

ЕЖЕМЕСЯЧНЫЙ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ И ПРОИЗВОДСТВЕННЫЙ ЖУРНАЛ



Главный редактор А.И. САВКИН

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ:

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

ИЗДАЕТСЯ С НОЯБРЯ 1921 ГОДА

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

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

ООО «Издательство «Инновационное машиностроение»

Адрес издательства: 107076, Москва, Колодезный пер., д. 2a, стр. 2 Телефон: 8-(499) 269-51-98

Адрес редакции:

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

Журнал зарегистрирован 19 апреля 2002 г. за ПИ № 77-12421 в Министерстве РФ по делам печати, телерадиовещания и средств массовых коммуни-каций

Учредитель: А.И. Савкин

Индекс: **27841** ("Пресса России") Цена свободная

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

СОДЕРЖАНИЕ

КОНСТРУИРОВАНИЕ, РАСЧЕТ, ИСПЫТАНИЯ И НАДЕЖНОСТЬ МАШИН

- Рязанцев В. М. Выбор профилей винтов двухвинтовых мультифазных насосов
- Феофанов А. Н., Амачиев Л. А. Организация базы панных пля повышения эффективности обработки информации, получаемой из протокола системы автоматической оптической инспекции
- Щерба В. Е., Шалай В. В., Кондюрин А. Ю., Носов Е. Ю., Баженов А. М., Лысенко Е. А., Болштянский А. П. — Разработка и исследование экспериментального образца поршневой гибридной энергетической машины . . .
- Аскаров Е. С. Разработка конструкции кулачково-винтового механического
- Столбов М. С. Термотропная двухзонная модель сгорания топлива в ДВС
- Александров И. К., Раков В. А. Способ экспериментально-теоретического определения фрикционных характеристик пары трения для передачи вращательного движения с учетом скоростного и нагрузочного режимов
- Зуев А. С., Лепешкин А. В. Изготовление узлов стыка корпуса РДТТ
- Блохин М. А. Мехатроника и робототехника в лесопильном оборудовании . . . 33 Blokhin M. A. Mechatronics and robotics in sawmill equipment

Слепцов В. В., Ушкар М. Н., Зинин Ю. В., Куликов С. Н. — Гибридный накопитель для возобновляемых источников энергии и бесперебойного питания электро--38 приводов

Проблемы трибологии — трения, изнашивания и смазки

Иргашев А., Ишмуратов Х. К. — Накопление продуктов изнашивания при контакте

ТЕХНОЛОГИЯ МАШИНОСТРОЕНИЯ

- Кычкин А. К., Гаврильева А. А. Оценка дисперсности порошков, модифицированных тугоплавкими добавками для газотермического напыления
- Крюков С. А., Шумячер В. М., Байдакова Н. В. Определение параметров термообработки абразивных инструментов на керамической связке
- Надиров У. М., Расулов Н. М. Особенности технологических размерных цепей при вихревом нарезании канавок на поверхностях вращения
- Жарков В. А. Испытания материалов. Гибка листов и профилей на четырехвалковой машине для корпусов ракет, трубных и каркасных изделий. Часть 1 56
- Иванов-Польский К. В., Кувалдин Ю. И., Певзнер М. З. Экономически обоснованная настройка размерной обработки . 67

Проблемы теории и практики резания материалов

Забельян Д. М., Пухальский В. А., Зубов А. А. — Влияние скорости резания на крутящий момент при сверлении

ЭКОНОМИКА И ОРГАНИЗАЦИЯ ПРОИЗВОДСТВА

- Богинский А. И., Чурсин А. А. Конструкторские решения для оптимизации себестоимости продукции
- Арсеньева Н. В., Путятина Л. М. Классификация НИОКР в машиностроении для

ТЕХНИЧЕСКАЯ ИНФОРМАЦИЯ

- Шалимов Ю. Н., Корольков В. И., Будник А. П., Гусев А. Л., Руссу А. В. Статистический анализ патентов на авиационные энергетические установки ... 81
- Точность на всех уровнях. Немецкие качество и надежность

CONTENTS

3

9

DESIGN, CALCULATION, TESTS AND RELIABILITY OF MACHINES

- **Rvazantsev V. M.** Selection of screw profiles for twin-screw multiphase pumps
- Feofanov A. N., Amachiev L. A. Database organization for increasing the effectiveness of information processing received from the protocol of the automatic optical inspection system
- Scherba V. E., Shalai' V. V., Kondyurin A. Yu., Nosov E. Yu., Bazhenov A. M., Lysenko E. A., Bolshtyanskiy A. P. - Development and research of an experimental sample of a piston hybrid energy machine
- Askarov E. S. Designing a cam-screw mechanical press with a load 18 400 kN
- 22 Stolbov M. S. Thermotropic two-zone model of combustion of fuel in internal combustion engines
- Aleksandrov I. K., Rakov V. A. A method of experimentally-theoretical determination of the frictional characteristics of a friction pair for transmitting rotational motion, taking into account the speed and load conditions 28
- 31 Zuev A. S., Lepeshkin A. V. Production of the joint nodes of the solid propellant body
- Sleptsov V. V., Ushkar M. N., Zinin Yu. V., Kulikov S. N. Hybrid storage for renewable energy sources and uninterrupted power supply for electric drives

Problems oftribology — friction, wearing away and lubrication

Irgashev A., Ishmuratov Kh. K. — Accumulation of wear products at 40 contact of the asperities of the surfaces of gear wheels

MANUFACTURING ENGINEERING

- Kychkin A. K., Gavril'eva A. A. Evaluation of the dispersity of powders 44 modified with high-melt additives for gas thermal spraying
- Kryukov S. A., Shumyacher V. M., Baydakova N. V. Determination of 49 the parameters of heat treatment of abrasive tools on a ceramic bond
- Nadirov U. M., Rasulov N. M. Features of technological dimensional 51 chains at vortex cutting of grooves on surfaces of revolution
- $\mathbf{Zharkov}~\mathbf{V}.~\mathbf{A}.$ Tests of materials. Bending of sheets and profiles on a four-roll machine for rocket bodies, pipe and frame products. Part 1
- Ivanov-Pol'skiv K. V., Kuvaldin Yu. I., Pevzner M. Z. Economically justified setting of dimensional processing

Problems of theory and practice of materials cutting

Zabel'yan D. M., Pukhal'skiy V. A., Zubov A. A. — Effect of cutting speed 72 on torgue moment at drilling

ECONOMICS AND ORGANIZATION OF PRODUCTION

- Boginskiy A. I., Chursin A. A. Design solutions for optimizing the cost 74 of production
- Arsen'eva N. V., Putyatina L. M. Classification of Research and 78 Development in machine-building for risk assessment

TECHNICAL INFORMATION

- Shalimov Yu. N., Korol'kov V. I., Budnik A. P., Gusev A. L., Russu A. V. Statistical analysis of patents for aviation power plants
- 89 Accuracy at all levels. German guality and reliability

Сдано в набор 28.05.2019. Подписано в печать 18.07.2019. Технический редактор Т. А. Шацкая Формат 60 × 88 1/8. Бумага офсетная. Усл. печ. л. 10,78. Корректор Н. В. Яшина

Перепечатка материалов из журнала "Вестник машиностроения" возможна при обязательном письменном согласовании с редакцией журнала; ссылка на журнал при перепечатке обязательна.

За содержание рекламных материалов ответственность несет рекламодатель.

© ООО «Издательство "Инновационное машиностроение"», "Вестник машиностроения", 2019

КОНСТРУИРОВАНИЕ, РАСЧЕТ, ИСПЫТАНИЯ И НАДЕЖНОСТЬ МАШИН

УДК 621.674

В. М. РЯЗАНЦЕВ, д-р техн. наук (АО "ГМС Ливгидромаш", г. Ливны), e-mail: ryazancev@hms-livgidromash.ru

Выбор профилей винтов двухвинтовых мультифазных насосов

Рассмотрены симметричные открытые профили и несимметричные закрытые профили винтов двухвинтовых мультифазных насосов. Сравнение характеристик насоса A6 2BB 450/35 (Россия) с двухзаходными винтами с открытым профилем и насоса MR 250-II (*t* = 64) фирмы Rosscor с однозаходными винтами с закрытым профилем показало, что последние имеют несколько больший КПД, чем винты с открытым профилем, но значительно более трудоемки в изготовлении, т. е. замена ими винтов с открытым профилем нерентабельна. Приведены результаты испытаний насоса A6 2BB 450/35 на воде и водо-воздушной смеси.

Ключевые слова: мультифазный насос, винты с открытым и закрытым профилями, КПД, тудоемкость изготовления.

Symmetric open and asymmetrical closed screw profiles of twin-screw multiphase pumps are considered. A comparison of the characteristics of the A6 2BB 450/35 pump (Russia) with double-threaded open profile screws and the MR 250-II pump (t = 64) of Rosscor with singlethreaded closed profile screws showed that the latter have a slightly higher efficiency than open profile screws, but significantly more labor-intensive to manufacture, i.e., replacing the open profile screws with them is unprofitable. The results of testing the A6 2BB 450/35 pump on water and water-air mixture are given.

Keywords: multiphase pump, screws with open and closed profiles, efficiency, manufacturing capacity.

ОСНОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ

Циклоидальное зацепление 1-1 (ц.з. 1-1) — однозаходный ведущий винт и однозаходный ведомый винт с циклоидальным профилем зуба.

Циклоидальное зацепление 1-1 с симметричным профилем (симметричный профиль*) — однозаходный ведущий винт и однозаходный ведомый винт с симметричным относительно оси, проходящей через середину дна впадины, циклоидальным профилем зуба. Квазициклоидальное зацепление 1-1 (к.ц.з. 1-1) — однозаходный ведущий винт и однозаходный ведомый винт с квазициклоидальным профилем зуба по нормали OH-26-06-13—69.

Циклоидальное зацепление 1—1 с несимметричным профилем (несимметричный профиль*) однозаходный ведущий винт и однозаходный ведомый винт с несимметричным циклоидальным профилем зуба.

Циклоидальное зацепление 2-2 (ц.з. 2-2) — двухзаходный ведущий винт и двухзаходный ведомый винт с циклоидальным профилем зуба.

Циклоидальное зацепление 1-2 (ц.з. 1-2) — однозаходный ведущий винт и двухзаходный ведомый винт с циклоидальным профилем зуба.

Циклоидальное зацепление 2-3 (ц.з. 2-3) — двухзаходный ведущий винт и трехзаходный ведомый винт с циклоидальным профилем зуба.

Профили винтов:

ЭВ — эвольвента; ОЭ — обычная эпициклоида; УЭ — удлиненная эпициклоида; УКЭ — укороченная эпициклоида;

 $D_{\rm II1}$ и $D_{\rm II2}$ — диаметры центроид ведущего и ведомого винтов;

 D_{e1} и D_{e2} — диаметры окружностей выступов ведущего и ведомого винтов; D_{i1} и D_{i2} — диаметры окружностей впадин ведущего и ведомого винтов;

*t*₁ и *t*₂ — ходы ведущего и ведомого винтов;

 z_1 и z_2 — числа зубьев образующих зубчатых колес ведущего и ведомого винтов.

ИСТОРИЯ ПРОБЛЕМЫ

Проблема создания оптимальных профилей рабочих органов (PO) насосов восходит к глубокой древности (например: Архимедов винт, эвольвента Эйлера, циклоидальные кривые и т. д.). Наиболее совершенные герметичные PO винтовых насосов возникли после изобретения в 1923 г. шведом Карлом Монтелиусом однозаходного ведущего винта и двухзаходного ведомого винта с циклоидальным профилем. Это зацепление названо нами ц.з. 1-2. Впоследствии он применил герметичное зацепление для трехвинтовых насосов (ц.з. 2-2-2), которое

^{*} Термин взят из работ [5, 6].

известно как профиль фирмы IMO. В нашей стране этот профиль рассчитали и внедрили А. Е. Жмудь и Г. В. Складнев [1]. С изобретения Монтелиуса началось применение герметичных и частично герметичных зацеплений в двухвинтовых насосах, в которых вначале применялись прямоугольные и трапецеидальные профили [2]. Особого успеха в этом направлении добились две германские фирмы — Leistritz и Bornemann. Профили этих фирм подробно проанализировал и применил в СССР О. А. Пыж [3]. Теоретические основы создания герметичных зацеплений для винтовых насосов заложили И. И. Куколевский и О. В. Байбаков, впервые сформулировав шесть условий создания герметичного открытого профиля [4]. Выдающуюся работу по профилям винтов винтовых насосов написал германский профессор Хамельберг (von Friedrich W. Hamelberg) [5]. Он разработал метод анализа герметичности зацеплений винтовых насосов, с помощью которого четко и ясно разделил применявшиеся до 1968 г. профили на пять видов. В отличие от И. И. Куколевского и К. Монтелиуса он показал, что герметичным зацеплением может быть зацепление 1-1 или 2-2 с несимметричным профилем, которое не удовлетворяет шести условиям герметичности.

Профиль вида 1 — двусторонний негерметичный профиль. За основной профиль наиболее общего вида 1 Хамельберг принимает профиль, образованный удлиненной эпициклоидой (УЭ), вогнутой в тело колеса, с фаской разной величины, образованной также УЭ, но выпуклой относительно тела колеса (образованной при обратном качении центроид). При этом образующие шестерни (колеса) винтов (торцевые сечения винтов) идентичны, т. е. $R_{e1} = R_{e2} = R_e$; $R_{i1} = R_{i2} = R_i$; равны также радиусы начала фасок: $R_{f1} = R_{f2} = R_f$. Хамельберг использует безразмерные величины $m_{II} = R_{II}/R_e = D_{II}/D_e$ и $q = R_f/R_e = D_f/D_e$ (рис. 1).



Рис. 1. Двусторонний профиль вида 1: ---- линия зацепления



Рис. 2. Двусторонний профиль ц.з. 1-1 "d" (УЭ); *q* = 1: ---- линия зацепления профилей *AB* и *ab*

Величина относительного (безразмерного) радиуса фаски меняется в пределах $m_{\rm H} \le q \le 1$.

При q = 1 фаска исчезает и профиль образуется одной вогнутой УЭ, этот профиль в ранних наших работах назывался профиль "d" (рис. 2), О. А. Пыж называет его уплотняющим профилем из-за того, что у этого профиля исчезает боковая (треугольная щель), проекция которой — $B_1 B$ (см. рис. 1). В этом случае самая большая средняя щель образуется между точками А и Е. На рис. 2 изображены две идентичные образующие шестерни с профилем "d". Профиль *ab* представляет собой УЭ, вычерченную точкой В образующего круга при качении центроиды I по неподвижной центроиде II. АО "ГМС Ливгидромаш" начало освоение двухвинтовых насосов по отраслевой нормали "Насосы и агрегаты двухвинтовые. Типы и основные параметры" ОН-26-06-13-69, применив квазициклоидальный профиль 1-1 (к.ц.з. 1-1), который представляет собой профиль "d" (УЭ), с некоторыми отклонениями от теоретической удлиненной эпициклоиды, возникающими из-за упрощенной технологии нарезки.

Квазициклоидальный профиль получается в результате нарезания винта трехсторонней дисковой фрезой диаметром, равным наружному диаметру винта, с углом установки (угол между осью вращения фрезы и осью винта), равным углу подъема винтовой линии на окружности вершин винта [1]. Квазициклоидальный профиль имеет отклонения от эпициклоидального, поэтому для сопряжения винтов необходим увеличенный гарантированный зазор, что уменьшает герметичность зацепления. Кроме того, для этого зацепления не выполняются условие Монтелиуса и пункт 5 условий герметичности [1], согласно которому профиль должен быть односторонним (в этом случае он будет открытым). Односторонний профиль — профиль, расположенный по одну сторону от центроиды. Под открытым профилем подразумевается такой профиль винта, который полностью можно получить внедрением режущего инструмента от наружной окружности винта к внутренней (без подрезания), т. е. форма режущего инструмента (профиль резца, фрезы) должна быть монотонно сужающейся. Несмотря на все эти недостатки квазициклоидального профиля, зацепление достаточно герметично, так как полностью закрыты боковые щели.

Технологичность нарезки винтов вынуждает для серийного производства применять открытые профили, например двусторонний профиль ц. з. 1-1 "а" (УЭ + ОЭ) (рис. 3). При q = m (см. рис. 1) фаска достигает своего наибольшего значения и становится начальной головкой профиля, образованной обычной эпициклоидой (ОЭ), а начальная ножка профиля образована УЭ. Профиль получил название УЭ + ОЭ, в наших ранних работах он назывался профиль "а". В этом случае самая большая боковая (треугольная) щель — между точками B_1 и B, но средняя щель между точками А и Е полностью закрыта (см. рис. 1 и 3). Отметим важное достоинство профиля УЭ + ОЭ — он открытый и поэтому получил широкое применение. Широко распространены также профили с небольшой фаской $q \approx 0.9 \div 0.94$. Эти профили условно называются компромиссными, так как они частично закрывают и боковые щели и средние щели; наиболее часто принимают $q \approx 0.9 \div 0.94$, так как наибольшие утечки происходят через боковую щель.

В СССР и России головным предприятием по производству и конструированию винтовых, шестеренных (общепромышленного назначения) и коловратных насосов был и является АО "ГМС Ливгидромаш". Разработаны ГОСТы на одновинтовые, двухвинтовые и трехвинтовые насосы, а также на шестеренные и коловратные насосы. Осваивать двухвинтовые насосы пришлось практически с нуля, так как в СССР питерский (ленинградский) Кировский завод выпускал мелкими сериями насосы нескольких типоразмеров для установок собственного производства, причем профили вин-



Рис. 3. Двусторонний симметричный профиль ц.з. 1-1 "а" (УЭ + ОЭ):

---- — линия зацепления профилей ACB и acв



Рис. 4. Мультифазный двухвинтовой насос Аб 2BB 450/35

тов и технология их нарезки не отвечали требованиям крупного производства. Были изобретены восемь профилей РО с негерметичным зацеплением, на пять из них получены авторские свидетельства, на три — патенты. Получен патент и на один профиль с герметичным зацеплением. Разработаны методы их расчета, а также методы расчета соответствующего режущего инструмента. Шесть профилей с негерметичным зацеплением внедрены на серийных насосах. Из-за сложности нарезки винтов внедрен только один герметичный несимметричный профиль ц.з. 1-1. Разработаны и испытаны 11 герметичных зацеплений, удовлетворяющих условиям Монтелиуса и Куколевского. Учтено также то, что двухвинтовые насосы чаще всего перекачивают жидкость с повышенным содержанием газа (например, мультифазные насосы), где требуется некоторая разгерметизация РО для устранения вибрации (как правило, делают местное увеличение зазора по внешнему диаметру звеньев винтов рядом с концами нагнетания) [6]. Поэтому негерметичные зацепления меньше подвержены вибрации. Одной из важных работ было внедрение новых профилей РО, состоящих из трех и пяти участков, для мультифазных насосов, когда газожидкостная смесь содержит песок, и где требуется плавный профиль для уменьшения износа винтов.

Шесть профилей (УЭ + ОЭ, УЭ + ОЭ \div ОГ + ОЭ, УЭ + ЭВ + УКЭ, УЭ + ОГ + ЭВ + ОЭ, УЭ + ОГ + + ЭВ + УКЭ + ОЭ, УЭ \div УЭ + ЭВ + УКЭ) внедрены на серийных двухвинтовых насосах [1, 7]. Наиболее часто как компромиссный вариант для двухвинтовых насосов применяются ц.з. 1-1 и ц.з. 2-2 с профилями УЭ + ЭВ + УКЭ и УЭ + ОГ + ЭВ + + УКЭ + ОЭ.

Например, для мультифазного двухвинтового насоса A6 2BB 450/35 (рис. 4) применено зацепление ц.з. 2-2 с профилем УЭ + ЭВ + УКЭ (рис. 5). Этот профиль можно применять и для шестеренных насосов (рис. 6). Наиболее герметично ц.з. 1-1 с несимметричным профилем УЭ + ЭВ + УКЭ÷УЭ, где УЭ + ЭВ + УКЭ — силовая сторона, УЭ — уплотняющая сторона, но применяется это зацепление редко из-за сложности изготовления закрытого профиля.Для больших подач, где требуются большие ходы, целесообразно применять ц.з. 2-3.

В последнее время часто возникают вопросы по импортозамещению насосов фирм Houttuin и



Рис. 5. Циклоидальное зацепление 2-2 с профилем УЭ + ЭВ + + УКЭ



Рис. 6. Профиль зубчатого зацепления рабочих органов шестеренного насоса:

— четырехзубые образующие шестерни с профилем УЭ + ЭВ + УКЭ; d_a/d_f = 3; α_{to} = 20°; $\alpha_{C1} = \alpha_{y1}$ = 0; коэффициент торцевого перекрытия (КТП) ε_{max} = 1,03; ---- линия зацепления; $\alpha_{C1} = \alpha_{y1} = 0$; ---- $\alpha_{C1} = \alpha_{y1} = 0$; ---- $\alpha_c > 0$ и $\alpha_y > 0$.



Рис. 7. Образующие шестерни 1 и 2 однозаходных винтов с несимметричным профилем:

уплотняющий профиль $A_1 B_1 B_1 \ (A_2 B_2 B_2) -$ профиль "a"; силовой профиль $E_1 \Gamma_1 \mathcal{A}_1 \ (E_2 \Gamma_2 \mathcal{A}_2) -$ профиль "c"

Rosscor. Эти фирмы применяют несимметричный профиль В, у которого силовая сторона выполнена по эвольвенте, а уплотняющая — по удлиненной эпициклоиде. Возможно выполнение силовой стороны по архимедовой спирали (рис. 7). Уплотняющая, сторона является закрытой, поэтому такой профиль изготовить сложно [1, 5]. Большинство фирм применяют открытые профили. В АО "ГМС Ливгидромаш" по лицензии фирмы Bornemann также разработали открытый профиль, который можно легко получить фрезерованием. В России применяются также усовершенствованные открытые профили винтов, перечисленные выше. Наши предыдущие исследования показали, что в большинстве случаев КПД открытых и закрытых профилей отличаются незначительно, и на возможность применения того или иного профиля вероятно влияние патентов.

