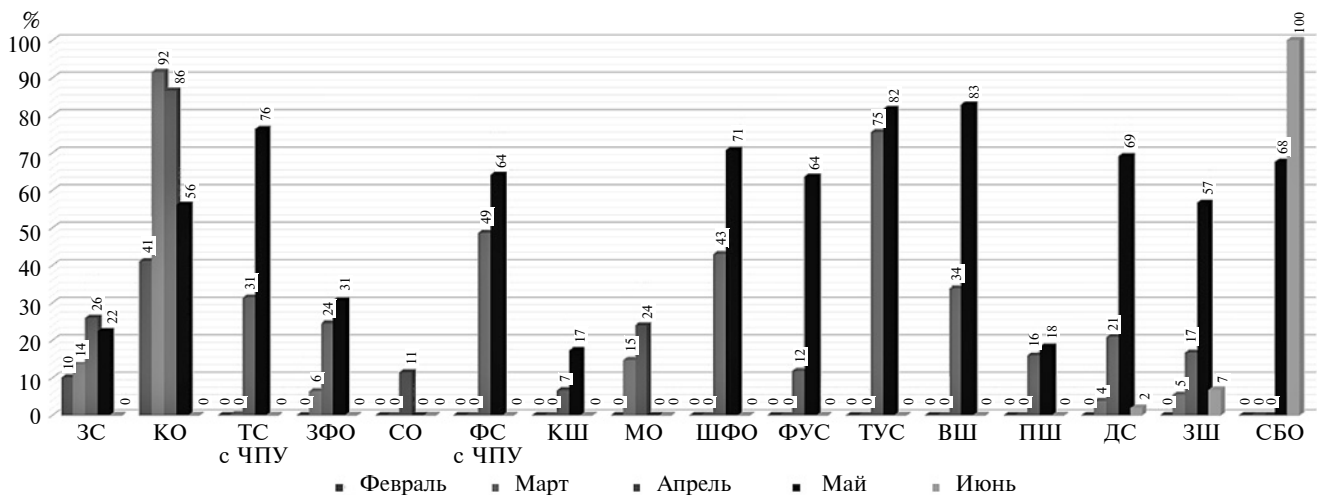


Рис. 1. Диаграммы загрузки разных групп оборудования по месяцам с февраля по июнь (очередность столбцов)

Планируется применить СИМ для решения следующих задач:

- с моделировать работу ПЛС по заданным исходным данным предприятия;

- оценить выполнимость плана с учетом исходных данных ПЛС предприятия и вероятностных факторов;

- по результатам моделирования проанализировать работу ПЛС по критериям: загрузка оборудования, узкие места технологической цепочки, продолжительность производственного цикла, надежность ПЛС и др.;

- сформировать рекомендации с ОТР для балансировки и оптимизации производства;

- проверить эффективность рекомендаций внесением изменений в исходный сценарий и моделированием.

По производственному плану с 01.01.2020 до 04.06.2020 необходимо выпустить 100 редукторов.

С помощью встроенного модуля планирования было получено детальное производственное расписание, в соответствии с которым производственный цикл составил 110,93 дней с 14.02.2020 до 04.06.2020.

На основании исходных данных о ПЛС и полученного расписания выполнено моделирование работы ПЛС и получены результаты о выполнении производственной программы с учетом всех заданных вероятностных и ситуационных факторов, которые показали, что при планируемой дате начала производственного цикла дата окончания производственного цикла смещается на 08.06.2020, т. е. к заданной дате окончательного выполнения задания будет выполнено 85 % от заданного плана. Отставание от планового выполнения задания на четыре дня обусловлено тем, что при разработке расписания система APS не учитывала дополнительные факторы: неоднородное время выполнения операций, время на перемещение деталей при выполнении технологического процесса, отказы оборудования, ремонтные работы, техническое обслуживание оборудования и др.

По результатам имитационного моделирования были получены данные для анализа работы ПЛС. К важным выходным показателям можно отнести коэффициент загрузки (Кз) оборудования, определяющий, насколько данное оборудование занято при выполнении работы [11, 12], данный коэффициент рассчитывают и на этапе планирования, и по результатам моделирования. При этом среднее значение Кз за весь период моделирования не позволяет в полной мере определить загрузку оборудования, так как оно может не постоянно участвовать в производственном процессе или иметь низкий Кз за один производственный период и быть перегружено на другом [13–15].

СИМ обеспечивает получение более детального анализа и оценку загрузки разных групп оборудования за установленный период времени, например за месяц (рис. 1).

Кроме этого, система PlantTwin моделирует возможное возникновение отказов и последующие ремонты оборудования на основании имеющейся статистики по отказам и аварийным ремонтам. По результатам моделирования была проанализирована надежность работы ПЛС на основании оценки частоты выхода из строя оборудования.