Ниже приведены размеры и характеристики мультифазного насоса A6 2BB 450/35 производства AO "ГМС Ливгидромаш" и мультифазного насоса MR 250-II (*t* = 64) голландской фирмы Rosscor.

ISSN 0042-4633. ВЕСТНИК МАШИНОСТРОЕНИЯ. 2019. № 8

ИССЛЕДОВАНИЕ НАСОСОВ А6 2BB 450/35 (*t* = 96) и MR 250-II (*t* = 64)

В связи с отсутствием в АО "ГМС Ливгидромаш" необходимого станочного оборудования для нарезки винтов **большой длины и с большой высотой зуба** для мультифазного насоса MR 250 фирмы Rosscor был спроектирован и изготовлен мультифазный насос A6 2BB 450/35 (см. рис. 4). Была уменьшена высота зуба (50 мм вместо 85 мм), но увеличен ход винта (96 мм вместо 64 мм).

Hacoc A6 2BB 450/35 (t = 96)

Размеры рабочих органов, мм: максимальный диметр винта $D_{\rho} = 280; D_i = 180;$ высота зуба винта 50; винт двухзаходный; ход t = 96; длина барабана 300; общая длина нарезки 300 · 2 + 65 = 665; длина ведущего винта 1620. Параметры насоса A6 2BB 450/35: при частоте вращения $n = 1450 \text{ мин}^{-1}$ геометрическая подача $Q_{\Gamma} = 526 \text{ м}^3/\text{ч}$. Максимальное дифференциальное давление 35 бар. Требуемые по ТЗ параметры насоса: давление на выходе 3,82 МПа = 38,2 бар (избыточное); давление на входе 0,8 $M\Pi a = 8$ бар (избыточное); дифференциальное давление 30,2 бар ≈ 31 кгс/см²; вязкость жидкости 29,33÷41,82 сСт (4,1 °ВУ÷5,73 °ВУ); обводненность 80 %; газовый фактор (при нормальных условиях) 73,67 м³/т; частота вращения 650÷1800 мин⁻¹.

Насос Аб 2BB 450/35 при дифференциальном давлении $\Delta p = 30,2$ бар и частоте вращения $n = 1450 \div 1800$ мин⁻¹ имеет подачу жидкости $Q_{\rm ж} = 195 \div 245 \text{ м}^3/\text{ч}$, при этом подача газожидкостной смеси на входе насоса $Q_{\rm CM} = 460 \div 585 \text{ м}^3/\text{ч}$. (отметим, что размеры насоса определяются именно подачей смеси на входе насоса). Минимальная подача жидкости 181 м³/ч (по заданию) будет обеспечена при частоте вращения n = 1340 мин⁻¹. На-

сос A6 2BB 450/35 в диапазоне частот вращения $n = 1340 \div 1800 \text{ мин}^{-1}$ обеспечивает подачу жидкости $Q_{\rm ж} = 181 \div 245 \text{ м}^3/\text{ч}.$

В табл. 1 и 2 приведены результаты испытаний насоса A6 2BB 450/35. Они соответствуют техническому заданию.

Hacoc MR 250-II (t = 64) фирмы Rosscor

Размеры рабочих органов, мм: $D_e = 295$; $D_i = 125$; высота зуба винта 85; винт однозаходный; ход t = 64; длина барабана 320; общая длина нарезки $320 \cdot 2 + (60 + 60) = 760$. Длина ведущего винта равна 1621 мм. Заметим, что для роторофрезерного станка модели 5А наибольшее расстояние между торцом патрона и центром задней бабки составляет 1625 мм. Наибольший диаметр обрабатываемого ротора — 630 мм. Ход 64 мм есть в таблице рекомендуемых ходов роторов станка. Наибольший ход салазок изделия 1250 мм.

Исследуемый тип изделия MR 250 имеет 6 различных ходов, предназначенных для различных параметров. Область применения этого типа изделия: подача $Q = 385 \div 1080 \text{ м}^3/\text{ч}$; дифференциальное давление $\Delta p = 25 \div 40$ бар.

Параметры насоса MR 250 (t = 64): при частоте вращения $n = 1450 \text{ мин}^{-1}$ геометрическая подача $Q_{\Gamma} = 524 \text{ м}^3/\text{ч}$. Максимальное дифференциальное давление $\Delta p = 35$ бар. Требуемые по T3 параметры насоса приведены выше. Насос MR 250 (t = 64) при дифференциальном давлении 30,2 бар и частоте вращения $n = 1450 \div 1800 \text{ мин}^{-1}$ имеет подачу жидкости $Q_{\pi} = 190 \div 240 \text{ м}^3/\text{ч}$, при этом подача газожидкостной смеси на входе насоса $Q_{\rm CM} = 445 \div 560 \text{ м}^3/\text{ч}$. Минимальная подача жидкости 181 м³/ч (по T3) будет обеспечена при частоте вращения n == 1380 мин⁻¹. Насос MR 250 (t = 64) в диапазоне частот вращения $n = 1380 \div 1800 \text{ мин}^{-1}$ обеспечивает подачу жидкости $Q_{\pi} = 181 \div 240 \text{ м}^3/\text{ч}$.

Таблица 1

Сравнительные параметры насосов A6 2BB 450/35 и MR 250-II (t = 64) ($\Delta p = 15$ бар, n = 1450 мин⁻¹, жидкость — вода)

Насос	Параметры						
	<i>Q</i> _г , м ³ /ч	<i>Q</i> , м ³ /ч	<i>N</i> , кВт	ή _ο , %	ή _M , %	ή, %	
A6 2BB 450/35 MR 250 II (<i>t</i> = 64)	526 524	469 457	408 268	89,1 87,2	52,1 79,9	47,0 69,7	

Таблица 2

Сравнительные параметры насосов A6 2BB 450/35 и MR 250-II (t = 64) ($\Delta p = 35$ бар, n = 1450 мин⁻¹, жидкость — вода)

Насос	Параметры						
	<i>Q</i> _г , м ³ /ч	<i>Q</i> , м ³ /ч	<i>N</i> , кВт	ή _ο , %	ή _M , %	ή, %	
A6 2BB 450/35 MR 250 II (<i>t</i> = 64)	526 524	420 377	610 570	79,8 71,9	82,2 87,7	65,7 63,0	

Вывод: по параметрам насос MR 250 (t = 64) до подачи жидкости $Q_{\rm ж} = 240 \text{ м}^3/\text{ч}$ удовлетворяет требованиям T3.

Для подач жидкости $Q_{\rm x} = 240 \div 500 \text{ м}^3/\text{ч}$ нужны винты с другими ходами. При частоте вращения n == 1450 мин⁻¹ геометрическая подача насоса MR 250 (t = 64) составляет $Q_{\Gamma} = 524 \text{ м}^3/\text{ч};$ при дифференциальном давлении $\Delta p = 30,2$ бар теоретическая мощность $N_{\rm T} = \Delta p Q_{\rm T}/36,7 = 442,6$ кВт. Потребляемая мощность при максимальной вязкости 41,82 сСт = 5,73 °ВУ приблизительно равна 520 кВт. При вязкости 10 °ВУ потребляемая мощность приблизительно равна 540 кВт. При частоте вращения n = 1800 мин⁻¹ геометрическая подача насоса MR 250 (t = 64) составляет $Q_{\Gamma} = 650 \text{ м}^3/\text{ч}$; при дифференциальном давлении $\Delta p = 30,2$ бар теоретическая мощность $N_{\rm T} = \Delta p Q_{\rm T}/36,7 = 549$ кВт. Потребляемая мощность при максимальной вязкости 41,82 сСт = 5,73 °ВУ приблизительно равна 650 кВт. При вязкости 10 °ВУ потребляемая мощность приблизительно равна 680 кВт. Насос MR 250 (t = 64) при дифференциальном давлении 30,2 бар и частоте вращения $n = 1450 \div 1800 \text{ мин}^{-1}$ имеет подачу жидкости $Q_{\rm ж} = 190 \div 240 \text{ м}^3/\text{ч}$, при этом подача газожидкостной смеси на входе насоса $Q_{\rm cm} =$ = 445÷560 м³/ч. Минимальная подача жидкости 181 м³/ч (по заданию) будет обеспечена при частоте вращения n = 1380 мин⁻¹. Насос MR 250 (t = 64) в диапазоне частот вращения $n = 1380 \div 1800$ мин⁻¹ обеспечивает подачу жидкости $Q_{\rm m} = 181 \div 240 \text{ м}^3/\text{ч}.$

Характеристики насоса MR 250-II (t = 64), которые приведены ниже, получены от изготовителя. Обращает на себя внимание то, что тестовые испытания на частоте вращения $n = 1500 \text{ мин}^{-1}$ приведены только до дифференциального давления $\Delta p = 15$ бар, а при дифференциальном давлении $\Delta p = 33$ бар — при частоте вращения $n \approx 725$ мин⁻ , т. е. при частоте вращения в 2 раза меньшей но-, не при неготе вращени в 2 раза меньшен не минальной частоты n = 1450 мин⁻¹. Характеристики насоса MR 250-II (t = 64) до требуемых частоты вращения $n = 1500 \text{ мин}^{-1}$ и дифференциального давления $\Delta p = 33$ бар получены продлением тестовых характеристик. Тестовые испытания проведены только на воде, также нет результатов испытаний на водо-воздушной смеси. Наши испытания проведены на воде при номинальной частоте вращения n = 1450 мин⁻¹ и дифференциальном давлении $\Delta p = 30 \div 31$ бар. При испытании на водовоздушной смеси при номинальной частоте вращения n = 1450 мин⁻¹ и дифференциальном давлении $\Delta p = 30$ бар был достигнут максимальный процент содержания газа в смеси $\alpha = 89.9 \% \approx 90 \%$.

Как видно из табл. 1 и 2, при невысоком дифференциальном давлении $\Delta p = 15$ бар общий КПД ή выше у насоса MR 250-II (t = 64), чем у насоса A6 2BB 450/35. Но при увеличении дифференциального давления до $\Delta p = 35$ бар, наоборот, общий

КПД ή выше у насоса A6 2BB 450/35, чем у насоса MR 250-II (*t* = 64). Объемный КПД ή_о выше у насоса Аб 2ВВ 450/35 на обоих режимах работы, чем у насоса MR 250-II (t = 64). Следовательно, рабочие органы насоса A6 2BB 450/35 более герметичны, чем у насоса MR 250-II (t = 64). Но механический КПД η_{M} насоса Аб 2BB 450/35 значительно ниже, чем у насоса MR 250-II (t = 64). Напомним, что на этих насосах применяются винты разных профилей. Кроме того, винты насоса Аб 2BB 450/35 двухзаходные, а винты насоса MR 250-II (t = 64) однозаходные. Более низкий механический КПД насоса A6 2BB 450/35 объясняется его большими габаритными размерами, чем у насоса MR 250-II (t = 64). Как правило, насосы фирмы Rosscor имеются винты с несимметричным профилем, у которых одна сторона (уплотняющая) профиля — вогнутая (закрытая), вторая сторона (силовая) — выпуклая (открытая). Это говорит о том, что разница в объемном КПД между симметричным и несимметричным профилями не столь значительна, чтобы увеличивать трудоемкость изготовления винтов, применяя несимметричный профиль. Наши профили отличаются от профиля фирмы Bornemann введением дополнительных участков, улучшающих износостойкость профилей и их технологичность. На эти профили получены патенты и авторские свидетельства. На применение профиля фирмы Bornemann у нас также есть лицензия. Этот профиль хорошо зарекомендовал себя во всем мире, а наши профили не уступают ему по обеспечению энергетических и виброшумовых характеристик насосов.

В общем случае при подборе открытого профиля однозаходных или двухзаходных винтов для заданных параметров насоса рассчитывают КПД насоса по работе [1] и выбирают наилучший.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Рязанцев В. М.** Роторно-вращательные насосы с циклоидальными зацеплениями. М.: Машиностроение, 2005. 345 с.

2. **Женовак Н. Г.** Судовые винтовые негерметичные насосы. Л.: Судостроение, 1972. 144 с.

3. Пыж О. А., Харитонов Е. С., Егорова П. Б. Судовые винтовые насосы. Л.: Судостроение, 1969. 196 с.

4. Куколевский И. И., Байбаков О. В. Винтовые насосы с винтами специального профиля. М.: Машгиз, 1963. С. 5—27.

5. **Hamelberg F. W.** Lauferprofile, Lauferkrafte und Leistungen von Schraubenpumpen // VDI-Forschungsheft 527. VDI-Verlag. Dusseldorf: 1968. S. 1–28.

6. **Prang A. J., Cooper P.** Enhanced multiphase flow predictions in twin screw pumps // Proceedings of twenty — first international pump users symposium. 2004. P. 69–76.

7. **Рязанцев В. М.** Циклодальные образующие зубчатые колеса рабочих органов объемных роторных машин и их коэффициенты перекрытия // Вестник машиностроения. 1991. № 9. С. 13—16.

А. Н. ФЕОФАНОВ, д-р техн. наук, Л. А. АМАЧИЕВ (МГТУ "СТАНКИН"), e-mail: feofanov.fan1@yandex.ru

Организация базы данных для повышения эффективности обработки информации, получаемой из протокола системы автоматической оптической инспекции

Предложен способ обработки информации, поступающей на веб-сервер, с помощью языковых средств SQL и PHP. Приведен пример протокола мониторинга печатной платы, полученного на контрольно-измерительной позиции. Рассмотрена возможность снижения информационной нагрузки на технологов и повышение производительности в результате сокращения времени оценки качества выпускаемой продукции.

Ключевые слова: автоматизированная система, база данных, база знаний, языковые средства PHP и SQL.

A method for processing information arriving at a web server using SQL and PHP language tools is proposed. An example of a protocol for monitoring a printed circuit board obtained at a test position is given. The possibility of reducing the information load on technologists and increasing productivity as a result of reducing the time to assess the quality of products is considered.

Keywords: automated system, database, knowledge base, PHP and SQL language tools.

Большая часть электронных изделий, включая печатные платы, по-прежнему поступает в Россию путем приобретения у зарубежных предприятий. В связи с этим в сфере информационных технологий актуальной является задача обеспечения импортозамещения [1].

Для решения задачи важно следовать двум основным тенденциям: контроль качества изделий необходимо выполнять в соответствии с установленными требованиями; объем производства в заданном интервале времени должен приобрести положительную динамику. Изменение тенденций подразумевает, что отечественные предприятия будут использовать более совершенные подходы в работе с информацией и прибегнут к функциональным возможностям современного высокотехнологичного оборудования [2].

В настоящее время системы автоматизированного управления качеством представляют собой одну из главных составляющих отечественных предприятий, обеспечивающих поставку печатных плат на российский рынок.

Система автоматической оптической инспекции (САОИ) представляет собой звено в гибкой автоматической линии, осуществляющее оценку качества сборки печатных узлов или качества нанесения паяльной пасты [3]. При показателях производительности от 40 тысяч компонентов в час наличие такого оборудования на предприятии является крайней необходимостью, поскольку высокая плотность рисунка и минимально допустимые отклонения в производстве высокотехнологичных печатных плат делают неприемлемыми даже малейшие дефекты. Также важно учитывать количество технологических процессов, которые должны отслеживаться уполномоченными работниками предприятия. Все эти процессы регистрируются в протоколе САОИ и являются выходной информацией, по которой в дальнейшем технолог принимает соответствующее решение об эксплуатационной пригодности конкретной единицы изделия или даже целой партии изделий.

Тема исследования актуальна, поскольку в машиностроительной отрасли значимым фактором является способ обработки информации на каждом из уровней иерархической структуры предприятия, начиная от операторов конвейерных линий и технологов, заканчивая высшим руководством [4]. Программное обеспечение может исполнять различные математические операции, включая статистическую обработку входных данных в кратчайшие сроки [5]. При этом исключается риск допущения ошибки на уровне вычисления конечного результата и предоставления статистических данных в доступном для технолога формате.

САОИ регистрирует каждое изделие, которое проходит через систему. В процессе мониторинга печатных плат формируется протокол данных, который используется технологами для верификации изделий. При этом данные протокола оформляются в виде табличной структуры и могут быть выгружены на локальный диск в расширении xml или любом другом расширении, которое предусмотрено установленным программным обеспечением (ПО). Каждый протокол содержит в себе следующую ключевую информацию: номер идентификатора отдельной единицы продукции (или же номер целой партии), показатели заявленных технических характеристик и результат испытания.

Верификация печатных плат выполняется следующим образом: технолог вносит данные из заявки заказчика в соответствующий раздел базы данных (БД) САОИ, а система, сопоставляя сведения из технического задания (ТЗ) и данные мониторинга элек-





Рис. 1. Протокол испытаний печатных плат, полученный на контрольно-измерительной позиции

тронных изделий, возвращает специалисту результат испытания. Полученный протокол результатов испытаний может включать в себя десятки тысяч записей об эксплуатационной пригодности или непригодности каждой единицы продукции. Таким образом, недостатком ПО САОИ является способ предоставления данных технологу: специалист должен самостоятельно обработать колоссальный объем информации, сформировать выборку данных, выявить зависимости и узкие места в производстве печатных плат. Данные операции могут привести к дополнительным экономическим затратам за счет расширения штата сотрудников или к потере временных ресурсов из-за увеличения трудоемкости процесса обработки информации.

Решением задачи может стать дополнительное ПО, установленное на веб-сервер или локальный сервер (для осуществления работы исключительно внутри одного предприятия). Основным достоинством веб-сервера является расширение коммуникаций между отделами одного предприятия: пользоваться программным обеспечением на удаленной основе смогут все сотрудники, включая и высшее руководство, что повы-

сит оперативность предоставления информации в необходимые подразделения предприятия. Также преимуществом данного подхода является адаптивность ресурса под различные категории устройств: персональные компьютеры, планшеты, современные мобильные устройства. Таким образом, уполномоченное ответственное лицо сможет получать информацию о статусе проверки текущей партии печатных плат, находясь в любой точке мира, используя мобильный телефон и Интернет.

Преимуществами локального сервера является безопасность информации, хранящейся в БД, поскольку данный подход не требует выхода в публичную сеть. Недостатком, соответственно, является невозможность получения актуальных данных технологом (или другим сотрудником), находящимся за пределами предприятия. Для работы с данными, хранящимися на сервере, принято использовать языковые средства *SQL*.

SQL (Structured Query Language) — формальный непроцедурный язык программирования, основным назначением которого является создание, обновление и управление данными в произвольной реляционной БД. Работа с данными осуществляется в системе управления базами данных (СУБД).

На рис. 1 представлен пример реляционной модели БД, в состав которой входят три таблицы: products, characteristics и protocol. Представленная база уже прошла обязательную процедуру нормализации, в процессе которой была устранена избыточность данных. В результате кортеж cid таблицы characteristics связан отношением 1 ко множеству с одноименной строкой таблицы protocol, и аналогичное соотношение установлено между кортежами pid таблиц products и protocol.

Оптимизированная БД позволяет сократить число запросов при поиске, модификации или удалении хранимой информации. Таким образом, с помощью СУБД можно управлять данными, но подобные системы, как, например, *MySQL* серьезно ограничены в функциональных возможностях. *PHP* является языком веб-программирования, который в связке с *SQL* предоставляет более гибкую номенклатуру инструментов для обработки информации.

PHP (*Personal Home Page Tools,* в настоящее время *Hypertext Preprocessor*) представляет собой язык программирования для написания скриптов и программных модулей самого различного уровня сложности. Стоит отметить, что данный высокоуровневый язык используется для написания исключительно веб-приложений, а для распознавания его логики необходим *PHP*-интерпретатор (сервер).

Синтаксис языка *PHP* включает в себя набор функций, который позволяет осуществить подключение к базе данных по ряду ключевых параметров, а также обращаться к таблицам и соответствующим кортежам путем использования *SQL*-запросов. Обязательными параметрами для подключения к БД являются имя сервера, имя пользователя, пароль пользователя и наименование БД.

Технолог, имея доступ к БД, может оперировать *SQL*-запросами для получения информации по конкретной единице продукции или же для целого ряда печатных плат, которые объединены определенной характеристикой. Обратимся к таблице *protocol*, представленной на рис. 1. Если технологу необходимо получить все значения характеристик изделия с *pid* 02888, специалист получит выборку, отправив через СУБД *MySQL* следующий запрос:

SELECT * FROM 'protocol' WHERE 'pid' = 02888.

В ответ на запрос СУБД в качестве ответа возвратит все строки, содержащие в себе соответствующий идентификатор продукта *pid*.

Такой подход является эффективным при поиске информации в небольших по объему БД. Однако, если речь идет о нескольких десятках таблиц, содержащих в себе больше 100 тысяч строк, целесообразно использовать функциональные возможности *PHP* для создания гибкой системы обработки информации. Например, нет необходимости всякий раз генерировать сложный запрос, когда есть возможность заранее предусмотреть готовую поисковую форму, представленную на рис. 2.

Согласно последним исследованиям в области машиностроения специализированные отечественные предприятия, выпускают в среднем 300 тысяч печатных плат в сутки. За этот же период времени электронная версия протокола, которая генерируется на контрольно-измерительной позиции, успевает скомпилировать порядка 3 миллионов строк данных, поскольку на каждую единицу изделий приходится кортеж данных, состоящий из ряда характеристик.

Обработка данных выполняется средствами непроцедурных

НТМІ, синтаксис Файл search.php <html> <?php require "config.php"; \$pid = \$_POST['pid'] <head> <title> Поиск данных </title> \$sql = mysql query(«SELECT * FROM protocol' WHERE pid'= '\$pid.'''), echo «tr>vtl><id>/td><cid</td> </head> <body> pidvalue <form action = "search.php" while (\$row = mysql_fetch_array(\$sql) method = "post"> echo "".\$row['oid']." \$row['cid']." ".\$row['pid']." ".\$row['pid']." ".\$row['yalue']." "; <input type = "text" name = "pid"> <input type = "sumbit" } valeu = 'Показать выборку'> echo ""; </form> ?> </body>

Рис. 2. Пример поисковой формы, полученной в результате запроса из HTML-формы

языков программирования, а результат предоставляется в громоздком табличном виде. Технолог получает на выходе САОИ обработанную системой информацию, сопоставленную с данными из ТЗ. Однако даже такой подход требует от специалиста значительных затрат по времени: в случае обнаружения ряда дефектов задачей отдела технического контроля является выявление причин брака, а в основе исследования будут использовать данные протокола [6].

Интеграция соответствующего ПО в набор инструментов технолога позволит специалисту предприятия использовать готовые алгоритмы для работы с информацией. Язык *SQL* будет использоваться в качестве способа обращения к конкретному кортежу данных, а набор *PHP*-скриптов позволит обработать информацию, полученную на САОИ, и предоставить результат в доступном структурированном виде.

Информационная поддержка является одним из важных факторов при контроле качества электронных изделий. Дефекты, распознанные САОИ, классифицируются по их критичности и по возможности ремонта [7]. На сегодняшний день подобные системы контроля не способны самостоятельно оценивать уровень критичности дефекта. Поэтому рядом с контрольно-измерительными позициями на предприятиях интегрируются станции верификации [8]. Печатные платы, на которых был обнаружен хотя бы один дефект, отправляется на верификацию к технологу. Специалист, опираясь на визуальный контроль и данные протокола, принимает решение об эксплуатационной пригодности изделия или партии изделий. Информацию, содержащуюся в выходном документе (протоколе), следует представлять в структурированном виде, и при этом должен быть реализован набор инструментов, который позволит производить выборки кортежей БД по заданным параметрам (идентификаторам или характеристикам печатных плат) [9].

Постепенно темпы роста российского производства печатных плат начинают быть сопоставимы с европейскими. Заметна тенденция уменьшения доли простых двухсторонних плат за счет существенного увеличения производства многослойных, гибких, а также плат с высокой плотностью проводников. Таким образом, исследование альтернативных способов обработки информации и создание вспомогательного ПО является темой, заслуживающей отдельного внимания на фоне ситуации на мировом рынке [10].

В. Е. ЩЕРБА, В. В. ШАЛАЙ, доктора технических наук, А. Ю. КОНДЮРИН, Е. Ю. НОСОВ, кандидаты технических наук, А. М. БАЖЕНОВ, Е. А. ЛЫСЕНКО, канд. техн. наук, А. П. БОЛШТЯНСКИЙ, д-р техн. наук (Омский ГТУ), e-mail: Scherba_v_e@list.ru

Разработка и исследование экспериментального образца поршневой гибридной энергетической машины

Рассмотрены вопросы разработки и экспериментального исследования образца гибридной энергетической машины. Описаны конструкции экспериментального образца и экспериментального стенда для исследования основных мгновенных и интегральных параметров образца. Составлен план экспериментальных исследований. Проанализировано влияние давлений нагнетания компрессора и насоса и частоты вращения коленчатого вала на рабочие процессы и эксплуатационные параметры исследуемой машины.

Ключевые слова: поршневая гибридная энергетическая машина, поршневой компрессор, поршневой насос, рабочие процессы, охлаждение компрессора, поршневое уплотнение.

The issues of development and experimental study of a sample of a hybrid energy machine are considered. The constructions of the experimental sample and the test bench for the study of the basic instantaneous and integral parameters of the sample are described. A plan of experimental studies is developed. The influence of the discharge pressure of the compressor and pump and the rotational frequency of the crankshaft on the working processes and operating parameters of the machine under investigation is analyzed.

Keywords: piston hybrid energy machine, piston compressor, piston pump, work processes, compressor cooling, piston seal.

Важнейшей и необходимой частью всех научных исследований являются экспериментальные исследования, на проведение которых расходуется до 70÷75 % от общих материальных ресурсов, затрачиваемых на проведение НИР [1]. Экспериментальные исследования имеют самостоятельное значение и могут использоваться для подтверждения теоретических исследований. С развитием вычислительной техники и методов математического моделирования доля экспериментальных исследований, направленных на подтверждение адекватности разработанных математических моделей, увеличивается.

Экспериментальные исследования включают в себя: проектирование, конструирование и изготовление экспериментального образца, подбор измерительного оборудования и создание экспериментального стенда, планирование и проведение экспериментальных исследований, обработка и анализ полученных результатов.

Конструкция экспериментального образца

Объединение поршневого компрессора и поршневого насоса в единый агрегат, получивший название поршневой гибридной энергетической машины (ПГЭМОД), дает ряд несомненных преимуществ [2], основные из которых: улучшение охлаждения деталей цилиндропоршневой группы и

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

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. Денис Колисниченко. РНР и MySQL. Разработка Web-приложений. СПб.: БХВ-Петербург, 2015. 593 с.

2. Мэт Зандстра. РНР. Объекты, шаблоны и методики программирования. СПб.: Вильямс, 2015. 576 с.

3. **Феофанов А. Н.** Технологическое оборудование автоматизированных машиностроительных производств. М.: Станкин, 2017. 317 с.

4. Амачиев Л. А., Феофанов А. Н. Описание фрагмента программного обеспечения для автоматизированной обработки данных при верификации электронных изделий // Международный научно-исследовательский журнал. 2016. № 6 (48). Ч. 2. С. 15—18.

5. Амачиев Л. А., Феофанов А. Н. Создание базы данных при идентификации электронной продукции // Международный научно-исследовательский журнал. 2015. № 11. (42). Ч. 2. С. 6—8.

6. Феофанов А. Н., Корнеева В. М., Негримовская Н. П. Расчет оптимального числа экспертов и объема выявляемых данных по результатам предварительного опроса // Экономика и управление в машиностроении. 2013. № 2 (26). С. 53–58.

7. Организация и проведение монтажа и ремонта промышленного оборудования: Учебник для студ. учреждений сред. проф. образования / А. Н. Феофанов, А. Г. Схиртладзе, В. Г. Митрофанов и др.: в 2 ч. Ч. 1. М.: Издательский центр "Академия", 2016. 272 с.

8. Феофанов А. Н., Манелюк С. Ю. Разработка системы геометрического моделирования компоновок агрегатных станков // Эл. ж-л "Научная визуализация". 2016. № 3 (8). С. 132—144.

9. Феофанов А. Н., Юдин Г. В. Оценка надежности производственного процесса с применением аппарата нечеткой логики // Качество и жизнь. 2016. № 4 (12). С. 58—62.

10. Григорьев С. Н., Мартинов Г. М. Проблемы, тенденции и перспективы развития систем числового программного управления технологических систем и комплексов // Автоматизация в промышленности. 2013. № 5. С. 4—7.



Рис. 1. 3D-изображение компоновки экспериментального образца поршневой гибридной машины:

1 — картер; 2 — заглушка; 3 — крышка подшипника; 4 — подшипник; 5 — сальник; 6 — приводной вал; 7 — кривошип; 8 противовес; 9 — крышка картера; 10 — направляющая крейцкопфа; 11 — крейцкопф; 12 — палец; 13 — шатун; 14 — шток; 15 — поршень; 16 — сальник; 17 — уплотнение; 18 — цилиндр; 19 — клапанная коробка; 20 — дренаж; 21 — задняя опора

как следствие улучшение охлаждения сжимаемого газа; уменьшение утечек и перетечек компримируемого газа вследствие организации гидравлического затвора в цилиндропоршневой группе; уменьшение работы сил трения вследствие организации гарантированного жидкостного трения в цилиндропоршневой группе. В настоящее время известны несколько компоновок компрессора и насоса в единый агрегат. Наибольшее распространение получила компоновка поршневой машины двухстороннего действия, у которой одна рабочая полость компрессорная (надпоршневая), а вторая — насосная (подпоршневая). Как правило, расположение машины вертикальное. На рис. 1 показано 3D-изображение компоновки экспериментального образца поршневой гибридной энергетической машины, а на рис. 2 — его продольное сечение.

Механизм привода — кривошипно-шатунный, содержит сборный коленчатый вал (приводной

ISSN 0042-4633. ВЕСТНИК МАШИНОСТРОЕНИЯ. 2019. № 8

вал 6 совместно с противовесом 8, кривошип 7, задняя опора 21, выполненная заодно с противовесом 8, и шатун 13 с пальцем 12 и крейцкопфом 11). Заодно с крейцкопфом 11 и соосно ему изготовлен шток 14, на котором с помощью болта закреплен поршень 15.

В качестве газораспределительных органов в компрессорной секции использовались лепестковые клапаны, фотографии которых приведены на рис. 3.

На рис. 4 показано сечение использующихся в машине жидкостных самодействующих обратных клапанов, которые установлены в нижней части цилиндра *18* (на рис. 2 условно не показаны).

С учетом имеющегося опыта экспериментального исследования поршневых гибридных энерге-



Рис. 2. Продольное сечение экспериментального образца поршневой гибридной машины (обозначения см. рис. 1)



Рис. 3. Фотографии лепестковых клапанов, установленных в клапанной коробке компрессорной секции



Рис. 4. Продольное сечение самодействующего жидкостного клапана:

1 — задняя опора-направляющая; 2 — корпус; 3 — фланец впуска; 4 — седло с отверстиями; 5 — стяжка; 6 — пружина сжатия; 7 — запорный элемент; 8 — фланец выпуска

тических машин [3, 4] при построении конструкции экспериментального образца были выбраны следующие основные геометрические размеры: ход поршня — 0,05 м; рабочая длина цилиндра — 0,1 м; длина поршня — 0,049 м; радиальный зазор между поршнем и цилиндром — 6 мкм.

Привод возвратно-поступательного движения поршня — кривошипно-шатунный, конструкция цилиндропоршневой группы (ЦПГ) — цилиндропоршневая пара с дифференциальным поршнем, в надпоршневой полости — камера сжатия газа, в подпоршневой (штоковой) полости — камера сжатия жидкости. Цилиндр, поршень и шток — стальные, материал — сталь 45, термообработка — закалка до твердости 35÷40 *HRC*.

Уплотнение штока — манжетное, работающее как активное уплотнение; уплотнения плоских разъемов — картонные прокладки из электротехнического картона.

Экспериментальный стенд и измерительное оборудование

Для исследования рабочих процессов созданного экспериментального образца ПГЭМОД был спроектирован, а затем и создан экспериментальный стенд. При проектировании экспериментального стенда выдвигались и реализовывались следующие основные требования:

наличие высокой эргономики, позволяющей легко и оперативно воспринимать текущую информацию и воздействовать на основные регулируемые параметры, вплоть до аварийной остановки работы стенда;

возможность плавного изменения частоты вращения приводного вала машины с фиксацией частоты возвратно-поступательного движения поршня;

измерение и поддержание стационарных параметров на линиях всасывания и нагнетания жидкости и газа;

измерение мгновенных значений давлений в рабочих полостях с выводом индикаторных диаграмм этих полостей в цифровом и графическом виде;

измерение производительности газовой и жид-костной рабочих полостей;

измерение утечек рабочих сред;

измерение температуры газа и жидкости на всасывании и нагнетании, а также температуры внутренней поверхности клапанной плиты компрессорной секции.

В соответствии с этими требованиями сформирована гидропневматическая схема стенда, представленная на рис. 5.

Максимальные давления нагнетания выбраны: для воздуха — 1,0 МПа; для жидкости — 3,0 МПа.

Для выполнения требования возможности плавного изменения частоты вращения приводного вала машины был выбран объемный гидравлический привод, включающий в себя аксиально-поршневой насос переменной производительности модели 313.3.56.804 с давлением нагнетания 6,3 МПа и аксиально-поршневой гидромотор модели 310.3.56.01.03.В.У.

Стационарные давления измеряют манометрами и датчиками, мгновенные давления — тензометрическими датчиками.

В качестве рабочей газовой среды используется атмосферный воздух, давление всасывания составляет 0,1 МПа.





В качестве рабочей жидкости можно использовать любое минеральное масло с кинематической вязкостью от 10 до 400 мм²/с (10÷400 сСт), давление всасывания 0,1 МПа.

Для поддержания стационарного давления на жидкостной линии нагнетания установлен пневматический гидроаккумулятор с датчиком давления воздуха Danfoss MBS 3000. Такой же датчик использован для измерения давления всасывания жидкости. Расходы жидкости измеряются расходомерами TПР 20-8, температуры на всасывании и нагнетании — датчиками TW-N PT100; температура жидкости в баках контролируется датчиками ДТС-035-50M.В3. Величина утечек измеряется объемным методом.

В качестве расходомеров воздуха на всасывании и нагнетания компрессорной полости используются расходомеры модели SMCPF2A751-F04-67N-M, для измерения давлений всасывания и нагнетания — датчики модели PSE530-M5-1. Для измерения стационарной температуры клапанной плиты используется датчик модели AD22100 STZ.

Гидропневматическая схема стенда насыщена устройствами очистки жидкости и газа, предохранительными устройствами и переключателями направления потоков, позволяющими организовать работу испытуемой ПГЭМОД на разных режимах.

Методика проведения экспериментальных исследований

При проведении экспериментальных исследований в качестве независимых параметров были выбраны:

1) давление *p*_{н.к} нагнетания в компрессорной секции;

2) давление *p*_{н.н} нагнетания в насосной секции;

3) частота *n*_{об} вращения коленчатого вала.

Кроме того, приняли, что номинальное давление всасывания в насосной и компрессорной секциях одинаково ($p_{\text{BC}.\text{K}} = p_{\text{BC}.\text{H}}$) и равно 10⁵ Па (1 бар).

В качестве функций отклика принимались:

1. Количество жидкости, выносимой в линию нагнетания компрессорной секции в единицу времени, ΔV_w л/мин;

2. Параметры теплонапряженности цилиндро-поршневой группы:

2.1. Температура $T_{\rm kp}$ поверхности клапанной плиты компрессорной секции.

2.2. Средняя температура Т_{ц.ср} цилиндра.

2.3. Средняя температура $\overline{T}_{\Pi\Pi\Gamma}$ цилиндропоршневой группы.

3. Температура $T_{\rm BC.K}$ всасываемого газа.

4. Коэффициент λ подачи в компрессорной секции.

5. Объемный КПД _{поб} насосной секции.

Радиальный зазор в гладком щелевом уплотнении был измерен и составил 6 мкм. При пла-

нировании эксперимента использовали классический план с дробными репликами. Диапазоны изменения независимых параметров составили: $p_{\rm H.K} = (4\div7)10^5 \,\, \Pi {\rm a;} \,\, p_{\rm H.H} = (4\div11)10^5 \,\, \Pi {\rm a;} \,\, n_{\rm ob} = (250\div350) \,\, {\rm миh}^{-1}$. Экспериментальные исследования проводили следующим образом:

1. При $p_{\rm H,H} = 9 \cdot 10^5$ Па и $n_{\rm ob} = 280$ мин⁻¹ изменяли давление нагнетания $p_{\rm H,K}$ компрессорной секции в диапазоне $(4\div7)10^5$ Па.

2. При $p_{\rm H.K} = 5 \cdot 10^5$ и $n_{\rm ob} = 280$ мин⁻¹ изменяли давление нагнетания $p_{\rm H.H}$ насосной секции в диапазоне (5÷11)10⁵ Па.

3. При постоянных значениях давления нагнетания в компрессорной ($p_{\rm H.K} = 5 \cdot 10^5$ Па) и насосной ($p_{\rm H.H} = 9 \cdot 10^5$ Па) секциях изменяли частоту вращения коленчатого вала от 250 до 350 мин⁻¹.

Результаты экспериментальных исследований

1. Давление нагнетания в насосной секции.

С увеличением давления нагнетания в насосной секции увеличивается количество жидкости, поступающей в компрессорную секцию и, соответственно, в линию нагнетания. С увеличением $p_{\rm H.H}$ величина ΔV_w практически не изменяется и остается на весьма низком уровне. Незначительное изменение ΔV_w при увеличении $p_{\rm H.H}$ приводит к весьма малому изменению температуры поверхности клапанной плиты, температуры поверхности цилиндра и средней температуры поверхности рабочей камеры компрессорной секции, определяемой в соответствии с работой [5].

Увеличение давления нагнетания в насосной секции оказывает также незначительное влияние на температуру всасываемого воздуха. Увеличение жидкости в сжимаемом газе при увеличении $p_{\rm H.H}$ приводит к уменьшению мертвого пространства, что увеличивает значение объемного коэффициента λ_0 .

Увеличение объемного коэффициента λ_0 , при незначительном увеличении температурного коэффициента λ_T приводит к увеличению коэффициента подачи λ с увеличением $p_{\rm H.H}$ (рис. 6). Так, при $p_{\rm H.H} = 5 \cdot 10^5$ Па коэффициент $\lambda = 0,545$, а при $p_{\rm H.H} = 11 \cdot 10^5$ Па коэффициент λ увеличивается до 0,727.

2. Давление нагнетания в компрессорной секции.

С увеличением давления нагнетания в компрессорной секции количество жидкости, выносимой в линию нагнетания секции, уменьшается, причем эта зависимость практически линейная. Уменьшение количества выносимой жидкости обусловлено увеличением расхода жидкости через щелевое уплотнение из компрессорной секции в насосную.

Уменьшение количества охлаждающей жидкости в рабочей полости компрессорной секции ухудшает охлаждение деталей цилиндропоршневой группы. На рис. 7 представлено изменение температуры $T_{\rm K, II}$ поверхности клапанной плиты, сред-

ней температуры $T_{\rm ц.сp}$ поверхности стенок цилиндра и средней температуры $\overline{T}_{\rm ЦП\Gamma}$ поверхности деталей цилиндропоршневой группы от давления нагнетания компрессорной секции. Максимальное изменение температуры поверхности составляет около 8 К, при увеличении $p_{\rm H.K}$ с 4 · 10⁵ до 7 · 10⁵ Па.

Увеличение температуры поверхности стенок цилиндропоршневой группы приводит к нагреванию всасываемого газа на ≈ 2 К, т. е. к уменьшению температурного коэффициента λ_T . Уменьшение λ_T и λ_0 при увеличении $p_{\rm H.K}$ приводит к уменьшению коэффициента подачи λ . Увеличение давления нагнетания $p_{\rm H.H}$ приводит к увеличению индикаторного изотермического КПД вследствие уменьшения потерь давления в процессе нагнетания несмотря на увеличение потерь работы в процессе сжатия из-за отклонения процесса от изотермического (см. рис. 6).

3. Частота вращения коленчатого вала.

С увеличением частоты вращения n_{ob} коленчатого вала количество охлаждающей жидкости, выталкиваемой в линию нагнетания компрессорной секции за единицу времени, увеличивается. Кроме



Рис. 6. Зависимости средней температуры T_{IIIII} цилиндропоршневой группы и коэффициента λ подачи компрессорной секции от давления $p_{\rm H,H}$ нагнетания насосной секции



Рис. 7. Зависимости температуры $T_{\rm K.II}$ клапанной плиты, средней

температуры $T_{\rm II, cp}$ цилиндра и средней температуры $\overline{T}_{\rm II, IIIF}$ цилиндропоршневой группы от давления $p_{\rm H,K}$ нагнетания компрессорной секции



Рис. 8. Зависимости коэффициента λ подачи компрессорной секции и объемного КПД η_{ob} насосной секции от частоты n_{ob} вращения коленчатого вала

того, увеличивается температура поверхностей деталей цилиндропоршневой группы. Однако это увеличение невелико и составляет около 2 К.

Температура всасываемого воздуха с увеличением *n*_{об} изменяется незначительно и ее амплитуда составляет менее 1 К. Увеличение потерь давления на всасывании при увеличении n_{00} приводит к увеличению потерь давления на всасывании и уменьшению коэффициента λ_p , а следовательно, к уменьшению коэффициента подачи λ (рис. 8). Необходимо отметить, что изменение λ с увеличением *n*_{об} незначительно и находится в пределах 4 %. С увеличением *n*об увеличиваются инерционные потери напора в линии всасывания и в линии нагнетания насосной секции [6]. Увеличение инерционных потерь напора на всасывании приводит к уменьшению объемного КПД (см. рис. 8). Зависимость η_{ob} от n_{ob} частоты вращения значима и с увеличением not наблюдается существенное уменьшение η_{об}.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. Лудченко А. А., Лудченко Я. А., Примак Т. А. Основы научных исследований. Киев: Изд-во общества "Знания", 2000. 114 с.

2. Анализ основных преимуществ объединения компрессоров и насосов объемного действия в единый агрегат / В. Е. Щерба, А. П. Болштянский, С. Ю. Кайгородов, Д. А. Кузеева // Вестник машиностроения. 2015. № 12. С. 15—19.

3. Насос-компрессоры. Рабочие процессы и основы проектирования / В. Е. Щерба, А. П. Болштянский, В. В. Шалай, А. В. Ходорева. М.: Машиностроение, 2013. 388 с.