На рис. 2 представлены диаграммы времени t ремонта и относительного времени t_0 ремонта (отнесенного к фонду рабочего времени) для разных групп оборудования, анализ которых показал низкую надежность шлицефрезерного оборудования (ШФО) и зубофрезерного оборудования (ЗФО).

Анализ моделирования выявил следующие особенности работы ПЛС предприятия:

- токарные станки с ЧПУ (ТС с ЧПУ) работают в две смены и имеют высокий Кз в марте и апреле, токарные универсальные станки (ТУС) работают в одну смену и имеет низкий Кз;

- фрезерные станки с ЧПУ (ФС с ЧПУ), а также ШФО и ЗФО имеют низкий Кз, кроме того, последняя группа имеет низкую надежность ввиду частых отказов;

фрезерные универсальные станки (ФУС) имеют низкий Кз.

Таким образом, были определены критические группы оборудования, имеющие несбалансированную загрузку: ТС с ЧПУ, ФС с ЧПУ, ТУС, ФУС, ШФО и ЗФО.

Была разработана первая группа ОТР:

1. Задать группу ТУС как альтернативное оборудование для выполнения операций, выполняемых на ТС с ЧПУ. Время выполнения данных операций на ТУС будет выше, но будет сбалансирована нагрузка на токарное оборудование.

2. Полностью перевести операции, выполняемые ЗФО и ШФО, на ФС с ЧПУ, что повысит надежность ПЛС, полностью исключив станки с низкой надежностью и повысит Кз группы ФС с ЧПУ.

3. Изменить графики работы групп оборудования. Двухсменную работу ТС с ЧПУ изменить на работу в одну смену и ввести шестичасовую рабочую субботу. Двухсменную работу ФС с ЧПУ изменить на работу в десятичасовую (увеличенную) одну смену и ввести шестичасовую рабочую субботу.

При реализации рекомендаций выявлены следующие положительные изменения в функционировании ПЛС:

выпускаемая за плановый срок продукция составила 97 %;

отставание от графика выполнения заказа составило 5 ч;

перевод предприятия на односменную работу повысил Кз оборудования и сократил расходы, связанные с работой второй смены;

изменение графика работы предприятия повысило загрузку ТУС и ФС с ЧПУ;

сбалансирована загрузка ТС с ЧПУ и станков с ручным управлением введением альтернативных маршрутов;

повышена надежность ПЛС исключением оборудования с низкой надежностью (ЗФО и ШФО).

На рис. 3 показаны диаграммы загрузки разных групп оборудования по месяцам при базовом варианте и при применении ОТР.

Несмотря на использование подтвержденной имитационной моделью ОТР группа ФУС остается

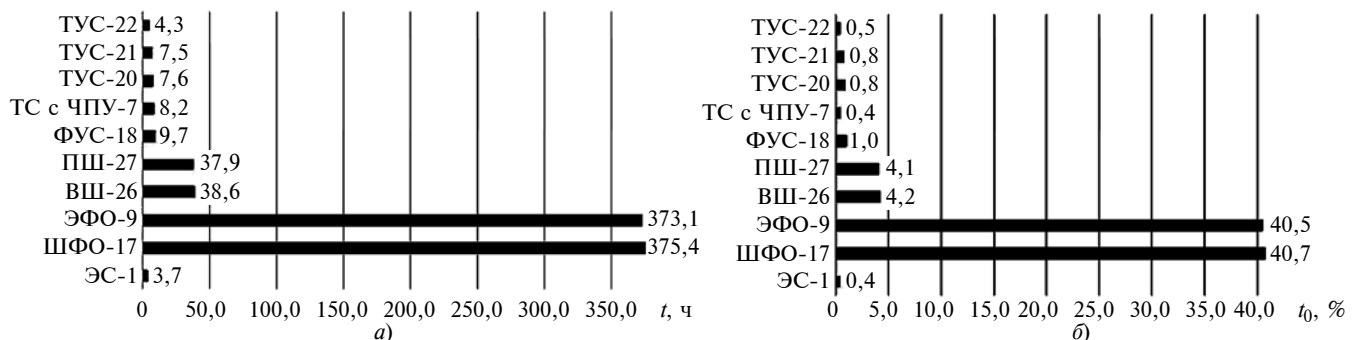


Рис. 2. Диаграммы времени t ремонта (а) и относительного времени t_0 ремонта (б) для разных групп оборудования