4. **Разработка** и исследование поршневого уплотнения, выполненного в виде гладкой щели ступенчатого вида, для поршневой гибридной энергетической машины объемного действия // В. Е. Щерба, Е. А. Лысенко, Г. А. Нестеренко и др. // Химическое и нефтегазовое машиностроение. 2016. № 4. С. 45—48.

5. Пластинин П. И. Поршневые компрессоры. В 2 т. Т. 1. Теория и расчет. М.: Колос, 2000. 456 с.

6. **Орлов Ю. М.** Объемные гидравлические машины. Конструкция, проектирование, расчет. М.: Машино-строение, 2006. 222 с.

Е. С. АСКАРОВ, канд. техн. наук (Казахский НИТУ им. К. И. Сатпаева, г. Алматы, Казахстан), e-mail: erlan57@mail.ru

Разработка конструкции кулачково-винтового механического пресса усилием 400 кН

Рассмотрена конструкция механического пресса кулачково-винтового типа. Даны расчеты основных конструктивных параметров пресса усилием 400 кН. Высота пресса уменьшена на 19% по сравнению с аналогичным кривошипным. Конструкция нового пресса проще и надежнее кривошипного аналога.

Ключевые слова: механический пресс, кулачково-винтовой пресс, обработка металлов давлением.

The design of the mechanical cam-screw type press is considered. Calculations of the main design parameters of the press with a force of 400 kN are given. The height of the press is reduced by 19 % compared with the analogous crank press. The design of the new press is simpler and more reliable than the crank analog.

Keywords: mechanical press, cam-screw press, metal forming.

В работах [1-4] рассмотрен оригинальный кулачково-винтовой механический пресс (рис. 1, а), имеющий приводной вал 1, на котором соосно расположен цилиндр 2 с конической винтовой поверхностью 3 с углом α наклона образующей АЕ к оси вала 1. Поверхность имеет скос под углом в к горизонтали. Под цилиндром 2 установлен ползун 4 с инструментом 8, имеющий возможность свободного вертикального осевого движения в корпусе 5. Возврат ползуна в исходное положение осуществляется пружиной 7. В верхней части ползуна 4 имеется вогнутая поверхность 6, выполненная с возможностью контакта с винтовой поверхностью 3 и наклоненная под углом β к горизонтали. На валу 1 установлены полумуфты 11 и 12, которые соединяются механизмом включения 10, а размыкаются пружиной 9. Теоретическая длина хода ползуна составляет h (см. рис. 1, а), реальная длина меньше (примерно 0,75*h*).

Для создания рабочего пресса с достаточно большим усилием

важно обеспечить удельное давление на рабочие детали, не превышающее допустимое. Предлагаемый кулачково-винтовой пресс имеет достаточно большое пятно контакта в сопрягаемых звеньях. В работах [1, 2] предлагаются формулы, по которым можно определить форму и площадь пятна контакта, показанного на рис. 2 в виде заштрихованной области [1, 2].

Для практических расчетов площади пятна контакта эти формулы не совсем пригодны. Можно предложить упрощенную формулу, которая дает подходящий для практики результат. Пятно контакта можно рассматривать как равнобедренный треугольник, площадь *S* которого определяет-

ся из выражения $L = 2R\pi \frac{2\phi}{360^{\circ}}$ в виде:

$$S = 0.75 BL0.5 =$$

= 0.7 B2 R\pi \frac{2\phi}{360^{\circ}} 0.5 =
= 1.5 BR\pi \frac{\phi}{360^{\circ}}, \mmm{ mm}^2,

где *В* — длина гребня, мм (рис. 3, 4); *R* — средний радиус, мм; ϕ — угол.

Для пресса усилием P = 400 кН предлагаются следующие значения конструктивных параметров: B = 60 мм, R = 200 мм, $\phi = 40^{\circ}$, S = 6283 мм².



Рис. 1. Схема кулачково-винтового пресса (a) и схема к расчету усилий P_0 пресса (б)



Рис. 2. Схема определения формы пятна контакта (заштриховано)



Рис. 3. Упрощенная форма пятна контакта

Определим удельное нормальное напряжение по формуле

$$\sigma = \frac{P}{S} = \frac{400\ 000}{6283 \cdot 10^{-6}} =$$
$$= 64 \cdot 10^{6} \ \Pi a = 64 \ \text{M} \Pi a.$$

Максимально допускаемое нормальное напряжение для

конструкционной стали не более 300 МПа. Для нормальной долговременной работы механизма примем допускаемое удельное напряжение равным не более 65 МПа. Видим, что нормальное напряжение в механизме пресса меньше принятого допускаемого.

Определим мощность двигателя пресса. В работах [1, 2] приведена формула расчета усилия P_0 пресса:

$$P_{0} = \frac{P_{0}}{R_{0} + \frac{Mh_{1}/h}{360^{\circ}} tg\gamma tg(\beta + \psi)} + \frac{Mh_{2}/h}{R_{0} + \frac{Mh_{2}/h}{360^{\circ}} tg(\alpha_{a} + \psi)}.$$
 (1)

В формуле (1)
$$R_0 + \frac{\pi g \alpha \varphi_i}{360^\circ} = R_{\rm cp}$$

при $\varphi_i = 180^\circ$, следовательно, формулу (1) можно упростить:

$$P_0 = \frac{Mh_1/h}{R_{\rm cp} tg\gamma tg(\beta + \psi)} + \frac{Mh_2/h}{R_{\rm cp} tg(\alpha_a + \psi)}.$$

Злесь:

 $\psi = 1,5^{\circ}$ — угол трения, который учитывает трение между поверхностями: чем меньше трение, тем меньше угол;

$$h_{1} = l_{p,x} tg\beta; h_{2} = l_{p,x} tg\alpha;$$

$$h = h_{1} + h_{2}; l_{p,x} = 0,9t;$$

$$tg\gamma = t/2\pi R_{cp};$$

$$tg\alpha_{a} \approx \frac{\Delta R}{2R_{cp}\pi} = \frac{ttg\alpha}{2\pi R_{cp}}$$

(см. рис. 1, б);

 $R_{\rm cp}$ — средний радиус спирали Архимеда; ΔR — увеличение радиуса спирали Архимеда за один оборот вала.

Примем следующие параметры для пресса:

мощность двигателя N = 11 кBr, частота вращения $n_{\text{д}} = 750 \text{ мин}^{-1}$; $\psi = 1,5^{\circ}$; $\alpha = 9^{\circ}$; $\beta = 7^{\circ}$; $R_{\text{cp}} = 200 \text{ мм}$; t = 155 мм.

Частота вращения вала пресса $n = 100 \text{ мин}^{-1}$.

Крутящий момент на валу пресса:

$$M = \frac{N}{\omega} = \frac{N}{0,1n} = 1100 \text{ H} \cdot \text{m}.$$

Определим угол ү:

$$\mathrm{tg}\gamma = \frac{t}{2\pi R_{\mathrm{cp}}} = 0,123; \quad \gamma = 7^{\circ}.$$

Находим:

 $h_1 = l_{p.x} tg\beta = 0.9t tg\beta = 17,13 \text{ MM};$ $h_2 = l_{p.x} tg\alpha = 0.9t tg\alpha = 22,1 \text{ MM};$



Рис. 4. Схема для расчета площади пятна контакта



Рис. 5. Схема пресса с уменьшенной высотой



Рис. 6. Основной узел пресса усилием 400 кН

$$\begin{split} h &= h_2 + h_1 = 39,23 \text{ MM}; \\ \mathrm{tg}\alpha_\mathrm{a} &\approx \frac{\Delta R}{2R_\mathrm{cp}\pi} = \frac{t\mathrm{tg}\alpha}{2\pi R_\mathrm{cp}} = 0,0195; \\ \alpha_\mathrm{a} &= 1,1^\circ; \\ P_0 &= \frac{Mh_1/h}{R_\mathrm{cp}\mathrm{tg}\gamma\mathrm{tg}(\beta+\psi)} + \\ &+ \frac{Mh_2/h}{R_\mathrm{cp}\mathrm{tg}(\alpha_\mathrm{a}+\psi)} = 198\ 019\ \mathrm{H}. \end{split}$$

Расчетное усилие пресса составляет $P_0 = 198\ 019\ H$. За счет инерционной силы маховика пресс сможет развить усилие до 400 000 H. Расчетное усилие составляет половину номинального при ходе ползуна $h = 39\ MM$.

Для сравнения серийный кривошипный пресс модели КД 2126 с номинальным усилием $P_1 =$ = 400 000 H, имеющий двигатель мощностью $N_1 =$ 4700 BT и частоту вращения главного вала $n_1 = 100 \text{ мин}^{-1}$, при ходе в 10 мм (длина кривошипа r = 5 мм [5]) по расчету может развить усилие

$$P_{\rm lp} = \frac{N_{\rm l}}{0.1n_{\rm l}r} = 94\ 000\ \rm H,$$

т. е. менее 1/4 заявленного номинального усилия.

На основании представленных расчетов предлагаются следующие параметры пресса с номинальным усилием 400 кН:

1. Расчетное усилие — 198 кН.

2. Мощность электродвигателя — 11 кВт.

3. Частота вращения вала пресса — 100 мин^{-1} .

Ход ползуна — 39 мм.

 Геометрические параметры кулачково-винтовой поверхности: средний радиус — 200 мм;

шаг — 155 мм; длина гребня — 60 мм; углы: $\alpha = 9^{\circ}$; $\beta = 7^{\circ}$; $\gamma = 7^{\circ}$.

На рис. 5 представлена несколько измененная схема пресса. Для уменьшения высоты пресса и упрощения технологии изготовления предлагается на ползуне 1 расположить направляющие скалки 2, которые свободно вертикально перемещаются в верхней части корпуса 3. На скалках 2 имеются возвратные пружины 4.



Рис. 7. Общий вид пресса:

I — корпус; 2 — вал; 3 — кулачково-винтовая поверхность; 4 — кулачковая муфта; 5 — электромагнитная катушка

Снизу к ползуну 1 примыкают поддоны 5. Такая схема обеспечивает меньшую высоту пресса и позволяет создать замкнутое пространство вокруг цилиндра 6, поверхностей 7 и 8, скалок 2, которое можно заполнить маслом, что значительно улучшит условия работы деталей пресса.

На рис. 6 показан основной узел пресса, на рис. 7 — чертеж общего вида с указанием основных конструктивных размеров. Для замыкания кулачковой муфты 4 предлагается использовать электромагнитную катушку 5.

Габаритные размеры пресса 995 × 1020 × 2160 мм. Для сравнения габаритные размеры существующего пресса КД 2126 составляют $1330 \times 1380 \times 2680$ мм. Таким образом, предлагаемый пресс намного меньше существующего, его высота меньше на 520 мм, т. е. на 19 %.

Выводы

Выполнены расчеты основных параметров кулачково-винтового пресса усилием 400 кН, получены его основные конструктивные параметры и размеры. Проработана компоновка пресса, установлено расположение его основных узлов и деталей. Предложенная конструкция пресса отличается простотой и надежностью, высота пресса уменьшена на 19 % по сравнению с существующим прессом модели КД 2126.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. Аскаров Е. С. Механический пресс на основе кулачкового механизма с увеличенным пятном контакта // Вестник машиностроения. 2003. № 12. С. 3—11.

2. Аскаров Е. С. Новый кулачково-винтовой механический пресс. Исследование и анализ: Монография. Алматы: Экономика, 2016. 59 с.

3. Аскаров Е. С. Новый кулачково-винтовой механический пресс // Вестник машиностроения. 2015. № 4. С. 32—35.

4. **New cam** and screw press — inventor Askarov E. S. https://www.youtube.com/watch?v=lJbjrj8PEBU

5. **КД 2126** — пресс однокривошипный простого действия открытый ненаклоняемый. http://stankikatalog.ru/sprav_kd2126.htm М. С. СТОЛБОВ, канд. техн. наук (Владимирский ГУ им. А. Г. и Н. Г. Столетовых), e-mail: mihai_stolbov@mail.ru

Термотропная двухзонная модель сгорания топлива в ДВС

Предложена термотропная двухзонная модель сгорания топлива в ДВС, методически основанная на представлении неравновесного процесса в виде трех взаимосвязанных равновесных процессов, протекающих в сложной термодинамической системе. Это обеспечивает большее приближение расчетных значений средних и локальных параметров газа, чем традиционные методы технической термодинамики. Преемственность относительно традиционной термодинамики и математическая простота позволяют применять модель в учебной практике технических вузов.

Ключевые слова: поршневой двигатель, термотропный термодинамический процесс, неравновесный процесс сгорания, стехиометрическое соотношение, смесь идеальных газов, релаксация, диссоциация, моделирование.

A thermotropic two-zone model of fuel combustion in an internal combustion engine is proposed, methodically based on the representation of a non-equilibrium process as three interconnected equilibrium processes occurring in a complex thermodynamic system. This provides a greater approximation of the calculated values of the average and local parameters of the gas than the traditional methods of technical thermodynamics. The continuity with respect to traditional thermodynamics and mathematical simplicity make it possible to apply the model in the educational practice of technical universities.

Keywords: piston engine, thermotropic thermodynamic process, nonequilibrium combustion process, stoichiometric ratio, a mixture of ideal gases, relaxation, dissociation, simulation.

Реальные процессы сгорания топлива в ДВС сопровождаются существенной неравномерностью локальных параметров в отдельных зонах камеры сгорания (КС) двигателя. Знание давлений и температур газа в зонах с повышенной тепловой нагрузкой весьма важно, поскольку позволяет более обоснованно, чем по осредненным параметрам, оценивать прочность и термостойкость ответственных деталей ДВС, образование токсичных соединений и неравномерность теплоотдачи в стенки внутрицилиндрового пространства.

Аддитивная структура уравнений давления и температуры идеального термотропного процесса [1, 2], представленных в виде суммы парциальных составляющих — адиабатной и тепловой, позволяет реализовать эту возможность. В статье приведен термодинамический метод, при котором реальный неравновесный процесс сгорания представлен в виде трех взаимосвязанных равновесных процессов, протекающих в сложной термодинамической системе.

Рассмотрим схему (рис. 1) системы, в которой осуществляется основной процесс — термотропный процесс расширения, являющийся моделью видимого сгорания в КС. Объем системы ограничен деформируемой оболочкой 1 и разделен перегородкой 2 на две подсистемы, в которых протекают два остальные процесса.

Давление и температура термотропного процесса [1, 2] составляют:

$$p = p_1 \Big[(1 - A_T) (v/v_1)^{-k_0} + A_T (v/v_1)^{-m} \Big]; \qquad (1)$$

$$T = T_1 \Big[(1 - A_T) (v/v_1)^{-k_0 + 1} + A_T (v/v_1)^{-m + 1} \Big] =$$

= $T_1 (p/p_1) (v/v_1),$ (2)

где
$$A_T = \frac{q_0(k_0 - 1)(1 - m)}{RT_1(k_0 - m)\Delta_v}$$
 и

 $\Delta_v = (v_2/v_1)^{1-m} - 1$ — безразмерные параметры;



Рис. 1. Схема двухобъемной термодинамической системы термотропного процесса расширения:

I — оболочка системы; *2* — перегородка; ГИ — горячий источник; *A* и *Q* — подсистемы; l_A , l_Q — работы подсистем над внешней средой; $p_{A(Q)}$, $T_{A(Q)}$, $m_{A(Q)}$, $v_{A(Q)}$ — давления, температуры, доли рабочего тела и объемы подсистем; Δm_A — часть рабочего тела, поступающего из *A* в *Q*; Δu_Q — часть внутренней энергии, поступающей из *Q* в *A*

 $q_0 = (1 - K_d) H_u / (M_{\rm CM} \mu_0) - \text{Teky}$ щая удельная теплота процесса, отнесенная к начальной массе рабочего тела; *К*_d — коэффициент потерь теплоты на диссоциацию; *H*_{*u*} — низшая теплота сгорания топлива; $M_{\rm CM}$ — количество газа в системе, отнесенное к 1 кг топлива; μ_0 — кажущаяся молярная масса газа в системе; *R* — газовая постоянная; p_1 и T_1 — начальные давление и температура газа; *k*₀ и *m* — показатели адиабаты и термотропы; *v*, *v*₁ и *v*₂ — текущий, начальный и конечный удельные объемы в системе.

Второй процесс — адиабатный — осуществляется в подсистеме A (см. рис. 1) на основании уравнений адиабатных парциальных давления и температуры, входящих в уравнения (1) и (2). Третий процесс протекает в тепловой подсистеме Q, куда поступает теплота q от внешнего горячего источника (ГИ).

Степень неравновесности реального процесса сгорания оценивается по отклонениям параметров газа в подсистемах от их значений в основной системе.

Количество и объемы газа в системе и подсистемах А и Q. Уравнения термотропного процесса получены для общего количества М_{см} рабочего тела. Рассмотрение процессов в подсистемах А и Q требует разделения рабочего тела, которое проведем при соблюдении условий: рабочим телом в системе является смесь идеальных газов; количество $M_{\rm CM}$ рабочего тела в системе равно сумме количеств M_A и M_O тел; частицы тела в подсистеме Qхимически взаимодействуют и разделение газа между подсистемами осуществляется по стехиометрическим соотношениям; в подсистеме А рабочим телом является воздух; в начале процесса в подсистеме *Q* содержится некоторое количество воздуха, расходуемое в реальном ДВС на химические реакции в период задержки воспламенения [3]; образовавшиеся промежуточные продукты в течение процесса превращаются в газ со свойствами продуктов полного сгорания, включая их диссоциацию; средние теплоемкости газов в системе и подсистемах определяются температурами, осредненными по соответствующим объемам.

Распределение общего количества газа между подсистемами определяется на основе законов кинетики реакций сгорания топлива [3, 4]. Количество газа в системе, отнесенное к 1 кг топлива,

$$M_{CM} = \alpha L_0,$$

где α — отношение общего количества воздуха к стехиометрическому (коэффициент избытка воздуха); L_0 — стехиометрическое количество воздуха, необходимое для сгорания 1 кг топлива.

Текущее количество продуктов сгорания в подсистеме Q, отнесенное к 1 кг топлива,

$$M_{O} = \beta_{0} L_{0} [\delta_{3} + (1 - \delta_{3})x],$$

а текущая доля продуктов сгорания

$$m_Q = \frac{M_Q}{M_{\rm cM}} =$$
$$= \beta_0 \alpha^{-1} [\delta_3 + (1 - \delta_3)x],$$

где β_0 — теоретический коэффициент молекулярного изменения; δ_3 — относительная доля $\beta_0 L_0$, содержащаяся в Q до начала процесса; x — характеристика притока теплоты q в термотропном процессе.

Характеристика поступления теплоты, передаваемой из ГИ в объем Q (см. рис. 1), выражается зависимостью

$$x = [(v/v_1)^{1-m} - 1] \times [(v_2/v_1)^{1-m} - 1]^{-1}.$$

Текущая доля воздуха в объеме *A* согласно балансу масс составляет:

$$m_A = (M_{\rm CM} - M_Q) M_{\rm CM}^{-1} = 1 - m_Q.$$



Рис. 2. Изменение долей рабочего тела в зависимости от относительного объема расширения при показателе степени термотропы m = 3: $1 - m_A$; $2 - m_O$

В начале процесса при $v = v_1$ и x = 0 величины $m_{Q1} = \beta_0 \delta_3 / \alpha$, $m_{A1} = 1 - \beta_0 \delta_3 / \alpha$, а в конце сгорания при $v = v_2$ и x = 1 величины $m_{Q2} = \beta_0 / \alpha$, $m_{A2} = 1 - \beta_0 / \alpha$.

Для бензиновых двигателей $\alpha = 1,04 \div 1,1$ (минимальное значение исключает недостаток окислителя, т. е. $m_{A2} \ge 0$), $L_0 = 0,512$, $\beta_0 = 1,073/\alpha$; для дизелей $\alpha = 1,4 - 2,2$, $L_0 = 0,495$, $\beta_0 = 1,064/\alpha$. Величина δ_3 принимается равной для бензиновых двигателей 0,007 \div 0,010, для дизелей 0,02 \div 0,04.

Изменения долей рабочего тела в подсистемах A и Q приведены на рис. 2. Наибольшая интенсивность поступления рабочего тела из A в Q имеет место в начале процесса, что определяется характеристикой x.

Текущие удельные объемы системы и подсистем *A* и *Q*:

$$v = p_1 v_1 T / (T_1 p);$$
 (3)

$$v_A = p_1 v_1 m_A T_A / (T_1 p);$$
 (4)

$$v_Q = v - v_A. \tag{5}$$

Давления и температуры в системе и подсистемах *A* и *Q*. Параметры газа определяются на основе теплового баланса в системе и подсистемах.

Процессы в подсистемах не должны нарушать энергообмен основной системы с внешней средой, осуществляемый в формах теплоты q и работы $l_A + l_Q$

над внешней средой (см. рис. 1). Поэтому при всех состояниях системы в ходе термотропного процесса сумма внутренних энергий в подсистемах равна удельной внутренней энергии системы:

$$\Delta u = \Delta u_A + \Delta u_O. \tag{6}$$

Текущая внутренняя энергия газа в системе находится по уравнению

$$\Delta u = [R_{\mu}/\mu_0(k_0 - 1)](T - T_1), (7)$$

где кажущаяся молярная масса μ_0 газа в системе для процессов с показателем термотропы $m = 3 \div 7$ приближенно принята постоянной:

$$\mu_0 = \mu_A [1 + (\beta_0 - 1) x_{cp}] \approx \\ \approx \mu_A (0.8\beta_0 + 0.2).$$
(8)

Внутренняя энергия газа в подсистеме *А* составляет:

$$\Delta u_A = [R_{\mu}m_A/\mu_A(k_A - 1)] \times (T_A - T_1).$$
(9)

Внутренняя энергия газа в подсистеме *Q* находится из формулы (3):

$$\Delta u_Q = \Delta u - \Delta u_A =$$

$$= [R_{\mu}m_Q/\mu_Q(k_Q - 1)] \times$$

$$\times (T_Q - T_1). \quad (10)$$

В уравнениях (7)—(10) R_{μ} универсальная газовая постоянная; k_0 , k_A , k_Q — значения показателей адиабат для соответствующих средних температур процессов в системе и подсистемах; μ_A и μ_Q — молярные массы газовых компонент в подсистемах Aи Q; T_1 и T, T_A , T_Q — начальная и текущие температуры в системе и в подсистемах.

Подставив уравнения (7)—(10) в формулу (6), сократив постоянную R_{μ} и приняв, что горючая смесь, поступившая из *A* в *Q*, превращается в продукты сгорания ($\mu_Q/\mu_A = \beta_0$), получим уравнение для определения температуры *T_{OT}*:

$$T_{QT} = \frac{\beta_0 (k_Q - 1)}{m_Q} \times \left[\frac{T - T_1}{\mu_0 / \mu_A (k_1 - 1)} - \frac{m_A (T_A - T_1)}{k_A - 1} \right] + T_1.$$
(11)

Значения параметров газа в разных зонах КС реального двигателя зависят от процессов релаксации. В настоящей работе рассмотрены три условных варианта релаксации: 1) время релаксации давления и температуры существенно больше времени действительного сгорания, поэтому эти явления в ходе процесса не проявляются; в этом случае текущие давления и температуры в системе и подсистемах имеют разные значения; 2) время релаксации давления существенно меньше времени сгорания, поэтому релаксация давления принимается завершенной полностью, а релаксация температуры — частично; текущие давления в подсистемах равны давлению в системе, а текущие температуры различаются; 3) время релаксации давления и температуры существенно меньше времени сгорания, поэтому релаксации давления и температуры принимаются полностью завершенными; текущие давления и температуры в подсистемах равны давлению и температуре в системе; вариант релаксации задается в исходных данных.

Принято, что реальные газодинамические и тепломассобменные процессы релаксации, происходящие на границе подсистем в течение процесса, моделируются перегородкой 2 (см. рис. 1); перегородка, обладая проницаемостью для пропуска стехиометрического количества газа, является также проницаемой для обмена внутренней энергией между подсистемами и деформируемой в зависимости от объема подсистем; зависящие от релаксации текущие значения параметров газа в ходе термотропного процесса учитываются подбором показателя *m* по экспериментальной индикаторной диаграмме.

Диссоциация газа. Для нахождения потерь теплоты от диссоциации в качестве исходной принимается температура T_{QT} , формула которой это явление не учитывает.

Приближенно диссоциацию продуктов сгорания находят по методу, представленному в работе [5]. Равновесные степени диссоциации определяются из условия динамического равновесия скоростей прямых реакций окисления углерода и водорода и обратных реакций диссоциации углекислого газа и паров воды. Степень диссоциации, зависящая от температуры и общего давления в смеси, находится путем решения неявных уравнений:

$$\frac{(1 - r_{\rm C(H)})[2(1 + 0.5r_{\rm C(H)})]^{0.5}}{r_{\rm C(H)}^{2}} = K_{\rm pC(H)}p^{0.5}, \qquad (12)$$

(

где $r_{\rm C}$ и $r_{\rm H}$ — текущие значения степеней диссоциации CO₂ и H₂O на составляющие CO, H₂ и O₂; $K_{\rm pC(H)}$ — константа равновесия по парциальным давлениям компонент газа; p — полное давление смеси согласно формуле (1) (измеряется в атмосферах).

Значения K_p для CO₂ и H₂O в зависимости от температуры приведены в таблице по данным работы [5].

Коэффициент K_d потерь теплоты на диссоциацию, предварительно принимаемый в формуле (1) равным нулю, при наличии диссоциации становится переменной величиной.

Температура, К					
2000	2500	3000	3500		
730 3460	26,2 165	2,92 21,6	0,621 5,0		
	2000 730 3460	Темпера 2000 2500 730 26,2 3460 165	Температура, Р 2000 2500 3000 730 26,2 2,92 3460 165 21,6		



Рис. 3. Изменение давлений p, p_A , p_Q газа в системе и подсистемах A(a) и Q(b) в зависимости от относительного объема v/v_1 расширения:

0 — давление в основной системе; *1* — вариант 1, релаксации отсутствуют; *2* — вариант 2, полная релаксация давления и частично температуры; *3* — вариант 3, полные релаксации давления и температуры



Рис. 4. Изменение температур T, T_A , T_Q газа в системе и подсистемах A (*a*) и Q (*b*) в зависимости от относительного объема расширения:

0 — температура в основной системе; кривые *1*, *2*, *3* соответствуют вариантам 1, 2, 3 релаксации давления и температуры (см. рис. 3)

Согласно составу топлива и его теплотворой способности, определяемой по формуле Менделеева, текущее значение коэффициента K_d потерь на диссоциацию в зависимости от диссоциации газов составляет:

$$K_{d\bar{0}(\pi)} = \frac{a_{\bar{0}(\pi)}r_{\rm C} + b_{\bar{0}(\pi)}r_{\rm H}}{c_{\bar{0}(\pi)} + b_{\bar{0}(\pi)}}.$$
 (13)

Здесь в коэффициенте K_d и коэффициентах a, b и c нижние индексы "б" означают бензин, "д" — дизельное топливо. Значения коэффициентов равны: $a_6 = 19.9, a_{\pi} = 20.3, b_6 = 15.4, b_{\pi} = 13.3, c_6 = 28.6, c_{\pi} = 29.2.$

Путем подстановки в формулу (1) текущих значений коэффициента K_d и определения по выражениям (1), (2), (10) уточненных параметров термотропного процесса в системе достигается дальнейшее приближение к реальным параметрам газа путем учета диссоциации газов.

В качестве примера рассмотрим термотропный процесс расширения в сложной системе с двумя подсистемами для трех вариантов: 1) релаксации давления и температуры отсутствуют; 2) релаксация давления завершена полностью, а связанная с этим релаксация температуры — частично; 3) релаксации давления и температуры завершены полностью.

Частные случаи общих формул, приводимые при рассмотрении вариантов, отмечаются верхними индексами «'», «"» и «""».

Основные исходные данные: начальная удельная теплота процесса $q_0 = 1745$ Дж/кг (возд.); начальные давление, температура и удельный объем системы: $p_1 = 5,06$ МПа, $T_1 = 900$ К и $v_1 = 0,051$ м³/кг (возд.); степень расширения $v_2/v_1 = 8$; показатель термотропы $\tilde{m} = 3$; отношение $\alpha = 1,7;$ доля количества рабочего тела, расходуемая на образование промежуточных продуктов окисления, $\delta_3 = 0.04$; стехиометрическое количество газа, необходимое для полного сгорания 1 кг топлива $L_0 = 0,495$ кмоль (возд.)/кг (топл.); молярная масса газа в подсистеме $A \mu_A =$ = 28,96 кг (возд.)/кмоль (возд.); теплотворность топлива H_{μ} = = 42,5 МДж/кг (топл.); средние значения показателей адиабат, осредненных по объемам в системе и подсистемах: в вариантах 1 и 2 $k_0 = 1,3, k_A = 1,36, k_Q = 1,25;$ в варианте 3 $k_0 = k_A = k_Q = 1,3.$

Кривые *1—3* изменения параметров при осуществлении термотропного процесса в системе и процессов в подсистемах при разных вариантах представлены на рис. 3—6. Для сравнения на ри-



Рис. 5. Изменения коэффициента K_d потерь теплоты на диссоциацию и степеней диссоциации углекислого газа (r_C) и водяного пара (r_H) в подсистеме Q в зависимости от относительного объема v/v_1 расширения

сунках приведены кривые 0 (нулевой вариант) параметров термотропного процесса в основной системе (с неразделенным рабочим телом).

Вариант 1. На рис. 3—6 кривые параметров, соответствующие варианту 1, обозначены 1. Для сравнения на рис. 7 приведена кривая внутренней энергии термотропного процесса, отнесенной к удельной теплоте основного процесса. Кривые 1 внутренней энергии в варианте 1 занимают крайние положения — нижнее в подсистеме A и верхнее в подсистеме Q (см. рис. 7, a и δ).

Давление и температура в подсистеме *А* определяются по формулам адиабатных составля-

ющих (1) и (2): $p'_A = p_1 (v/v_1)^{-k_0}$ и $T'_A = T_1 (v/v_1)^{1-k_0}$. В результа-

те максимальные давления и температуры в подсистеме Q (кривые I, на рис. 3, δ и 4, δ) достигли соответственно 14,5 МПа и 3090 К, а в конце процесса — 1,7 МПа и 2270 К. Характерно, что максимальные значения температуры в объеме Q наблюдаются существенно раньше, чем средняя по объему температура (кривая 0, на рис. 4, δ).

Реальные температуры ниже расчетных из-за тепловых потерь в стенки КС и реакций диссоциации. Релаксация давления в реальных условиях, являющаяся в основном газодинамическим процессом, сопровождается волновыми явлениями в газе, что может уже в начале процесса сгорания приводить к нарушению нормального сгорания, взрывному росту скоростей горения и локальной детонации [6].

Удельные объемы при расширении увеличились в основной системе с 0,054 до 0,381 ${\rm m}^3/{\rm kr}$ смеси, в подсистеме A — с 0,054 до 0,157 ${\rm m}^3/{\rm kr}$, а в подсистеме Q — с 0,001 до 0,224 ${\rm m}^3/{\rm kr}$.

Модель первого варианта имеет лишь теоретическое значение. Она нехарактерна для ДВС, где



Рис. 6. Кривые 1-3 изменения удельных объемов газа в подсистемах A (a) и Q (b) в зависимости от относительного объема расширения соответственно при вариантах 1-3 релаксации давления и температуры (см. рис. 3)



Рис. 7. Изменение отношений внутренних энергий к удельной теплоте процесса в системе и подсистемах A(a) и $Q(\delta)$ в зависимости от относительного объема расширения:

0 — относительная внутренняя энергия термотропного процесса в основной системе; I-3 кривые, соответствующие вариантам 1-3 релаксации давления и температуры (см. рис. 3)

релаксация давления протекает одновременно со сгоранием, и является иллюстрацией возможного уровня термодинамических параметров газа в начале релаксации давления, по которым можно приближенно оценить вероятность нарушений нормального сгорания, возникновения детонации и повышенной токсичности.

Вариант 2. На рис. 3—7 кривые параметров, соответствующие варианту 2, обозначены 2, переменные в варианте 2 имеют верхний индекс «'».

Полная релаксация давления обусловила равенство

$$p_A'' = p_Q'' = p,$$

где давление *p* определяется по формуле (1).

Повышение давления в подсистеме А объясняется пропуском перегородкой 2 (см. рис. 1) из подсистемы Q внутренней энергии, эквивалентной частичной релаксации температуры в среде подсистемы А. Это обусловило рост температуры от парциальной адиабатной T'_{A} до T''_{A} . Из-за притока энергии в подсистеме A кривая 2 (см. рис. 7, a) переместилась из положения 1 вверх (в положение 2), а в подсистеме Q кривая 2 сместилась вниз относительно кривой 1 (см. рис. 7, б). Рост T'_A до T''_A (см. рис. 4, а, кривые 1 и 2) свидетельствует также о том, что в варианте 2 термодинамический процесс в подсистеме *A* не является адиабатным.

Согласно рис. 3 кривые 2 изменения давлений в подсистемах A и Q совпали с кривыми 0 давлений в основной системе. Давление, согласно формуле (1), возросло от начального значения 5,1 МПа до максимального 6,3 МПа и далее при расширении объемов A и Q уменьшилось до 1,2 МПа.

Формулу температуры адиабатной составляющей T''_A в формуле (2) в данном случае удобно выразить через давление. При $p''_A = p$ она имеет вид:

$$T_A'' = T_1(p/p_1)^{(k_A - 1)/k_A}.$$
 (14)

Температура в подсистеме A (см. рис. 4, a, кривая 2) согласно формуле (13) увеличилась с 960 К в начале процесса до максимальной температуры 1000 К, затем уменьшилась к концу процесса до 740 К. В среднем T''_A выше адиабатной температуры на 110÷100 К (в публикациях это явление известно как Махе-эффект).

В подсистеме *Q* температура (см. рис. 4, б, кривая 2) изменяется от 960 К в начале процесса до максимального значения 2880 К. по окончании процесса снижается до 2150 К. Это значение меньше температур в варианте 1 на 150÷55 К, но больше нулевого (кривые 2 и 0 на рис. 4, б) на 1300÷600 К. Максимумы температур в варианте 2, как и в варианте 1 (кривые 1 и 2 на рис. 4, δ), наблюдаются в самом начале процессов при относительных объемах расширения системы 1,4÷1,6.

Повышение температур в подсистеме Q выше 2000 К обусловило возникновение процессов диссоциации углекислого газа и паров воды. На рис. 5 показаны изменения коэффициента K_d и степеней диссоциации углекислого газа (r_C) и водяного пара $(r_{\rm H})$ в подсистеме *Q*. Кривые этих параметров изменяются идентично кривым температур, их наибольшие значения приходятся на начало процесса и составляют: $K_d = 0.08$; $r_{\rm C} = 0.15$; $r_{\rm H} = 0.04$. По мере расширения объемов потери теплоты от диссоциации резко снижаются.

При максимальной диссоциации снижения максимальных давления и температуры газа по сравнению с расчетными составляют соответственно 0,22 МПа и 65 К в основном процессе системы и 0,4 МПа и 155 К в подсистеме *Q*.

Уровень температур в подсистеме Q варианта 2 с учетом диссоциации близок к локальным температурам, полученным экспериментально [6].

Удельные объемы газа в подсистемах А и Q при расширении (см. рис. 6) возрастают, поскольку степень расширения объемов подсистем преобладает над относительным изменением в них масс. Удельный объем в системе v находится по уравнению (1), v''_{A} находится по уравнению (1), v_A — по уравнению (4) при $T_A = T_A''$, а v_Q'' по формуле (5) при $v_A = v_A''$. Так, удельный объем v''_A с учетом переноса рабочего тела в Q увеличился в ходе расширения незначительно — с 0,054 до 0,070 м³/кг (возд.), а v_Q'' из-за поступления рабочего тела из подсистемы А возрос с 0,001 до 0,311 м³/кг (возд.) (см. рис. 6, а и б, кривые *2*).

Вариант 2 является наиболее близкой термодинамической моделью реального процесса сгорания в ДВС. Учет диссоциации газа позволил дополнительно приблизить отклонения температур T''_A и T''_Q от средних по системе температур к реальным отклонениям локальных температур от средних в КС.

Вариант 3. На рис. 3—7 кривые для варианта 3 обозначены 3. Давление, как и во втором варианте, одинаково в системе и обеих подсистемах и определяется по формуле (1). Проницаемость перегородки обусловила приток внутренней энергии из подсистемы Q в подсистему A, соответствующий полной релаксации температуры, т. е. до достижения равенства

$$T_A^{'''} = T.$$
 (15)

Из рис. 3, *а* и *б* следует, что выполнение условия (15) вызвало в варианте 3 смещение кривых 3 относительно кривых 2 намного большее, чем кривых 2 относительно кривых 1 в варианте 2. Расчеты показывают, что основная доля относительной энергии $\Delta u_A/q_0$ при полной релаксации обоих параметров в 10÷8 раз превышает энергию релаксации только давления.

Подставив в формулу (8) значения температуры по условию (15), а также обусловленное равенством температур в системе равенство $k_A = k_O = k_0$, получим:

$$T_{O}^{\prime\prime\prime} = (\mu_{Q}/\mu_{0})(T - T_{1}) + T_{1}.$$
 (16)

Из формулы (16) видно, что условие различимости газов в подсистемах путем учета неравенства молярных масс μ_0 в системе и продуктов сгорания μ_Q привело к отклонению T_Q''' от T. Поэтому кривая 3 на рис. 4, δ пролегает несколько выше линии 0, разница давлений при этом составляет 0,02÷0,04 МПа, а температур — 15÷20 К.

Вариант 3 отличается от нулевого только разделением рабочего тела между подсистемами. Полное совпадение (если пренебречь условием о различимости компонентов смеси) линий *3* с линиями 0 основного равновесного процесса свидетельствует о том, что разделение газа между подсистемами не нарушает характер изменения параметров термотропного процесса.

Удельные объемы v_A''' и v_Q''' также определяются по формулам (12) и (13), но для $p_A''' = p$ и $T_Q''' \approx T$. Из-за роста температуры И. К. АЛЕКСАНДРОВ, д-р техн. наук, В. А. РАКОВ, канд. техн. наук (Вологодский ГУ), e-mail: aleksandrovik@vogu35.ru

Способ экспериментально-теоретического определения фрикционных характеристик пары трения для передачи вращательного движения с учетом скоростного и нагрузочного режимов

Предложен новый способ измерения фрикционных характеристик пары трения для передачи вращательного движения. Приведено теоретическое обоснование методики исследований.

Ключевые слова: коэффициент трения, момент холостого хода, момент инерции.

A new method for measuring the frictional characteristics of a friction pair for transmitting rotational motion is proposed. The theoretical justification of the research methodology is given.

Keywords: friction coefficient, idle moment, moment of inertia.

Экспериментальные исследования фрикционных потерь в опорах валов, представленные в работах [1—3], выполнялись применительно к условиям тихоходных режимов, при этом делалось допущение о незначительности влияния на величину потерь скоростного режима пары трения. Тем не менее, естественно, возникает потребность количественно оценить степень корректности данного допущения. В связи с этим были предложены и запатентованы [4] описанные ниже способ и устройство экспериментально-теоретического определения фрикционных характеристик элемента кинематической цепи для передачи вращательного движения с учетом частоты его вращения.

Наиболее близким по технической сущности к предлагаемому техническому решению является способ экспериментально-теоретического определения фрикционных характеристик пары трения для передачи вращательного движения [2].

Согласно указанному методическому подходу испытуемую пару трения подвергают прокручиванию на "ползучих" скоростях в прямом и обратном

(Окончание статьи. Начало см. на стр. 22)

при ее полной релаксации в подсистеме A и соответствующего снижения в подсистеме Q удельные объемы v_A''' и v_Q''' практически совпали с объемами варианта 1 (кривые 3 на рис. 4, a и δ).

Модель варианта 3, также как и нулевого, не отражает реальности. Она иллюстрирует лишь теоретически возможный уровень температур равновесного процесса при учете различия молярных масс компонентов газовой смеси.

Максимальные температуры в подсистеме Q мало зависят от показателя *m* термотропы и доли δ_3 воздуха, расходуемой на химические реакции в период задержки воспламенения. Так, увеличение *m* с 3 до 6 вследствие большей интенсивности поступления теплоты в начальной стадии процесса повышает T_{Omax} с 3011 до 3053 К в варианте 1, с 2820 до 2940 К в варианте 2 и с 1820 до 2000 К в варианте 3. Уменьшение δ_3 с 0,04 до 0,01 приводит к росту T_{Qmax} в варианте 1 с 2990 К до 3060 К, в варианте 2 — с 2800 до 2860 К, а в варианте 3 T_{Qmax} практически не зависит от δ_3 и составляет 1815 К.

Предложенный метод термодинамического моделирования реального неравновесного процесса в камерах сгорания ДВС может быть использован для приближенной оценки локальных температур в КС, а также их зависимости от основных влияющих факторов. Математическая простота позволяет применить метод в курсах технической термодинамики и теплотехники технических вузов.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. Столбов М. С., Эфрос В. В. Анализ и аналитическое описание идеального термотропного цикла ДВС // Вестник машиностроения. № 6. 2016. С. 82-85.

2. Столбов М. С. Термотропные газовые процессы и циклы. LAP LAMBERT Academic Publishing RU. 2018. с. 121. ISBN 978-613-7-75075-9.

3. **Кавтарадзе Р. 3.** Теория поршневых двигателей. Специальные главы: Учебник для вузов. М.: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2008. 720 с.

4. Иноземцев Н. В. Исследование и расчет рабочего процесса авиационного дизеля. М.: Гос. изд-во оборонной промышленности, 1941. 128 с.

5. Померанцев В. В., Арефьев К. М., Ахмедов Д. Б. Основы практической теории горения Л.: Энергия, 1973. С. 263.

6. **Теория** двигателей внутреннего сгорания / Под ред. Н. Х. Дьяченко. Л.: Машиностроение (Ленингр. отдние), 1974. 552 с.

направлениях при различных значениях крутящего (полезного) момента $M_{\text{пол}}$ и измеряют момент $M_{\text{с}}$ сопротивления прокручиванию испытуемого элемента. Затем на основании двух массивов экспериментальных значений $M_{\text{пол}}$ и $M_{\text{с}}$ путем аппроксимации с использованием метода наименьших квадратов получают зависимость $M_{\text{с}} = f(M_{\text{пол}})$ в виде функции

$$M_{\rm c} = f_{\rm TP} M_{\rm \Pi O \Pi} + M_{\rm X}, \, {\rm H} \cdot {\rm M},$$

где $f_{\rm Tp}$ — коэффициент трения; $M_{\rm X}$ — момент холостого хода испытуемого элемента, ${\rm H}\cdot{\rm m}$.

Целью предлагаемого (нового) технического решения является определение тех же фрикционных характеристик элемента кинематической цепи на различных (заданных) скоростных режимах, а также установление функциональной зависимости $M_{\rm X} = f(\omega)$ изменения момента холостого хода от частоты вращения; здесь ω — частота вращения элемента кинематической цепи, с⁻¹.