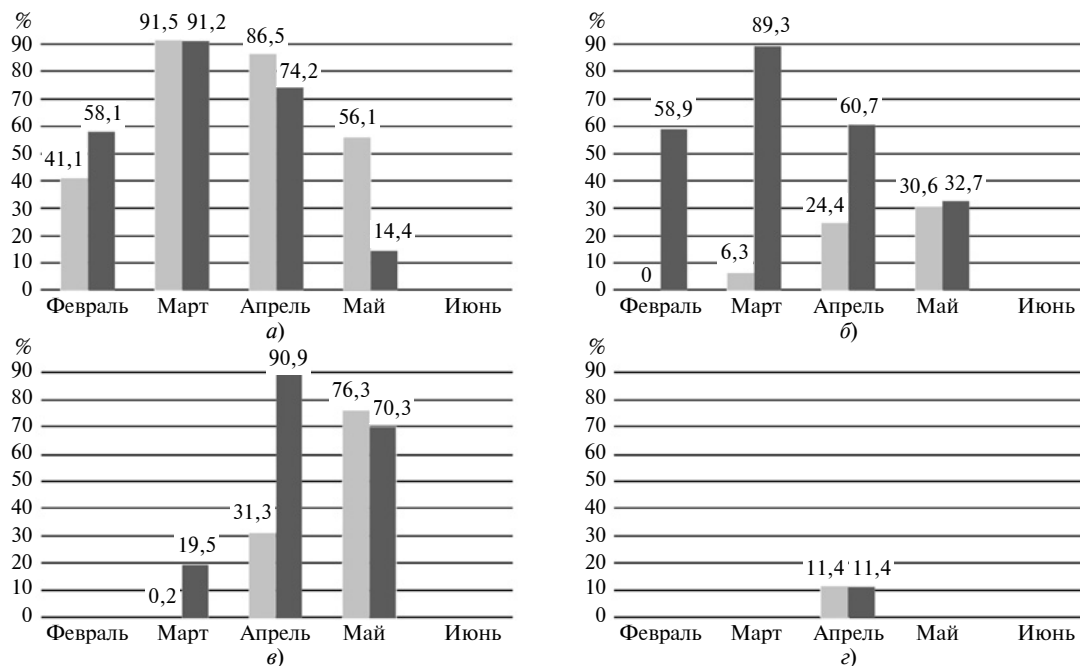


Рис. 3. Диаграммы загрузки разных групп оборудования по месяцам при базовом варианте (■) и при применении ОТР (■): а – ТС с ЧПУ; б – ФС с ЧПУ; в – ТУС; г – ФУС

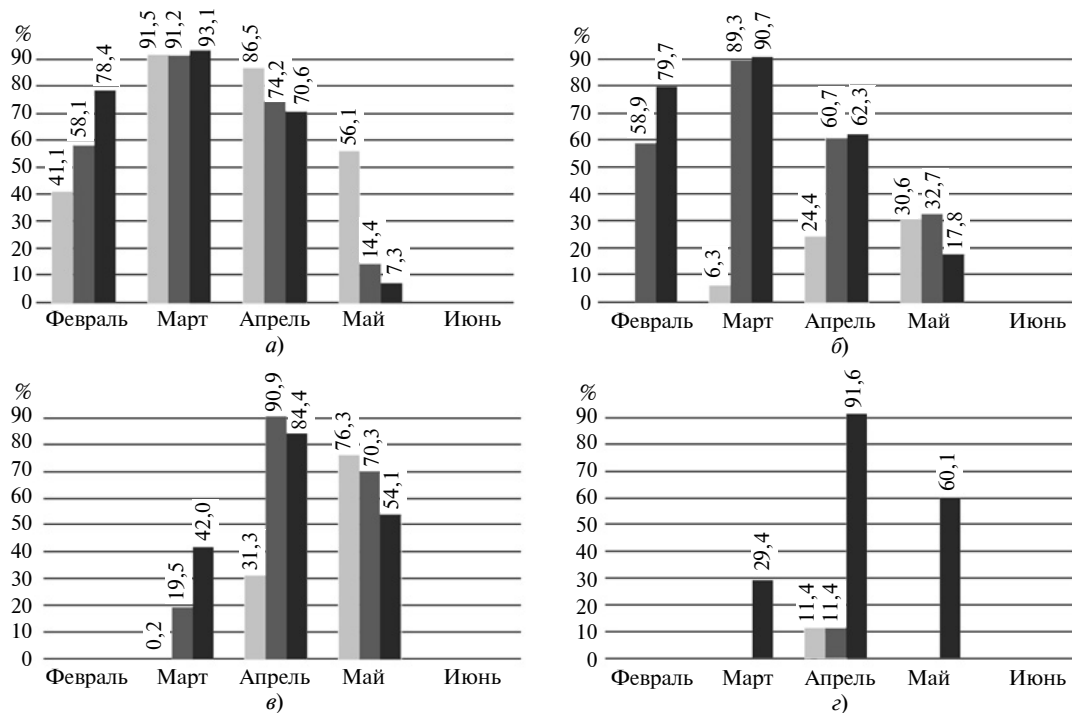


Рис. 4. Диаграммы загрузки разных групп оборудования по месяцам при базовом варианте (■), при применении первой (■) и второй (■) групп ОТР:

а – ТС с ЧПУ; б – ФС с ЧПУ; в – ТУС; г – ФУС

мало используемой. Поэтому для ее дозагрузки на основании анализа состава выпускаемого изделия была сформирована вторая группа ОТР, предусматривающих производство на собственных мощностях предприятия ряда ПКИ, для производства которых не требуется приобретения нового оборудования, т. е. штифты, шпонки, гайки и шайбы. При этом предложено гальванические операции

при изготовлении гаек и шайб выполнять на другом предприятии (внешняя кооперация).

Моделирование по второй группе ОТР осуществляли поэтапно (таблица), т. е. после каждого перевода на собственное производство очередной группы ПКИ.

После перевода на собственное производство штифтов, шпонок и гаек выпуск продукции в срок

Результаты имитационного моделирования

ОТР	Дата и время начала при планировании	Окончание цикла при моделировании	Число редукторов	Продолжительность производственного цикла	Средний Кз для, %					
					ТС с ЧПУ	ФС с ЧПУ	ТУС	ФУС	ЗФО	ШФО
Исходный вариант	14.02.20 10:37	08.06.20 16:27	85	115,2	65,7	24,9	14,5	2,9	10,3	6,2
Первая группа ОТР										
1.1. Альтернативные маршруты: перевод ТС с ЧПУ на ТУС	04.03.20 10:24	05.06.20 14:20	91	93,2	41,0	25,1	48,1	2,9	10,1	6,4
1.2. Модернизация: полный перенос операций с ЗФО и ШФО на ФС с ЧПУ	06.03.20 10:37	04.06.20 16:42	95	90,3	46,1	31,5	42,3	2,9	0	0
1.3. Организационное решение: изменение графика работы ФС с ЧПУ (продление работы на 2 ч + суббота 6 ч), изменение графика работы ТС с ЧПУ (+ суббота 6 ч)	10.02.20 9:16	04.06.20 14:13	97	115,2	58,1	44,3	58,6	2,95	0	0
Вторая группа ОТР										
2.1. Собственное изготовление штифтов	10.02.20 10:06	04.06.20 14:15	97	115,2	58,1	44,5	58,9	2,95	0	0
2.2. Собственное изготовление штифтов, гаек	06.02.20 14:02	04.06.20 15:06	96	119,0	59,6	45,7	61,4	19,6	0	0
2.3. Собственное изготовление штифтов, гаек, шпонок	06.02.20 13:52	04.06.20 16:32	95	119,1	60,6	44,4	60,8	40,1	0	0
2.4. Собственное изготовление штифтов, гаек, шпонок, шайб	04.02.20 8:04	11.06.20 8:58	77	128,0	61,2	42,1	58,1	37,9	0	0
2.5. Сдвиг сроков изготовления	04.02.20 8:04	11.06.20 8:58	100	128,0	61,2	42,1	58,1	37,9	0	0

составил 95 %, отставание производственной программы составило 5 ч, при этом загрузка ФУС увеличилась на 37 % (рис. 4).

Таким образом, принятые ОТР повысили Кз и сбалансировали загрузку оборудования, что повысило эффективность производства.

При выпуске шайб на собственных мощностях выпуск продукции в срок снизился до 77 %, а отставание производственной программы составило 8 дней. Кроме того, снизился средний Кз оборудования в результате увеличения производственного цикла выпуска продукции. Следовательно, моделирование показало, что изготавливать на собственных мощностях целесообразно только штифты, шпонки и гайки.

Данные, представленные в таблице, позволяют проанализировать эффективность предлагаемых ОТР и выбрать наилучший вариант.

СИМ PlantTwin позволяет решить следующие задачи:

оценить достаточность производственных мощностей ПЛС для выполнения конкретной программы;

определить и обосновать состав технологического оборудования для выполнения заданной программы;

осуществить верификацию производственных планов и расписаний, сформированных в MES/APS системах;

проанализировать варианты кооперации предприятий;

проанализировать ПЛС и ОТР, направленные на повышение эффективности производства.

Кроме того, СИМ PlantTwin имеет встроенный модуль планирования, позволяющий составлять производственное расписание по нескольким алгоритмам и анализировать их достижимость имитационным моделированием.

На базе программного комплекса PlantTwin была разработана имитационная модель ПЛС предприятия, выпускающего редукторы, в которой учитывалось большое число значимых показателей: организационно-технологическая структура предприятия, графики работы подразделений, графики закупок ПКИ, статистика аварийных отказов оборудования, транспортные операции и пр.