Поставленная цель достигается тем, что испытуемый элемент кинематической цепи раскручивают с помощью постороннего источника энергии (электродвигателя) до заданной частоты ω₁ вращения, которая фиксируется датчиком частоты. Затем вал испытуемого элемента отключают от приводного двигателя и одновременно включают таймер (секундомер) на время Т "выбега" элемента до полной остановки. За определенный временной участок *t* вращение испытуемого элемента в результате действия собственных сил сопротивления движению, определяемых моментом $M_{\rm c}$ сопротивления прокручиванию, замедляется до некоторого значения ω₂, которое также фиксируется датчиком частоты. Искомые фрикционные характеристики определяют на основании приведенных ниже зависимостей.

Энергия W_c , затраченная на преодоление сил сопротивления прокручиванию элемента кинематической цепи за время t, составляет:

$$W_{\rm c} = \frac{J_{\Sigma}}{2} (\omega_1^2 - \omega_2^2), \, \mathrm{Дж},$$

где J_{Σ} — суммарный момент инерции всех вращающихся частей, кинематически связанных с испытуемым элементом, кг · м².

Затраченная энергия может быть определена также из соотношения:

$$W_{\rm c} = M_{\rm c}\overline{\omega} t$$
, Дж,

где $\overline{\omega}$ — среднее значение частоты вращения за время *t* испытания:

$$\overline{\omega} \simeq (\omega_1 + \omega_2)/2, \, c^{-1}. \tag{1}$$

ISSN 0042-4633. ВЕСТНИК МАШИНОСТРОЕНИЯ. 2019. № 8



Рис. 1. Кривая "выбега" $\omega = f(t)$: T — время выбега до полной остановки системы

Откуда

$$M_{\rm c} = \frac{2W_{\rm c}}{(\omega_1 + \omega_2)t}, \, \mathrm{H} \cdot \mathrm{M}$$

Снижение частоты вращения системы под действием сил сопротивления в опорах валов происходит по экспоненциальной зависимости (кривая "выбега", рис. 1). Разделив кривую "выбега" на определенное число *n* временных участков $(t_1, ..., t_n)$, имеем возможность с достаточно высокой точностью подвергнуть ее кусочной аппроксимации линейной зависимостью, что дает основание для использования выражения (1).

Последовательно проводят не менее трех испытаний кинематической пары. При этом сохраняют неизменными значения ω_1 и ω_2 в каждом испытании (опыте), но последовательно с каждым опытом увеличивают суммарный момент инерции вращающихся частей, т. е. $J_{\Sigma 1} < J_{\Sigma 2} < J_{\Sigma 3}$ — соответственно моменты инерции системы в испытаниях 1, 2 и 3. В каждом последующем опыте увеличивают также и суммарную массу вращающихся частей, кг: $m_{\Sigma 1} < m_{\Sigma 2} < m_{\Sigma 3}$, а соответственно, и вертикальную нагрузку на опоры валов испытуемого элемента кинематической цепи, Н: $m_{\Sigma 1}g < m_{\Sigma 2}g < m_{\Sigma 3}g$, где g — ускорение свободного падения, м/с².

При неизменных (заданных) значениях ω_1 и ω_2 и увеличении суммарного момента инерции вращающихся частей время испытания в заданном частотном интервале изменяется: $t_1 \neq t_2 \neq t_3$. Пропорционально увеличению вертикальной нагрузки на опоры валов возрастает момент сопротивления испытуемой пары прокручиванию: $M_{c1} < M_{c2} < M_{c3}$.

По аналогии с прототипом используют понятие нагрузочного (полезного) момента, передаваемого парой трения, который определяется произведением вертикальной нагрузки на радиус *r* пары трения:

$$M_{\Pi O \Pi} = m_{\Sigma} gr, \, \mathbf{H} \cdot \mathbf{M}.$$

Также по аналогии с прототипом используют для определения фрикционных характеристик ис-

пытуемого элемента кинематической цепи функциональную зависимость $M_{\rm c} = f(M_{\rm пол})$:

$$M_{\rm c} = f_{\rm Tp} M_{\rm \Pi O \Pi} + M_{\rm X}, \qquad (2)$$

где $f_{\rm Tp}$ и $M_{\rm X}$ — соответственно коэффициент трения и момент холостого хода пары трения.

На основании функциональной зависимости (2) находят искомые фрикционные характеристики $f_{\rm Tp}$ и $M_{\rm X}$ в любом (заданном) частотном интервале со средней частотой $\overline{\omega}$ вращения, определяемой по формуле (1), путем аппроксимации экспериментальных значений $M_{\rm c} = f(M_{\rm пол})$ с использованием метода наименьших квадратов [5] линейной функцией вида (2) (рис. 2).

На рис. 3 показано устройство для реализации способа, состоящее из рамы *1*, на которой на опорах *2* установлен вал *3* с испытуемым элементом *4* кинематической цепи (два подшипника качения). На валу укреплен маховик *5* с изменяемым моментом инерции. Один конец вала *3* имеет в торце углубление в виде шестигранника (или иной формы), благодаря чему обеспечивается его подвижное в осевом направлении соединение с шестигранным торцом вала приводного электродвигателя *6*. Последний подвижно с помощью салазок 7 соединен с рамой *1*. Перемещение электродвигателя *6* в осевом направлении на салазках 7 обеспечивается рычажной системой *8*. Питание электродвигателя *6*



Рис. 2. Функциональная зависимость $M_{c} = f(M_{пол})$



Рис. 3. Компоновочная схема экспериментальной установки

осуществляется от блока 9 управления, обеспечивающего изменение в широком диапазоне частоты вращения электродвигателя 6.

Маховик 5 и одна из опор 2 оборудуются бесконтактной системой регистрации частоты вращения вала, при этом подвижный элемент 10 крепится к маховику, а неподвижный (датчик) 11 — к опоре 2 системы; датчик 11 через интерфейсный блок 12 связан с компьютером 13. К рычажной системе 8 подключен датчик 14, контролирующий момент механического отключения электродвигателя 6 от вала 3 испытуемого элемента 4 кинематической цепи.

Способ реализуется с помощью представленного устройства путем последовательного выполнения следующих действий.

Конец вала электродвигателя 6 соединяется с валом 3 испытуемого элемента кинематической цепи, система раскручивается до максимальной заданной частоты вращения ω₁, которая по цепи 10-11-12 фиксируется в оперативной памяти и выводится на монитор компьютера 13. Затем за счет рычажной системы 8 валы разъединяются, возникает сигнал от датчика 14, контролирующего момент механического отключения вала двигателя от вала 3, передаваемый на интерфейсный блок 12, через который выполняется команда на включение "таймера" — элемента компьютерной программы, установленной в компьютере 13, благодаря чему через определенный (заданный программой) интервал Δt фиксируется частота вращения испытуемого элемента 4 кинематической цепи вплоть до его полной остановки. Затем на основе представленных выше зависимостей и методик определяются искомые параметры испытуемого элемента кинематической цепи.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. Пат. 2037800 Рос. Федерация: МПК G01M13/02 Способ определения технического состояния механических передач.

2. Пат. 2411496 Рос. Федерация: МПК G01N3/56 Способ экспериментально-теоретического определения фрикционных характеристик пары трения для передачи вращательного движения и устройство для его осуществления.

3. Александров И. К. Определение потерь в кинематических парах и механических трансмиссиях на основе закона Амонтона — Кулона // Вестник машиностроения. 2010. № 5. С. 8—15.

4. Пат. 2411496 Рос. Федерация: МПК G01N3/56 Способ экспериментально-теоретического определения фрикционных характеристик пары трения для передачи вращательного движения и устройство для его осуществления.

5. Корн Г., Корн Т. Справочник по математике (для научных работников и инженеров). М.: Наука, 1973. 831 с.

А. С. ЗУЕВ, А. В. ЛЕПЕШКИН (ПАО НПО "Искра", г. Пермь; Пермский национальный исследовательский политехнический университет), e-mail: zasbmp@mail.ru

Изготовление узлов стыка корпуса РДТТ

Описано изготовление заготовок узлов стыка из полимерных композиционных материалов методом намотки с последующей примоткой к силовой оболочке корпуса РДТТ. Рассмотрена конструкция приспособления для намотки и установки заготовок узлов стыка корпуса РДТТ.

Ключевые слова: намотка, приспособление, узел стыка, корпус.

The manufacture of blanks for the joints of polymeric composite materials by the winding method with subsequent winding to the primary shell of a solid propellant solid fuel body is described. The design of the device for winding and installing blanks for the solid-propellant body joint nodes is considered.

Keywords: winding, attachment, joint node, body.

Для соединения корпуса ракетного двигателя твердого топлива (далее — корпус РДТТ) со смежными отсеками ракеты служат передний и задний узлы стыка (рис. 1). Крепежные элементы (шпильки, болты) узлов стыка корпуса РДТТ в виде кокона можно размещать в отверстиях, находящихся непосредственно в массиве композиционного материала, либо в отверстиях, расположенных в металлических стыковочных шпангоутах [1, 2], которые, как правило, изготовляют из алюминиевых сплавов (рис. 2).

Известен вариант совершенствования конструкции корпусов РДТТ с целью снижения массовой доли металла в корпусе до 5÷7 % путем замены металлических шпангоутов на пластиковые. Как правило, такие шпангоуты изготовляются из органопластика намоткой, затем полимеризуются и устанавливаются на силовую оболочку с последующей полимеризацией всего корпуса.

Специалистами НПО "Искра" разработано и внедрено приспособление для изготовления заготовок шпангоутов узлов стыка из полимерных композиционных материалов методом намотки [3—5]. На первом этапе изготовления заготовок приспособле-



Рис. 1. Передний (А) и задний (Б) узлы стыка корпуса РДТТ



Рис. 2. Стыковочные шпангоуты переднего (а) и заднего (б) узлов стыка

ние собирают с формующими оправками (рис. 3, *a*).

Приспособление содержит: симметрично расположенные на валу формующие оправки *1*; переднее *2* и заднее *3* приспособления для установки, закрепляемые на валу; устанавливаемые на приспособления *2* и *3* кольца *4* подмотки, примыкающие к оправкам *1* и зафиксированные на приспособлениях *2* и *3* винтами *5* и шпильками *6*. С помощью шпонок *7*, болтов *8* и шпилек *9* элементы конструкции приспособления жестко крепятся на валу и между собой.



Рис. 3. Сборка приспособления с формующими оправками (a) и приспособление с заготовкой узла стыка (б)

После намотки материала на оправки 1 и кольца 4 подмотки с последующей его полимеризацией заготовки разделяют разрезкой по кольцевому пазу A(см. рис. 3, a). Затем устанавливают прижимы 10 (см. рис. 3, 6) с конусными винтами 11, ввинчиваемыми в технологическую область заготовок шпангоутов, и демонтируют заготовки с оправок.

При необходимости заготовки, закрепленные таким образом, можно подвергать дополнительной механической обработке для получения необходимой шероховатости и выполнения других конструктивных элементов. После проведения необходимых операций с заготовками (механическая обработка и др.) конструкцию устанавливают и закрепляют для последующей намотки на имеющуюся оправку, на которой уже намотана силовая оболочка изделия.

Положение заготовки узлов стыка регулируется винтами 5 и шпильками 6, которые позволяют смещать заготовки в осевом направлении и более надежно их фиксировать. Внедрение приспособления для изготовления заготовок шпангоутов узлов стыка в производство обеспечивает:

однородность материала оболочечной конструкции; уменьшение расхода наматываемого материала;

одновременные намотку заготовок узлов стыка и изготовление силовой оболочки корпуса;

создание задела вследствие одновременной намотки двух заготовок, что в совокупности сократит производственный цикл изготовления всего изделия.

Конструкция приспособления позволяет выполнять необходимые операции, связанные с механической обработкой изделий, обеспечивая жесткое закрепление на планшайбе станка. Приспособление универсально и при установке формообразующих оправок с разнообразной профилирующей поверхностью может быть применено в различных технологических циклах для изготовления как изделий для ракетной космической техники, так и гражданской продукции.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. Конструкции ракетных двигателей на твердом топливе / Л. Н. Лавров, М. И. Соколовский, А. А. Болотов, В. И. Гапаненко. М.: Машиностроение, 1993. 215 с.

2. Воробей В. В., Маркин В. Б. Основы технологии и проектирование корпусов ракетных двигателей. Новосибирск: Наука, 2003. 164 с.

3. Зуев А. С. Металлическая оправка для производства изделий из полимерных композиционных материалов методом намотки // Наука и технология. Материалы XXXV Всероссийской конф., посвященной 70-летию Победы. Т. 5. М.: РАН, 2015. С. 12—15.

4. Зуев А. С. Изготовление оправок для производства изделий из композиционных материалов методом намотки // Вестник машиностроения. 2016. № 4. С. 36, 37.

5. Особенности разработки средств технологического оснащения для производства изделий из полимерно-композиционных материалов методом намотки / Г. И. Шайдурова, А. С. Зуев, А. Ю. Емашев, В. Е. Антипин // Вестник ПНИПУ. Аэрокосмическая техника. 2014. № 36. С. 64—76.

М. А. БЛОХИН, д-р техн. наук (МГТУ им. Н. Э. Баумана), e-mail: homet10@yandex.ru

Мехатроника и робототехника в лесопильном оборудовании

Рассмотрено проектирование роботизированного лесопильного станка на базе нового многопильного станка с плоским вращательно-поступательным движением пильных полотен. Предлагаемый станок позволяет осуществлять распиловку без его предварительной сортировки древесины по диаметрам и обеспечивает максимальный коэффициент ее использования.

Ключевые слова: многопильный станок, плоское вращательно-поступательное движение, пильное полотно, робототехника, электромеханический и механический приводы.

The design of a robotic sawmill on the basis of a new multi-saw machine with a flat rotational-translational motion of saw blades is considered. The proposed machine allows sawing without pre-sorting wood according to its diameter and provides the maximum coefficient of its use.

Keywords: multi-sawing machine, plane rotationaltranslational motion, saw blade, robotics, electromechanical and mechanical drives.

В Москве на Международной выставке "Импортозамещение-2016" был представлен опытный образец нового многопильного станка с плоским вращательно-поступательным движением пильных полотен, разработанный специалистами МГТУ имени Н. Э. Баумана. Посетители выставки отметили важность создания станка для обработки пиломатериалов без предварительной сортировки по диаметрам, так как перенастройка пил требует остановки оборудования и приводит к простоям. При механизации перепозиционирования пильных полотен обработку пиломатериалов можно осуществлять вблизи лесосек или мест складирования пиловочника, что очень важно для малых и средних предприятий. Конечно, идеальный вариант — станок с программным управлением, который автоматически анализирует пиломатериал по толщине и в зависимости от размера заготовки осуществляет перепозиционирование пильных полотен, обеспечивая максимальный коэффициент использования древесины. Оператор же задает набор требуемых толщин пиломатериала. Такая задача требует использования мехатроники.

Поэтому было принято решение о проектировании роботизированного лесопильного станка на базе пильного блока многопильного станка M2005 (рис. 1) с плоским вращательно-поступательным движением пильных полотен, массогабаритные параметры которого и отсутствие динамических сил в опорах позволяют осуществлять его монтаж без фундамента, а также на лесосеке, барже и железнодорожной платформе.

Пильный блок обеспечивает изготовление паркетной доски толщиной $16_{-0,3}$ мм и ламели толщиной $8,0_{-0,3}$ мм, при этом толщину пиломатериала можно изменить с учетом требований заказчика.

Преимущества станка M2005 в сравнении с аналогичным оборудованием:

энергетические затраты ниже в 1,5—4 раза (в зависимости от размеров заготовки);

энергопотребление ниже в 2,5—4 раза, так как пиление осуществляется только одним пильным модулем из шести, который имеет 1, 2 или 3 пильных полотна; всего можно установить соответственно 6, 12 или 18 полотен;

масса станка в 2—4 раза меньше, так как возвратно-поступательное движение пильных полотен изменено на круговое поступательное движение и обеспечен баланс действующих сил;



Рис. 1. Конструкция пильного блока станка M2005 (вид спереди): 1 — пильное полотно; 2 — верхний шарнирный узел; 3 — нижний шарнирный узел; 4 и 5 — верхний и нижний шлицевые валы; 6 — шкив нижнего шлицевого вала; 7 — опорный подшипниковый узел; 8 — боковая стойка механизма подачи

выше качество поверхности получаемого изделия в результате двукратной обработки каждой поверхности тремя рядом расположенными зубьями; точность распиловки для досок толщиной 23 мм не более $\pm 0,3\div 0,4$ мм, что характерно для зоны упругих деформаций древесины;



Рис. 2. Динамически сбалансированный пильный модуль (M2005): 1 — верхний шарнирный узел; 2 — эксцентрик; 3, 5 — устройства баланса (корректирующие массы); 4 — нижний шарнирный узел; 6 — подшипник; 7 — масленка; 8 — пружинное запорное кольцо; 9 — упругий элемент; 10 — палец (крепеж верхнего шарнирного узла); 11 — пильное полотно; 12 и 13 — нижний и верхний валы пильного блока

коэффициент использования древесины выше на 10 %;

массогабаритные параметры станка и отсутствие динамических сил в опорах позволяют осуществлять монтаж станка на барже, железнодорожной платформе, на небольшом фундаменте и без него;

упрощена обработка лиственницы при подаче поверхностно-активного вещества в зону резания;

шероховатость поверхностей после распиловки близка к строжке;

высокая окупаемость станка;

есть потенциал повышения производительности и снижения металлоемкости и себестоимости станка;

возможна групповая распиловка тонкомерного леса;

простота наладки и эксплуатации;

высокая жесткость и устойчивость полотен, так как их длина превышает размер заготовки только на величину диаметра эксцентриситета вращения пильных модулей, что позволяет использовать полотна из ленты;

суточная производительность станка M2005 в 2—4 раза выше производительности лесорам P63-4Б, PM-50 и круглопильного оборудования малых и средних предприятий и в 3—6 раз выше производительности ленточнопильного оборудования;

пильный блок можно отдельно установить в лесопильное оборудование с имеющимся механизмом подачи и отвода пилопродукции.

На базе пильного блока станка M2005 был разработан пильный модуль (рис. 2) и механизм (рис. 3), позволяющий оператору вести распиловку с перепозиционированием пильных модулей в режиме программного управления с помощью механических или электромеханических приводов, расположенных на валах пильного блока. При установке трех полотен в каждый пильный модуль за один проход можно получить до 17 досок и, изменяя расположение пильных модулей, выпиливать доски разной толщины.

Разработан вариант механического привода и два исполнения электромеханических приводов (см. рис. 3, поз. 4), которые устанавливают на валах пильного блока рядом с опорными подшипниковыми узлами.

На пильном блоке с механическими приводами можно осуществлять ручную перенастройку (регулировку) постава пильного блока с помощью шуруповерта и гибких валов с магнитными адаптерами, которые входят в контакт с червяками.

Механический привод представлен на рис. 4. Изменение положения пильных модулей осуществляется при одновременной подаче вращающих моментов на червяки 2. Одновременно с вращением червячных колес 1 вращаются ходовые винты 4,



Рис. 3. Схема пильного блока с электромеханическим приводом: 1 — шлицевой вал; 2 — опорные подшипниковые узлы; 3 подъемник; 4 — электромеханические приводы; 5 — ходовой винт

входящие в резьбовые отверстия эксцентриков (рис. 5 и 2) пильного модуля.

Эксцентрики имеют по одному резьбовому отверстию и по два гладких (см. рис. 5) для свободного прохода ходовых винтов, установленных аналогичным способом в других эксцентриках, каждый из которых повернут относительно предыдущего эксцентрика на 120°.

Так как ходовые винты закреплены в механических приводах, неподвижно установленных на валах пильного блока, то вращение ходовых винтов вызывает возвратно-поступательное перемещение эксцентриков и самого пильного модуля на валах пильного блока. Подачей вращающих моментов на разные пары червяков приводов верхнего и нижнего валов достигается необходимое перепозиционирование пильных модулей.

Фиксированное удержание пильных модулей на валах пильного блока осуществляется автоматически самостопорением червячной передачей каждого эксцентрика.

Вариант 1 (см. рис. 4) с механическим приводом предполагает личное участие оператора в перенастройке постава полотен. Для облегчения труда оператора и повышения эффективности пильный блок можно оснастить электромеханическими приводами с узлами, позволяющими осуществлять дистанционное радиоуправление и кабельное управление по заложенной программе.

Таким образом, возможно синергетическое объединение узлов точной механики с электронными, электротехническими и компьютерными компонентами. При этом механические приводы можно заменить на электромеханические, в состав которых входят микроэлектродвигатели с контактной



Рис. 4. Механический привод (вариант 1) перепозиционирования пильных модулей (сечение *A*—*A* элемента привода, см. рис. 3): *1* — червячное колесо; *2* — червяк; *3* — корпус привода; *4* — ходовой винт; *5* — корзина; *6* — крышка; *7* — шпонка; *8* — пробка; *9*, *10* — шайбы



Рис. 5. Расположение эксцентриков на валах пильного блока со стороны подшипниковых опор 2 (см. рис. 3):

I-3- эксцентрики; 4—6 — резьбовые отверстия в эксцентриках I-3

группой, выходящей за габариты привода (рис. 6, *a*). Перепозиционирование пильных модулей выполняется после остановки пильного блока.

Возможна комплектация приводов микроэлектродвигателями с элементами питания и узлами радиоуправления (рис. 6, *б*).