С применением имитационного моделирования выполнен анализ возможности изготовления заказа и выявлены риски невыполнения плана, на основании чего были сформированы ОТР [15]. Поэтапным изменением исходных данных выполнена проверка предложенных решений и получены варианты сценариев по изменению ПЛС предприятия.

Таким образом, работа систем оперативного планирования в связке с СИМ позволит верифицировать производственное расписание, проанализировать ПЛС, оценить вероятность невыполнения производственного заказа, кроме этого, имитаци-

онное моделирование позволяет проверить предлагаемые ОТР по изменению ПЛС.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Integration** of different computer-aided systems in product designing and process planning on digital manufacturing / A. Kutin, V. Dolgov, M. Sedykh, S. Ivashin // 11-th conf. Intelligent Computation in Manufacturing Engineering- 2017. Procedia CIRP. 2018. Vol. 67. P. 476—481.

2. **The role** of computer simulation modeling in product/process optimization / Gujral Barry, Kotthaus Martina, Lakshminpathy Uma et. al. // Monatshefte für Chemie — Chemical Monthly. 2019. Vol. 150 (5).

3. **Архангельский В. Е.** Требования к системам планирования производства в контексте концепции Индустрия 4.0 // VII междунар. форум "Информационные технологии на службе оборонно-промышленного комплекса России". 2018. Ялта. URL: <http://итопк.рф/wp-content/uploads/2018/05/Arhangelskij.pdf>.

4. **Kovalev I. A., Nikishechkin P. A., Grigoriev A. S.** Approach to Programmable Controller Building by its Main Modules Synthesizing Based on Requirements Specification for Industrial Automation // Inter. Conf. Industrial Engineering, Applications and Manufacturing. 2017. P. 1—4.

5. **Approach** to the Diagnosis and Configuration of Servo Drives in Heterogeneous Machine Control Systems. Advances in Swarm Intelligence: Lecture Notes in Computer Science / G. M. Martinov, S. V. Sokolov, L. I. Martinova et. al. 2017. Vol. 10386. Springer, Cham, P. 586—594.

6. **Nikishechkin P. A., Kovalev I. A., Nikich A. N.** An approach to building a cross-platform system for the collection and processing of diagnostic information about working technological equipment for industrial enterprises // MATEC Web Conf. ICMTMTE. 2017. Vol. 129. P. 03012.

7. **Мальханов А. А., Черненко В. Е.** От имитационной модели к цифровому двойнику: Анализ опыта выполнения коммерческих проектов // Сб. тр. конф. "Имитационное моделирование. Теория и практика". 2019. С. 37—46.

8. **Zhang T., Rose O.** Developing an Agent-oriented Parallel Simulator for Production Processes // Winter Simulation Conference — 2012 / Edited by C. Laroque, J. Himmelspach, R. Pasupathy, O. Rose, A. M. Uhrmacher. Piscataway, New Jersey: Institute of Electrical and Electron-ics Engineers, 2012. P. 1, 2.

9. **Grigoriev S. N., Martinov G. M.** Research and Development of a Cross-platform CNC Kernel for Multi-axis Machine Tool // 6-th International Conference CIRP on High Performance Cutting. 2014. Vol. 14. P. 517—522.

10. **Kutin A., Ivashin S., Shayhulova A.** Cascade method for production technical preparation project management / Advances in Engineering Research, 2019. Vol. 188. P. 205—210.

11. **Competitive-resource** information model of the machine building manufacturing system / A. A. Kutin, V. A. Dolgov, A. A. Kabanov et. al. // IOP Conf. Ser.: Mater. Sci. Eng. 2018. Vol. 448. P. 012008.

12. **Kutin A. A., Dolgov V. A., Sedykh M. I.** Information Links between Product Life Cycles and Production System Management in Designing of Digital Manufacturing // 48-th Conf. Manufacturing Systems — CIRP CMS 2015. 2016. Vol. 41. P. 423—426.

13. **Improving** the efficiency of CNC machine tools with multi-pallet systems in machine-building manufacturing / Kutin A. A., Dolgov V. A., Kabanov A. A. et al. // 23-rd Int. Conf. Manufacturing: Ser. Materials Science and Engineering. Kecskemet, Hungary, 2018. Vol. 448. N. UNSP 012010.

14. **Grigoriev S. N., Martinov G. M.** The Control Platform for Decomposition and Synthesis of Specialized CNC Systems // Procedia CIRP. 2016. Vol. 41. P. 858—863.

15. **Xuechu Zhu, Fei Qiao, Qiushi Cao.** Industrial big data-based scheduling modeling framework for complex manufacturing system // Advances in Mechanical Engineering. 2017. Vol. 9 (8). P. 1—12.

В. С. ЛАГУТА, канд. техн. наук (ООО "Институт производственных исследований", Москва),
С. В. КАЛИНИЧЕНКО, канд. техн. наук (МГТУ им. Н. Э. Баумана), В. Э. КУЗНЕЦОВ, канд. техн. наук
(ООО "ГРАС Жилстрой", Москва), e-mail: ipilp@mail.ru

Разработка концепции строительного робототехнического комплекса по укладке газобетонных блоков

Предложена концепция робототехнического комплекса (РТК) для автоматизации укладки строительных газобетонных блоков. В конструкции РТК выделены механизированные и роботизированные подсистемы.

Ключевые слова: строительный робототехнический комплекс, укладка, блок, автоматизация, производственный цикл.

The concept of a robotic complex (RTC) for the automation of the laying of aerated concrete blocks is proposed. In the design of the RTC, mechanized and robotic subsystems are distinguished.

Keywords: construction robotic complex, laying, block, automation, production cycle.

За последние 20 лет в России построено много новых предприятий по производству современных строительных материалов, как, например, автоклавный газобетон [1]. Применение подобных материалов позволяет снизить себестоимость строительства и сократить время возведения новых объектов, что прямо связано с современными тенденциями строительства жилых и промышленных зданий. Кроме того, длительный зимний период во многих регионах России в связи с неблагоприятными погодными условиями обуславливает короткий срок выполнения строительных работ в течение года, поэтому сокращение периода строительства новых объектов без значительного повышения себестоимости работ весьма актуально.

Один из путей решения данной проблемы — автоматизация работ, в том числе с использованием строительных робототехнических комплексов (СРТК). Создание таких комплексов имеет высокий экспортный потенциал в первую очередь для государств, пострадавших в результате стихийных бедствий и военных конфликтов, а также активно развивающих свою экономику без привлечения иностранной рабочей силы.

Перспективный СРТК для укладки газобетонных блоков (ГБ) должен обеспечивать: перемещение блоков массой до 70 кг, шириной 100÷400 мм, высотой 200÷300 мм и длиной 600 или 625 мм; скорость укладки ГБ — не менее 2 м³/ч, что соответствует замене 10 рабочих при ручной укладке блоков

меньшей массы; точность установки блока — не более 2 мм; высоту стены — до 4 м; возможность работы в закрытом ограниченном пространстве в любое время суток; высокое качество работ, которое в настоящее время можно гарантировать только привлечением высококвалифицированных рабочих; экономичное использование строительных материалов.

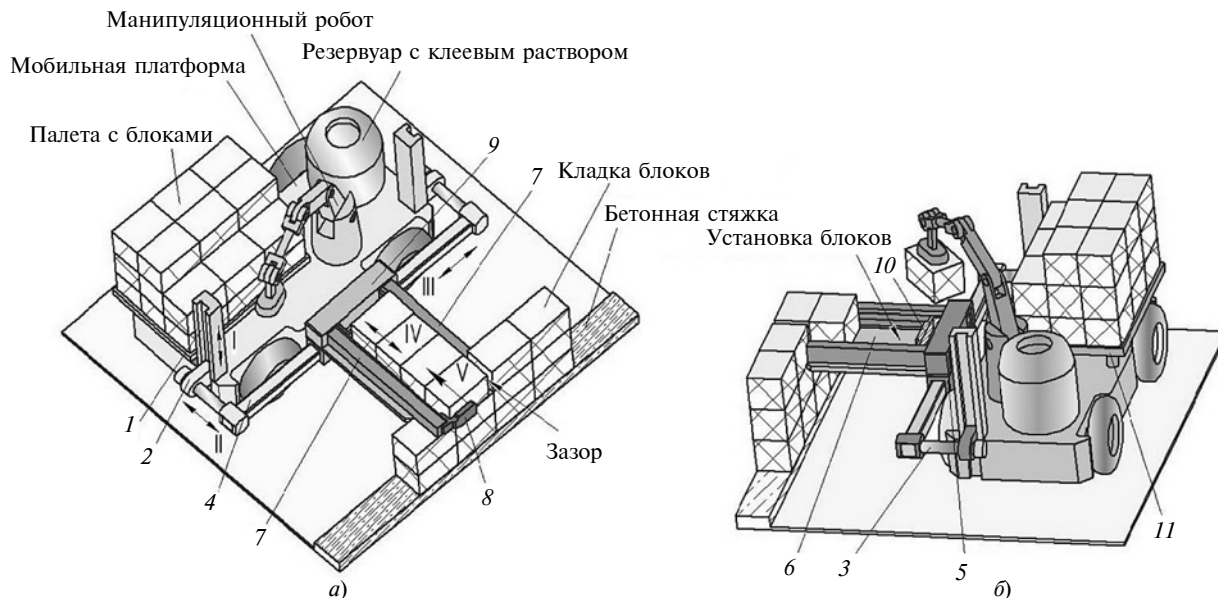
Очевидно, что при современных темпах развития роботизации и цифровых технологий в строительной отрасли в ближайшем будущем следует ожидать появления множества строительных роботов и других средств автоматизации, а также высокопрофессиональных специалистов по их обслуживанию [2—6]. При этом должно существенно сократиться число рабочих низкой квалификации и количество ручных операций.