Для определения технических характеристик и возможности установки в электромеханический привод микроэлектродвигателей с необходимыми компонентами выполнен расчет мощности и габаритных размеров комплектующих элементов.

При вращении ходового винта *4* (см. рис. 4) в эксцентрике возникает момент трения в паре винт эксцентрик [1]:

$$M_{\rm Tp} = P f_{\rm Tp} d/2.$$

Здесь $f_{\rm Tp}$ — коэффициент трения; d — средний диаметр резьбы ходового винта; $P = Q f_{\rm Tp.B}$ — осевая сила перемещения каждого эксцентрика пильного модуля по валу, где Q — вес половины пильного модуля; $f_{\rm Tp.B}$ — коэффициент трения эксцентрика при его перемещении по валу пильного блока.

Тогда при $d_{\rm cp} = 15$ мм, Q = 250 H, $f_{\rm Tp} \approx f_{\rm Tp.B} \approx 0,1$ получим: $M_{\rm Tp} = 0,018$ H · м.

Рассчитанный момент трения реализуется червячной парой с передаточным числом u = 7. Принимая коэффициент трения в червячной паре $f_{\text{тр.ч.п}} = 0,1$, из работы [1, рис. 178] находим КПД червячного зацепления в зависимости от угла подъема пары: $\eta \approx 0,8$.

Искомый момент вращения микроэлектродвигателя $M_{\rm эл.дв} = M_{\rm Tp}/\eta \approx 0,0225~{\rm H\cdot M}.$

Требуемая скорость перемещения пильного модуля на валах пильного блока $10\div15$ мм/с. Тогда частота вращения вала микроэлектродвигателя $N \approx 2100\div3150$ мин⁻¹, так как шаг ходового винта 2 мм и передаточное отношение червячной пары u = 7.

Данным требованиям удовлетворяет любой микроэлектродвигатель мощностью 20÷25 Вт с наружным диаметром 20÷26 мм и длиной до 42 мм.



Рис. 6. Варианты 1 (а) и 2 (б) электромеханических приводов:

I — червячное колесо; *2* — червяк; *3* — микроэлектродвигатель; *4* — элемент питания; *5* — узел радиоуправления; *6* — заглушка; 7 — контактная группа


Рис. 7. Опорный подшипниковый узел и подъемник в разрезе: 1 — подъемник; 2 — опорный подшипниковый узел; 3 — червячное колесо; 4 — червяк; 5 — болт регулировочный (крайнее нижнее положение); 6 — шпонка

При вариантах исполнения приводов (см. рис. 4, *а* и *б*) работа пильного блока станка осуществляется после установки заготовки (двухкантного бруса и т. п.) на передний (подающий) валец механизма подачи станка и сканирования торца заготовки оптической лазерной головкой.

По результату сканирования электронный блок управления передает сигнал на электромеханический привод, который автоматически формирует поставку полотен в соответствии с задачей (набором толщин), введенной оператором (например, 16; 19; 29 мм и т. д.). Выбранный вариант распила наносится на торце заготовки в виде вертикальных красных полос шириной не более 3 мм.

Предварительно оператор устанавливает необходимое число пильных полотен в каждый пильный модуль, исходя из размеров, требуемой номенклатуры и качества пиломатериала.

Распиловка начинается после натяжения полотен упругими элементами с нелинейной жесткостью, что достигается подъемом верхнего вала подъемниками 3 (см. рис. 3), расположенными под двумя опорными подшипниковыми узлами (рис. 7, поз. 1). Подъемник имеет червячную пару. Управляющий крутящий момент подается на концевик червяка от микроэлектродвигателя, установленного на корпусе станка, с помощью гибкого вала с магнитным адаптером.

Для прямолинейной распиловки заготовки за зоной резания расположены расклинивающие ножи, входящие в два крайних пропила при выводе пиломатериала из зоны резания. Управление расклинивающими ножами также осуществляется автоматизированно двумя микроэлектродвигателями.

Автоматизированная перенастройка пильного блока обеспечивает:

разную номенклатуру пиломатериала по толщине за один проход;

высокий коэффициент использования пиловочника;

повышение в 1,2—1,5 раза суточной производительности пильного блока и станка;

снижения себестоимости выпускаемой продукции;

снижение трудоемкости обслуживания станка.

Все это важно для предприятий малого и среднего бизнеса.

По результатам проектирования и научного сопровождения был создан пильный модуль с вариантами электромеханических приводов пильного блока, на которые подана заявка на патент на изобретение [2] и получено положительное решение.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. Решетов Д. Н. Детали машин. М.: Машиностроение, 1974. 518 с.

2. Заявка на пат. Рос. Федерации: 6 В27 В 3/00. Многопильный блок с электромеханическим позиционированием пильных модулей.

ВНИМАНИЮ ПОДПИСЧИКОВ ЖУРНАЛА "ВЕСТНИК МАШИНОСТРОЕНИЯ"

Подписка на журнал принимается по каталогу:

"Пресса России" — индекс **27841**



В. В. СЛЕПЦОВ, М. Н. УШКАР, доктора технических наук, Ю. В. ЗИНИН, С. Н. КУЛИКОВ, канд. техн. наук (МАИ), e-mail: 1525395@mail.ru

Гибридный накопитель для возобновляемых источников энергии и бесперебойного питания электроприводов¹

Разработан гибридный накопитель для временного хранения энергии, содержащий литий-ионные аккумуляторы, используемые при работе на стационарном режиме, и суперконденсаторы, работающие на переходных режимах. Накопитель можно применять в системах с возобновляемыми источниками энергии, в электротранспорте, устройствах бесперебойного или резервного энергоснабжения сильноточных потребителей и для рекуперации энергии.

Ключевые слова: гибридный накопитель энергии, сверхъемкий источник тока, суперконденсатор, литий-ионный аккумулятор, источник бесперебойного питания.

A hybrid storage device for temporary energy storage was developed, containing lithium-ion batteries used when operating in stationary mode, and supercapacitors operating in transient conditions. The accumulator can be used in systems with renewable energy sources, in electric transport, devices of uninterrupted or backup power supply of high-current consumers and for energy recovery.

Keywords: hybrid energy storage, super-high current source, supercapacitor, lithium-ion battery, uninterruptible power supply.

Ветряные, приливные, солнечные и другие электростанции из перспективных проектов переходят в обычную жизнь, и актуальность развития возобновляемых источников энергии (ВИЭ) сегодня не вызывает сомнения. Так, по мнению Международного энергетического агентства (BNEF) при общем увеличении потребления электрической энергии к 2040 году ее доля, получаемая за счет сжигания угля, сократится с 30 до 13 %, газа — с 24 до 14 %, мазута — с 6 % практически до нуля, несколько сократятся доли электроэнергии, вырабатываемой ГЭС и АЭС.

Однако при создании и эксплуатации ВИЭ остаются некоторые нерешенные задачи, в частности, хранение электроэнергии в период от максимальной выработки до максимальной отдачи потребителям.

Другая актуальная задача — электроснабжение сильноточных потребителей, таких как электротранспорт, бесперебойное питание запорной аппаратуры трубопроводного транспорта и т. п., где требуется высокая мощность при переходных процессах и высокая энергоемкость в стационарном режиме.

Сегодня традиционным решением задачи накопления и хранения электроэнергии является использование литий-ионных аккумуляторов (ЛИА), обеспечивающих энергоемкость 200 Вт • ч/кг и выше, которые имеют некоторые недостатки.

Основные недостатки ЛИА — небольшую удельную мощность и нестабильность зарядно-разрядных характеристик в широком диапазоне температур, а также ограниченное число циклов заряд/разряд, можно устранить использованием гибридных накопителей энергии, в которые кроме ЛИА входят суперконденсаторы (СК), более чем на порядок превосходящие химические источники тока по указанным параметрам, и микропроцессорная система управления процессами заряда/разряда.

Синтез функциональных материалов для СК по технологии тонкоплечной металлизации углеродной матрицы [1] или на основе сегнетоэлектриков с высокой диэлектрической проницаемостью [2] позволил повысить их энергоемкость с $10\div15$ до $40\div50$ Вт·ч/кг, что позволяет их эффективно использовать в составе гибридных накопителей энергии. Примером такого накопителя может служить устройство, показанное на рисунке, *a*, схема которого представлена на рисунке, *б*.

Накопитель работает в двух режимах. При наличии напряжения в сети осуществляется заряд батареи СК (БСК) через двунаправленный преобразователь напряжения (ДНПН) с ограничением силы тока и напряжения до 3 В, а при включении нагрузки на выходе инвертора (И) энергия потребляется от питающей сети.

При отсутствии напряжения в сети поддерживается напряжение 535 В на входе инвертора за счет разряда БСК через ДНПН, а при включении нагрузки на выходе инвертора энергия на ее работу потребляется от БСК.

¹ Работа выполнена при поддержке Министерства образования и науки РФ. Уникальный идентификатор проекта RFMEFI57717X0275.



Гибридный накопитель энергии (a) и его структурная схема (б): В — выпрямитель; ДС — датчик наличия напряжения сети; ЛИА — литий-ионный аккумулятор; ДН — датчики напряжения; ДНПН — двунаправленный преобразователь напряжения; МК — микроконтроллер; БСК — блок СК; И — трехфазный инвертор; СВУ — система управления верхнего уровня; ПЧ преобразователь частоты

Представленный гибридный накопитель электроэнергии можно использовать не только в составе ВИЭ, но на электротранспорте или для обеспечения бесперебойного питания сильноточной аппаратуры (например, электродвигателей) в условиях ненадежного внешнего электроснабжения, в том числе:

работу электропривода как при наличии напряжения в питающей сети, так и при его отсутствии в условиях повышенной нагрузки на привод;

текущий контроль параметров работы при заряде/разряде и хранении и выдачу результатов на систему управления по радиоканалу;

защиту составных частей от короткого замыкания, переразряда и перезаряда;

текущую диагностику состояния и выдачу результатов на систему управления по радиоканалу.

Преимуществом данной схемы является простота, связанная с отсутствием балансирующих устройств, необходимых при последовательном соединении СК.

Оценим энергию, выдаваемую накопителем, при разряде БСК на 80 %, по напряжению:

$$E_{\text{вых}} = \eta_{\text{И}} \eta_{\text{ДH}\Pi\text{H}} \frac{CU^2 - C(0, 2U)^2}{2} = 0,48 \eta_{\text{И}} \eta_{\text{ДH}\Pi\text{H}} CU^2,$$

где η_U и $\eta_{\text{ДHПH}}$ — потери в инверторе и преобразователе; C — емкость CK; U — номинальное напряжение питания.

Так, приняв $\eta_{\rm H} = 0.95$ и $\eta_{\rm ZH\Pi H} = 0.9$, при остаточном заряде 20 % получим:

$$E_{\rm Bbix} = 0.4 C U^2$$

Допустим, что накопитель снабжает электроэнергией двигатель мощностью 0,5 кВт в течение 1 мин. Тогда необходимая энергия составит:

$$E_{\rm {\tiny TB}} = Pt = 0,5 \cdot 60 = 30$$
 кДж,

откуда определим емкость БСК напряжением в 3 В, необходимую для работы на нагрузку 0,5 кВт в течение 1 мин:

$$C_{\rm BCK} = E_{\rm gr}/(0, 4U^2) = 8333 \ \Phi.$$

Таким образом, при использовании СК емкостью 5000 Φ , электродный материал которых получен по технологии металлизации углеродных волокнистых материалов [1], с номинальным напряжением 3 В потребуются (с некоторым запасом) два соединенных параллельно СК общей массой 1 кг.

Вывод

Разработан гибридный накопитель энергии, обеспечивающий энергоснабжение сильноточных потребителей.

Включение в гибридный накопитель ЛИА, обеспечивающих большую энергоемкость в стационарном режиме, и СК, отдающих большую мощность в переходном режиме, позволяет не только использовать их в составе ВИЭ или как источники бесперебойного питания, но и создавать эффективные системы мобильной энергетики.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. Тонкопленочные технологии формирования покрытий на поверхности высокопористых рулонных материалов для конденсаторных структур / В. В. Слепцов, С. Н. Куликов, Д. Ю. Кукушкин, Ву Дык Хан // Нано-инженерия. 2015. № 3. С. 7—14.

2. Гоффман В. Г., Слепцов В. В., Куликов С. Н. Синтез модифицированных полититанатов калия для сверхъемких конденсаторных структур // Вестник машиностроения. 2018. № 11. С. 81—83.

Проблемы трибологии — трения, изнашивания и смазки

(под общей редакцией вице-президента ассоциации инженеров-трибологов России, д-ра техн. наук А. Ю. Албагачиева)

УДК 621.891

А. ИРГАШЕВ, д-р техн. наук, Х. К. ИШМУРАТОВ (Ташкентский ГТУ, Узбекистан), e-mail: x.ishmuratov@mail.ru

Накопление продуктов изнашивания при контакте выступов поверхностей зубчатых колес

Получены зависимости для расчета скорости накопления в смазочном материале продуктов изнашивания зубьев зубчатых колес в результате взаимодействия сопряженных поверхностей при их проскальзывании и без него. Показано, что накопление продуктов изнашивания происходит без заедания сопряжения, если контактное напряжение между зубьями не превышает предела текучести материала.

Ключевые слова: зубчатое колесо, зубья, продукты изнашивания, шероховатость, смазочный материал, проскальзывание, заедание, поверхности трения.

Dependences are obtained for calculating the rate of accumulation in the lubricant of the wear products of the teeth of gear wheels as a result of the interaction of the mating surfaces with and without their slippage. It is shown that the accumulation of wear products occurs without jamming of the interface, if the contact stress between the teeth does not exceed the yield strength of the material.

Keywords: tooth wheel, teeth, wear products, roughness, lubricant, slippage, jamming, friction surfaces.

Поверхности зубьев зубчатых колес в результате механической обработки имеют шероховатость, т. е. выступы и впадины, которые при зацеплении зубчатых колес под воздействием нагрузки и в результате проскальзывания подвергаются пластической деформации [1], вследствие чего шероховатости контактирующих поверхностей изменяются и отличаются от первоначальной, которую называют равновесной шероховатостью. Профилограммы поверхностей зубьев с равновесной шероховатостью показали, что их выступы имеют примерно одинаковые высоты и большие радиусы скругления [1], что обусловливает большую площадь контакта сопряженных поверхностей трения зубьев зубчатых колес.

Интенсивность изнашивания пары трения во многом зависит от нормальной нагрузки на контактные площади.

Если контактное напряжение не превышает предела текучести материала зубьев, то изнашива-

ние поверхностей трения происходит без их заедания, при превышении предела текучести материала могут возникать заедания.

Процесс отделения продуктов изнашивания при работе зацепления имеет циклический характер [2] и происходит после некоторого числа повторных деформаций.

Цель данной статьи — получение аналитических зависимостей для расчета скорости накопления продуктов изнашивания зубьев зубчатого зацепления в смазочном материале в результате взаимодействия выступов профиля поверхностей контактирующих зубьев при наличии и отсутствии проскальзывания между ними.

Для расчета скорости накопления продуктов изнашивания спряженных поверхностей представим выступы шероховатостей в виде сфер с радиусом r_w и r_k (рис. 1).

Выступы профилей поверхностей пары трения (зубчатого зацепления) внедряются в контактирующие с ними поверхности, и в результате взаимного проскальзывания зубьев возникают царапины, которые создают износ сопряженных деталей. При этом объем износа зубчатых колес зависит от глубины внедрения выступов шероховатости, радиуса скругления выступов, пути проскальзывания, числа выступов шероховатостей на площади пятна контакта [1].



Рис. 1. Схема контакта выступов профилей поверхностей пары трения

ISSN 0042-4633. ВЕСТНИК МАШИНОСТРОЕНИЯ. 2019. № 8

Распределенная нагрузка *p* на выступ шероховатой поверхности при пластическом контакте зависит от диаметра пятна контакта сопряженных поверхностей [2]:

$$p = \frac{\pi a_{w,k}^2 N \sigma_{\mathrm{T}}}{4}, \,\mathrm{H},$$

где $a_{w,k}^2$ — наибольший размер пятна контакта при внедрении выступа; N — число выступов шероховатой поверхности по длине рабочего участка зуба; $\sigma_{\rm T}$ — предел текучести материала зубчатого колеса.

При расчете приняты следующие допущения: размеры (высота и радиус скругления) всех выступов профиля шероховатой поверхности зубчатого колеса одинаковые; выступы в контакте пары трения располагаются равномерно; выступы полностью внедряются в поверхность контр тела.

Тогда число рассматриваемых выступов по длине *L* зубьев зубчатых колес определяем по формуле

$$N = \frac{L}{a_{w,k}}$$

Следовательно, распределенную нагрузку на один выступ определяет выражение

$$\frac{Pa_{w,k}}{L} = \frac{\pi a_{w,k}^2 c\sigma_{\mathrm{T}}}{4},$$

где *с* — коэффициент, зависящий от формы выступов и прочности материала; *P* — нагрузка, передаваемая зубчатой передачей.

Тогда диаметр пятна контакта внедренного выступа в поверхность контртела составит:

$$a_{w, k} = \frac{1,27P}{Lc\sigma_{TW, k}} = \frac{7,25\sigma_{H}^{2}\rho_{\Pi p}}{cE_{\Pi p}\sigma_{TW, k}}, M,$$

где $\rho_{\rm пp}$ — приведенный радиус кривизны поверхностей трения в зоне контакта зубьев; $E_{\rm пp}$ — приведенный модуль упругости материала зубчатого колеса; $\sigma_{\rm H}$ — контактное напряжение по Герцу между зубьями.

На рис. 2 представлены параметры внедрения выступа. Диаметр пятна контакта составит:

$$a_{w, k} = 2\sqrt{2rH_{w, k} - H_{w, k}^2}, \qquad (1)$$

где $H_{w, k}$ — глубина внедрения выступа шероховатости в сопряженную поверхность.

При пластическом контакте зависимость радиуса $r_{w, k}$ кривизны от глубины $H_{w, k}$ внедрения выступа имеет вид:

$$r_{w, k} = \frac{H_{w, k}}{3(c\sigma_{\tau w, k}\theta_{w, k})^2},$$
(2)

где θ — постоянная упругости материала зубчатого колеса, МПа⁻¹.





Рис. 2. Параметры внедрения выступа профиля поверхности трения



Рис. 3. Схема и параметры контакта поверхностей трения зубчатых колес

Глубина внедрения выступа шероховатости в контртело с учетом толщины h_0 слоя смазочного материала зависит от схемы контакта трущихся поверхностей (рис. 3):

$$H_{w, k}^{1} = H_{w, k} - h_{0},$$

где $h_{\rm o}$ — толщина слоя смазочного материала между зубьями.

Подставив значение $r_{w, k}$ из формулы (2) в выражение (1) и решив его относительно $H_{w, k}$, получим глубину внедрения выступа шероховатости зубчатого колеса:

$$H_{w, k} = \frac{1.71 c \sigma_{\text{T}w, k} \theta_{w, k} a_{w, k}}{\sqrt{2 - 3(c \sigma_{\text{T}w, k} \theta_{w, k})^2}} = \frac{4.4 \sigma_{\text{H}}^2 \rho_{\text{\Pi}\text{p}} \theta_{w, k}}{E_{\text{\Pi}\text{p}}}, \text{ M. (3)}$$

Радиус скругления выступа, внедренного в сопряженную поверхность, составит:

$$r_{w, k} = \frac{1.48\sigma_{\rm H}^2 \rho_{\rm \Pi p}}{(1-\mu^2)c\sigma_{mwr}}, {\rm M}$$

где µ — коэффициент Пуассона.

41

С повышением нагрузки, передаваемой зубчатым зацеплением, контактное напряжение (рис. 4, зависимость 1) повышается. При этом глубина внедрения (зависимость 2) и радиус объемной кривизны выступа шероховатости (зависимость 3) повышаются прямопропорционально.

Зависимости, представленные на рис. 4, получены при $\mu = 0,3$; c = 3; $\sigma_{\text{тw}, k} = 1100$ МПа; m = 0,01 м; L = 0,058 м; $\theta = 0,456 \cdot 10^{-5}$ 1/МПа; $E_{\text{пр}} = 2,15 \cdot 10^5$ МПа, числе зубьев $z_w = 30$; передаточном отношении i = 2, межосевом расстоянии A = 0,45 м, коэффициенте высоты расположения зоны зацепления зубьев зубчатых колес относительно делительной окружности зубчатого колеса k = 0,5.

Учитывая радиус r выступов и их глубину H внедрения, определим параметры поперечного сечения деформированного материала зубчатых колес (см. рис. 4):

$$b_{w, k} = \sqrt{2H_{w, k}r_{w, k}} = \frac{3.6\sigma_{\rm H}^2\rho_{\rm \Pi p}}{E_{\rm \Pi p}c\sigma_{\rm Tw, k}}.$$
 (4)

Расчет площади поперечного сечения деформированного металла в результате внедрения одного выступа шероховатости в сопряженные поверхности выполним с учетом формул (1), (2) и (4):

$$F_{w,k} = \frac{H_{w,k}(6a_{w,k} + 8b_{w,k})}{15} = \frac{0.65P^2\theta_{w,k}}{L^2c\sigma_{w,k}}, \, \mathrm{M}^2, \, (5)$$

где $a_{w, k}$ и $b_{w, k}$ — соответственно хорды сегмента, образованного в результате внедрения выступов шероховатости в поверхность контр тела.