С целью обеспечения приемлемой степени автоматизации укладки ГБ на основании функциональных возможностей СРТК проанализируем производственный процесс:

1. Возможные объекты применения СРТК — многоэтажные жилые и производственные здания с оконными и дверными проемами, внутридомовые перекрытия с проемами.

2. На основании опыта разработки робототехнических систем выявляем задачи и проблемы, требующие решения, но ведущие к усложнению СРТК: резкое снижение эффективности ручных и механизированных операций при массе ГБ до 70 кг; укладка несущей балки и смена режима укладки ГБ при наличии оконных и дверных проемов; перемещение СРТК между этажами в многоэтажных зданиях; смена направления движения СРТК при наличии углов; "привязка" (позиционирование) СРТК относительно точки начала кладки; работа в ограниченном пространстве с ГБ нестандартных габаритов при укладке последнего ряда; определение требуемого размера ГБ и его обрезка при укладке "обрезанных блоков"; дополнительные технологические операции — приготовление и нанесение клеевого раствора; выравнивание ГБ по вертикали и горизонтали; шлифовка и удаление пыли; штрабление пазов в ряде ГБ для укладки стальной арматуры.

3. Проводим анализ существующих СРТК, имеющих технические решения, и степень их апроба-



Компоновочная схема СРТК:

1 — вертикальная телескопическая направляющая; 2 — держатель; 3 — поперечная направляющая; 4 — продольная направляющая; 5 — каретка продольного перемещения; 6 — лоток; 7 — направляющая толкателя; 8 — поджим; 9 — корпус; 10 — толкатель; 11 — поддон

ции. Наиболее информативные материалы представлены в электронных источниках [7—11].

4. На основании анализа задач и проблем составляем перечень функциональных возможностей СРТК в виде таблицы, в которой степень апробации обозначена:

1 — есть готовые технические решения, на рынке есть комплектующие для создания соответствующей подсистемы (необходима проработка компоновки, апробация не требуется);

2 — готовых технических решений нет, на рынке есть отдельные компоненты системы (необходимы разработка и апробация системы);

3 — готовых технических решений нет (необходимы разработка, изготовление и апробация системы);

4 — требуется отдельная система, которую целесообразно встраивать в СРТК;

5 — автоматизация невозможна или нецелесообразна.

Таким образом, создается ограничительный перечень функциональных возможностей СРТК (поскольку не все операции целесообразно автоматизировать) с оценкой вероятной работоспособности того или иного функционального элемента.

Так как кладка стен является типовой операцией, все выполняемые СРТК операции можно разделить на следующие системы, связанные между собой производственным циклом, что, собственно, и есть **концептуальное решение СРТК укладки ГБ:**

подвижная платформа с электрическим приводом, на которой базируются функциональные модули РТК, а именно: манипуляционный робот по загрузке блоков, автоматизированное устройство

перемещения (АУП) ГБ в зону кладки блоков на стену с системой вертикального и горизонтального контроля расположения блока, а при необходимости — системы нанесения клея и штрабления пазов; приемная площадка для размещения комплекта ГБ на европалете;

система для подготовки кладочного раствора, включая емкость с миксером и насосом подачи раствора;

система управления кладкой блоков в соответствии с установленными в строительном проекте регламентами.

Нестандартные компоненты СРТК:

1. Автоматизированное устройство перемещения ГБ в зону кладки, в которое входят: механизм фиксации и горизонтального перемещения ГБ в зону кладки; механизм "поджатия" и базирования относительно линии кладки; магазин-накопитель, обеспечивающий подачу 3—5 ГБ; бортовой блок управления устройствами и механизмами укладчика.

2. Подвижная платформа, которая может быть реализована на базе самоходного подъемника с гидравлическим или электроприводом на колесной или гусеничной платформе [9, 10]. Подъемник должен обеспечивать перемещение АУП на высоту до 4 м.

3. Система управления СРТК должна включать электронные (встроенные системы управления) и электрические (датчики) компоненты.

Компоновочная схема СРТК приведена на рисунке, *a, б* — соответственно виды сверху и сбоку. На рисунке, *a* римскими цифрами показаны направления перемещения блоков на АУП: I — подъем/опускание лотка *б* с блоками; II — выдвигание лотка с блоками в поперечном направлении; III —

Сводный перечень функциональных возможностей СРТК укладки ГБ

Функции	Степень апробации	Пояснения	Подсистема СРТК
Перемещение по межэтажным перекрытиям здания	1	—	Транспортная платформа с электроприводом и колесным (гусеничным) двигателем
Начальное позиционирование	5	Возможно вручную	
Перемещение между этажами	5	Возможно вручную	
Изменение направления движения	1	—	
Манипулирование блоком по различным координатам	1	—	Механизм подъема, опускания и перемещения ГБ
Захват и удержание ГБ, укладка ГБ	1	—	
Позиционирование и ориентация ГБ относительно линии кладки	2	—	Механизм захвата и ориентации ГБ
Подготовка клеевого раствора, перемешивание, подача под давлением	1	—	Подсистема позиционирования
Очистка (обдув) поверхности, нанесение раствора на две поверхности ГБ	2	—	Подсистема подготовки клеевого раствора и его подача
Выравнивание ГБ по вертикали и горизонтали	3	—	Механизм-дозатор нанесения раствора с системой предварительной очистки поверхности
Штрабление пазов	4/1	Возможно вручную	Механизм выравнивания уложенных блоков
Укладка арматуры	4/5	Возможно вручную	Механизм штрабления пазов
ГБ уложены в ряды и готовы для кладки	2	—	Механизм укладки арматуры
Перевозка паллеты ГБ и загрузка в магазин	4/5	—	Магазин для размещения ГБ
Резка ГБ в требуемый размер	4/1	Целесообразно вручную	Подсистема загрузки ГБ
Определение размера ГБ для резки	4/2	Целесообразно вручную	Механизм резки
Управление системами РТК; энергопитание блоков СУ и сенсорных систем	2	—	Система вычисления размера ГБ
Управление системами РТК; энергопитание блоков управления и сенсорных систем	3	—	Бортовой блок питания и управления
Укладка первого ряда ГБ	3	—	Комплект программного обеспечения
Выполнение оконных проемов	5	Возможно вручную	—
Выполнение дверных проемов	5	Возможно вручную	—
Укладка ГБ в углах	5	Возможно вручную	—
Укладка последнего ряда ГБ	3	—	—

перемещения лотка с блоками в продольном направлении и их стыковка при окончательной установке (выбор) зазора; IV — перемещение блоков по лотку *б* толкателем *10*; V — поджим блоков при перемещении по лотку.

Предложенное концептуальное решение СРТК позволяет последовательно повышать степень автоматизации включением дополнительных функций. Например, если потребуется разместить на АУП дополнительное устройство для штрабления пазов в зоне начальной фиксации или разместить устройство для нанесения клея, можно использовать предложенное решение, так как верхняя плоскость и один из торцов ГБ остаются свободными при перемещении по направляющему лотку АУП.

Попытки роботизации кажущихся рутинными операций могут обернуться значительными затратами на проектирование и эксплуатацию СРТК. На современном этапе заменять рабочего на стройплощадке нецелесообразно по экономическим соображениям — копирование функций рабочего-каменщика может оказаться неприемлемо дорогим!

Поэтому разумный компромисс между роботизированной функциональностью и ручным трудом особенно важен для инновационных направлений развития робототехники, в частности СРТК.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

- <https://www.dskgras.ru/> (дата обращения: 10.02.2020).
- Васьковский А. М.** Строительные роботы: Реальность и перспективы // Вестник МАДИ. 2012. Вып. 2 (29). С. 79—83.
- Целищев О. В., Мунасыпов Р. А.** Автоматизация процесса кирпичной кладки // Современные наукоемкие технологии. 2014. № 1. С. 56—61.
- Шагина Е. С.** Роботизация как метод повышения безопасности строительного производства // Строительство уникальных зданий и сооружений 2014. № 6 (21). С. 128—141.
- Булгаков А. Г., Емельянов С. Г., Паршин Д. Я.** Строительно-монтажный роботизированный комплекс для крупнопанельного домостроения // Строительство и реконструкция. 2014. № 5. С. 73—87.
- Михеев Г. В., Яновская Э. Д.** Роботизированная техника в строительстве // Электронный сетевой тематический журнал "Научные труды КУБГТУ". 2019. № 2. С. 181—188.
- <http://robotrends.ru/robopedia/katalog-robotov-dlya-stroitelstva> (дата обращения: 10.03.2020).
- <https://prorobots.livejournal.com/60456.html> (дата обращения: 10.03.2020).
- <https://transconvey.ru> (дата обращения: 15.04.2020).
- <https://linde-m.ru> (дата обращения: 15.04.2020).
- <https://alfamatic.ru> (дата обращения: 15.04.2020).