Число выступов шероховатости, расположенных на длине зуба зубчатого колеса:

$$M_{w, k} = \frac{0.4\theta_{w, k} L^2 c \sigma_{\mathrm{T}w, k}}{P} = \frac{L c \sigma_{\mathrm{T}w, k} E_{\mathrm{\Pi}p}}{14.275 \sigma_{\mathrm{H}}^2 \rho_{\mathrm{\Pi}p}}.$$



Рис. 4. Зависимости контактного напряжения $\sigma_{\rm H}$ (1), глубины H внедрения (2) и радиуса r выступа шероховатой поверхности (3) от нагрузки P в зубчатом зацеплении

Суммарный объем деформированного материала зубчатого колеса всеми выступами, находящихся в зоне контакта зубьев, составит:

$$V_{w, k} = F_{w, k} s_{w, k} M_{w, k}, \, \mathrm{M}^3, \tag{6}$$

где $s_{w, k}$ — путь скольжения выступов относительно поверхности контртела.

При граничном смазывании выступы шероховатости с высотами, меньшими толщины слоя смазочного материала, не взаимодействуют с материалом контртела, а следовательно, не участвуют в процессе изнашивания.

При трении выступы шероховатой поверхности зубьев одного зубчатого колеса при каждом нагружении контактируются с разными выступами шероховатой поверхности зубьев другого зубчатого колеса. Причем шероховатости данных зубьев отличаются по расположению и размерам. Кроме того, выступы шероховатой поверхности в процессе работы зацепления частично деформируются. Контакт выступа с деформированным участком сопряженной поверхности может повториться через некоторое число циклов нагружения. Вероятность повторной деформации можно определить по формуле

$$\eta_{w, k} = \frac{0.125\sigma_{\rm H}^2 \rho_{\rm IIP}}{iLc\sigma_{\rm TW, k}E_{\rm IIP}}.$$
(7)

Скорость накопления продуктов изнашивания зубчатых колес в смазочном материале при проскальзывании в паре трения имеет вид:

$$\gamma_{\pi,w,k} = \frac{3600 F_{w,k} s_{w,k} M_{w,k} n_{w,k} \eta_{w,k}}{F n_{p,w,k}}, \text{ M/H}, \quad (8)$$

где F = mL (*m* — модуль зацепления).

Подставив формулы (4)—(7) в выражение (8) и выполнив некоторые упрощения, получим выражение для расчета скорости накопления продуктов изнашивания при работе зубчатого зацепления с проскальзыванием:

$$\gamma_{\Pi W, k} = \frac{\left[5807,5P\theta_{W,k}n_{W,k}m\gamma_{\Pi H}(z_{W,k}\pm k) \times \right] \times \left[\sqrt{z_{W}^{2}\sin^{2}\alpha + 4z_{W}k + 4k^{2}} - z_{W}\sin\alpha \right]}{iz_{w}^{2}z_{k}^{2}n_{p,W,k}}, \text{ KF/Y}, \quad (9)$$

где $\gamma_{\Pi u}$ — плотность материала износа; α — угол зацепления; z_k — число зубьев ведущего зубчатого колеса; $n_{pw, k}$ — число циклов нагружения, которое приводит к разрушению зубьев зубчатых колес; $n_{w, k}$ — частоты вращения соответственно ведущего и ведомого зубчатых колес.

ISSN 0042-4633. ВЕСТНИК МАШИНОСТРОЕНИЯ. 2019. № 8

Введем обозначение:

$$\psi = \sqrt{z_w^2 \sin^2 \alpha + 4z_w k + 4k^2} + z_w \sin \alpha$$

Тогда выражение (12) имеет вид:

$$\gamma_{\Pi,w,k} = \frac{5807,5P_{\Theta_{w,k}}n_{w,k}m\gamma_{\Pi u}(z_{w,k}\pm k)\psi}{iz_{w}^{2}z_{k}^{2}n_{p,w,k}}$$

Решив формулу Герца относительно нагрузки *P*, передаваемой зубчатым зацеплением, получим:

$$P = \frac{5.71\sigma_{\rm H}^2 L\rho_{\rm IIP}}{E_{\rm IID}},\qquad(10)$$

где $\sigma_{\rm H}$ — контактное напряжение в зацеплении по Герцу.

Подставив формулу (10) в формулу (9), получим:

$$\gamma_{\Pi,w,k} = \frac{2055n_{w,k}\sigma_{\rm H}^4\rho_{\rm \Pi p}^2\theta_{w,k}m\gamma_{\Pi u}(z_w \pm 1)\psi}{ciz_w z_k E_{\rm \Pi p}^2 n_{p,w,k}\sigma_{{\rm T}w,k}}, \, {\rm kg/c}.$$

При работе зацепления без проскальзывания на поверхностях трения образуются лунки, а изнашивание происходит в результате разрушения деформированного выступами шероховатой поверхности сопряженной поверхности.

Скорость накопления продуктов изнашивания зубьев при работе зубчатого зацепления без проскальзывания определяет выражение

$$\gamma_{\pi,w,k} = \frac{3600 V_{1H,w,k} M_{\text{of}} n_{w,k} \eta_{w,k} L m \gamma_{\Pi M}}{F_{nk} n_{p,w,k}}, \text{ KF/4, (11)}$$

где $V_{1\rm H}$ — объем деформированного металла одним выступом; $M_{\rm ob}$ — общее число выступов на площади контакта зубьев.

Объем деформированного участка поверхности одним выступом шероховатой поверхности сферической формы составит:

$$V_{1\mathrm{H}\,w,\ k} = \frac{\pi H_{w,\ k} (3a_{w,\ k}^2 + H_{w,\ k}^2)}{6}.$$
 (12)

Подставив формулы (1) и (3) в выражение (12), получим:

$$V_{1 \mathrm{H}\,w, k} = \frac{362,85\,\sigma_{\mathrm{H}}^{6}\rho_{\mathrm{np}}^{3}\theta_{w,k}}{E_{\mathrm{np}}^{3}c^{2}\sigma_{\mathrm{T}\,w,k}^{2}}.$$

Площадь контакта поверхностей трения без проскальзывания:

$$F_{nk} = LB_{w, k} = \frac{7,26\sigma_{\rm H}L\rho_{\rm np}\sqrt{1-\mu^2}}{E_{\rm np}}.$$
 (13)

ISSN 0042-4633. ВЕСТНИК МАШИНОСТРОЕНИЯ. 2019. № 8



Рис. 5. Зависимость ширины В_ш контакта зубьев зубчатых колес от нагрузки Р при работе зацепления без скольжения

Ширину зоны контакта зубьев находим по формуле

$$B_{w, k} = \frac{3,04\sqrt{P\rho_{\rm np}}(1-\mu^2)}{\sqrt{LE_{\rm np}}}$$

Таким образом, ширина контакта зубьев зубчатых колес и радиус скругления профиля зуба с увеличением нагрузки увеличиваются, а с увеличением длины зуба и модуля упругости материала зубчатого колеса уменьшаются.

На рис. 5 представлена зависимость ширины $B_{w, k}$ контакта зубьев в зацеплении от нагрузки P при качении без скольжения при $\alpha = 20^{\circ}$; $\mu = 0,3$; L = 0,058 м; $E_{\rm пp} = 215\ 000$ МПа; m = 0,01 м; $z_w = 30$.

Число выступов шероховатой поверхности по ширине контакта зубьев:

$$N_{w, k} = \frac{B_{w, k}}{2a_{w, k}} = \frac{2.4\sqrt{\rho_{\rm IIP}Lc\sigma_{\rm T}}}{\sqrt{E_{\rm IIP}p}} = \frac{c\sigma_{\rm TW, k}}{\sigma_{\rm H}}$$

Общее число выступов, находящихся на площади контакта зубьев:

$$M_{\rm of \, w, \, k} = \frac{Lc^2 \sigma_{\rm T}^2 E_{\rm frp}}{14,27 \sigma_h^3 \rho_{\rm frp}}.$$
 (14)

Подставив формулы (7), (12)—(14) в выражение (11), получим:

$$\gamma_{\Pi,w,k} = \frac{1.886.805\sigma_{\rm H}^4 \rho_{\rm \Pi p}^2 \theta_{w,k} n_{w,k} m \gamma_{\Pi \mu}}{E_{\Pi p}^2 i c \sigma_{\rm Tw} n_{p,w,k}}, \text{ KG/M}.$$

Таким образом, установлено, если контактное напряжение между зубьями зубчатого зацепления не превышает предела текучести материала, при работе сопряжения заеданий не происходит.

При проскальзывании зубьев скорость накопления продуктов изнашивания зависит от глубины внедрения выступов шероховатой поверхности, радиуса скругления выступов, величины относительного проскальзывания, числа выступов шероховатой поверхности по длине контакта и участвующих в деформации сопряженной поверхности.

При работе зубчатого зацепления без проскальзывания с повышением модуля упругости, предела

ТЕХНОЛОГИЯ МАШИНОСТРОЕНИЯ

УДК 621.793.74

А. К. КЫЧКИН, канд. техн. наук, А. А. ГАВРИЛЬЕВА (Институт физико-технических проблем Севера им. В. П. Ларионова СО РАН), e-mail: kychkinplasma@mail.ru

Оценка дисперсности порошков, модифицированных тугоплавкими добавками, для газотермического напыления

Разработана математическая модель динамики напыляемых частиц в плазменном потоке при равномерном распределении скорости потока плазмы и ее температуры. Получены аналитические оценки скорости частиц в потоке — число Био, характеризующее условия теплообмена между частицами и плазменным потоком, а также температурные распределения частиц по радиусу и времени. Выполнен расчет дисперсности фракционного состава шихты в порошковой проволоке, напыляемой плазмой аргона.

Ключевые слова: число Рейнольдса, число Нуссельта, число Био, дисперсность, плазменное напыление, порошковый материал, модифицирующие добавки.

A mathematical model of the dynamics of sprayed particles in a plasma stream with a uniform distribution of the plasma flow rate and its temperature is developed. Analytical assessments of the particle velocity in the flow — the Biot number, characterizing the conditions of heat exchange between particles and the plasma flow, as well as the temperature distributions of particles along the radius and time are obtained. The calculation of the dispersity of the fractional composition of the mixture in the cored wire sprayed with argon plasma is performed.

Keywords: Reynolds number, Nusselt number, Biot number, dispersion, plasma spraying, powder material, modifying additives.

Для упрочнения деталей на их рабочие поверхности наносят износостойкие покрытия, эксплуатационные свойства которых во многом зависят от состава, дисперсности, количества и распределения упрочняющих фаз (карбидов, боридов и пр.) [1]. При газотермическом напылении покрытий из порошковых материалов с требуемыми свойствами в качестве модифицирующих добавок можно использовать минеральное сырье и отходы производства, содержащие оксиды легирующих химических элементов. Природные концентраты подвергают переработке для получения требуемого химического состава и определенной дисперсности, которые обеспечат образование упрочняющих фаз и улучшат структуру износостойких покрытий.

Анализ структур покрытий показал [2], что при электродуговой металлизации тугоплавкие модифицирующие добавки из ильменитового концентрата полностью не расплавляются. Для получения достаточных защитных свойств покрытий необходимо, чтобы частицы шихты нагревались и расплавлялись, но не испарялись (работы В. А. Вахалина, В. В. Кудинова, А. Е. Белащенко). Следовательно, необходимо выполнять плазменное напыление с большей температурой [3, 4].

При плазменном напылении порошковый материал вводят в струю плазмы, в которой происходит его нагревание и ускорение. Нагреваются частицы за несколько миллисекунд. Поэтому контактное измерение температуры порошка невозможно, а бесконтактное (оптическое) измерение осложнено излучением плазмы, малыми размерами, высокой скоростью частиц и градиентным характером процесса нагревания, особенно полупрозрачных мало-

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

текучести материала и длины зуба скорость накопления продуктов изнашивания уменьшается и увеличивается с увеличением радиуса скругления профиля зуба и контактного напряжения в зубчатом зацеплении.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Иргашев А.** Оценка износостойкости узлов трения качения, работающих в абразивной среде. Ташкент: ТашГТУ, 1996. 131 с.

2. Крагельский И. В., Добычин М. Н., Камбалов В. С. Основы расчетов на трение, износ. М.: Машиностроение, 1977. 526 с.

3. **Икрамов У. А., Иргашев А., Махкамов К. Х.** Расчетная модель для оценки износостойкости зубчатых передач по концентрациям продуктов износа в масле // Трение и износ. 2003. Т. 24. № 6. С. 620—625.

4. **Irgashev B. A.** Forecasting the Consumption of Spare Parts in Machines Based on the Content of Wear Particles in Oil // Allerton Press. Journal of Friction and Wear. 2015. Vol. 36. N. 5. P. 441–447.

теплопроводных материалов [5, 6]. Таким образом, при плазменном напылении для моделирования дисперсности шихты и технологического процесса необходима аналитическая оценка температуры частиц.

Цель настоящей работы — определение дисперсности шихты с тугоплавкими модифицирующими добавками при плазменном напылении.

Рассмотрим процессы нагревания и ускорения порошкового материала при следующих возможных условиях:

 при малой концентрации дисперсной фазы вводимого порошка в плазменной струе, что обусловливает отсутствие влияния порошка на параметры струи, т. е. локального снижения температуры и скорости потока не наблюдается;

2) при сохранении средней скорости частиц на оси плазменной струи и средней температуры в струе [7].

В этом случае сферическая частица ускоряется и нагревается в потоке плазмы с равномерными распределениями скоростей и температур. Критерий обеспечения требуемой дисперсности шихты температура частиц в плазменном потоке, которая выше температуры плавления и ниже температуры испарения.

Число Био характеризует лимитирующую стадию теплообмена между плазмой и частицей [8, 9]:

$$Bi = \alpha R / \lambda, \tag{1}$$

 α — коэффициент теплоотдачи, Вт/(м² · K); *R* — радиус частицы; λ — коэффициент теплопроводности, Вт/(м · K).

При Bi > 1 (материал с низкой теплопроводностью) теплопередача лимитируется отводом теплоты в глубь частицы. При Bi \ll 1 потери на внутреннюю теплопередачу пренебрежимо малы, теплопередача лимитируется процессами в струе.

Число Нуссельта [4] определяет процесс теплопередачи:

$$Nu = \frac{2\alpha R}{\lambda_p},$$
 (2)

где λ_p — теплопроводность плазмы.

Для сферических частиц в условиях установившегося течения при постоянных показателях теплофизических свойствах потока число Нуссельта согласно зависимости Ранца—Маршалла [10] при 0 < Re < 200 имеет вид:

$$Nu = 2 + 0.6 Re^{1/2} Pr^{1/3}.$$
 (3)

Здесь Pr = $\eta_p c_p / \lambda_p$ — число Прандтля [11], где η_p — динамическая вязкость плазмы; c_p — удельная теплоемкость плазмы при постоянном давлении; Re = $\rho_p (v_p - v) 2R / \eta_p$ — число Рейнольдса [11] (ρ_p — плотность плазмы, v_p — скорость плазмы, v — скорость частицы).

ISSN 0042-4633. ВЕСТНИК МАШИНОСТРОЕНИЯ. 2019. № 8

В формуле (3) первое слагаемое "2" характеризует процесс переноса кондуктивной теплопроводностью теплоты через пограничный слой, второе слагаемое — конвективную теплопередачу от потока плазмы.

Выражения (1)—(3) показывают, что для оценки лимитирующей стадии теплообмена между плазмой и частицей необходимо определить скорость частицы в плазменном потоке.

На частицы, движущиеся в плазменном потоке, воздействуют разные силы, учесть при расчетах все воздействия невозможно. Анализ показал, что основное воздействие оказывает сила вязкого сопротивления со стороны потока. Тогда уравнение движения частицы в плазме имеет вид:

$$m\frac{dv}{dt} = C_x \rho_p \frac{\left(v_p - v\right)^2}{2} S,$$
(4)

где $m = \rho 4\pi R^3/3$ — масса частицы (ρ — плотность частицы); $S = \pi R^2$ — площадь сечения частицы; C_x — коэффициент лобового сопротивления частицы.

1

Для низкотемпературных потоков (так как температура частицы не должна достигать температуры испарения) коэффициент лобового сопротивления шара можно определить по формуле Клячко [12] для чисел Рейнольдса от 0 до 1000:

$$C_x = \frac{24}{\text{Re}} + \frac{4}{\text{Re}^{1/3}}.$$
 (5)

Функцию (5) коэффициента лобового коэффициента аппроксимируем кусочно-гладкой функцией (рис. 1):

$$C_x^* = \begin{cases} \frac{11,2}{\sqrt{\text{Re}}} & \text{при } 10 < \text{Re} < 1000; \\ \frac{24}{\text{Re}} + \frac{4}{\text{Re}^{1/2}} & \text{при } 0 < \text{Re} \le 10. \end{cases}$$
(6)



Рис. 1. Аппроксимации функций (5) лобового сопротивления шара (——) для 0 < Re < 10 (---) и 10 < Re < 1000 (----)

Тогда решение уравнения (4) движения частицы в потоке с начальной скоростью v ($t = t_0$) = v_0 имеет вид:

$$v(t) = v_{\rm p} - \frac{v_{\rm p} - v_0}{\left(1 + \frac{g(t - t_0)}{2v_i} \sqrt{\frac{v_{\rm p} - v_0}{v_i}}\right)^2}$$
при Re = 10, ..., 1000; (7)

$$v(t) = v_{p} - \frac{v_{p} - v_{0}}{\left(e^{\frac{(t-t_{0})g}{2v_{s}}} \left(1 + \frac{3}{8,4} \frac{v_{s}}{v_{u}} \sqrt{\frac{v_{p} - v_{0}}{v_{i}}}\right) - \frac{3}{8,4} \frac{v_{s}}{v_{i}} \sqrt{\frac{v_{p} - v_{0}}{v_{i}}}\right)^{2}}\right)^{2}$$

$$\Pi p u \text{ Re} = 0, ..., 10, \qquad (8)$$

здесь $v_s = \frac{2R^2 \rho g}{9\eta_p}$ — скорость витания частицы при

вязком сопротивлении газа; $v_i = 2R \left(\frac{g}{8,4} \frac{\rho}{\sqrt{\rho_p \eta_p}}\right)^{2/3}$ —

скорость витания частицы при инерционном сопротивлении газа.

Пройденный путь частицы в потоке газа с начальным условием v(t = 0) = 0 согласно формуле (7) имеет вид:

$$s(t) = \int_{0}^{t} v(t) dt = \frac{v_{p}t}{1 + \frac{2v_{i}^{2}/g}{v_{p}t}\sqrt{\frac{v_{p}}{v_{i}}}}.$$
 (9)

Из формулы (7) следует, что при одинаковом времени движения скорость частицы будет больше у частицы с меньшей инерциальной скоростью. А из формулы (8) следует, что при одинаковом времени движения скорость частицы будет больше у частицы с меньшей скоростью витания. Аналитические выражения (7) и (8) скорости частицы позволяют оценить время достижения частицей скорости плазмы, характер теплопередачи и ее пройденный путь.

Рассмотрим процесс нагревания частицы. Теплоту фазовых переходов и охлаждение частицы в результате теплового излучения учитывать не будем. Для определения необходимого размера частицы воспользуемся решением известной начально-краевой задачи теплообмена с граничными условиями третьего рода [14]: частица имеет форму шара, начальная температура шара одинаковая ($T_0 = \text{const}$),

температура плазменного потока в течение теплопередачи постоянная ($T_p = \text{const}$):

$$\begin{cases} \rho c \frac{\partial T}{\partial t} = \frac{1}{r \partial r} \left(\lambda r^2 \frac{\partial T}{\partial r} \right); \\ T \Big|_{t=0} = T_0; \quad \frac{\partial T}{\partial r} \Big|_{r=0} = 0; \\ \lambda \frac{\partial T}{\partial r} \Big|_{r=R} = \alpha (T_p - T_{r=R}); \quad T_p = \text{const.} \end{cases}$$
(10)

Начально-краевая задача (10) имеет решение $\theta(F_0, \text{ Bi}, r/R)$ [14], где $F_0 = a\tau/R^2$ — число Фурье, здесь $a = \lambda/(\rho c)$ — коэффициент температуропроводности тела, м²/с; τ — текущее время; r — текущий радиус; $\theta = (T - T_0)/(T_p - T_0)$ — относительная температура (T — текущая температура в шаре на расстоянии r от центра).

По номограмме из работы [14] для центра шара (r/R = 0) и для его поверхности (r/R = 1) находим соответствующие значения F_0 при известном числе Био, а следовательно, и время τ прогревания частицы до температуры плавления, а также максимальный радиус частицы.

Кроме того, для Ві ≤ 0,1 задача (10) имеет приближенное решение [14]:

$$T = T_{\rm p} - \frac{\sin\left(\sqrt{3\,{\rm Bi}}\frac{r}{R}\right)}{\frac{r}{R}\sqrt{3\,{\rm Bi}}} (T_{\rm p} - T_{\rm 0}) \times \exp\left(-3\,{\rm Bi}\frac{a}{R^2}\tau\right).$$
(11)

По формуле (11) можно определить время нагревания частицы и ее максимальный радиус.

Анализ аналитических выражений нагревания и движения частицы в плазменном потоке показал, что состояние частиц при плазменном напылении зависит от большого числа показателей:

от параметров плазменной струи: температуры, скорости, плотности, теплопроводности, вязкости;

от параметров и показателей физических свойств частицы: размера и формы, плотности, теплоемкости, теплопроводности, теплоты плавления.

Однако выражения (7), (8) и (11) для скорости и температуры частицы получены при предположении, что остальные параметры плазмы и частицы постоянные. Температура частицы повышается с начального значения на поверхности частицы до температуры плазмы, при расчетах используем среднюю температуру.

Рассмотрим шихты из порошка ПГСР-4 на никелевой основе с разными модификаторами (SiC, лигатура ФХБ-1, порошок Al). Начальная температура частиц $T_0 = 300$ К, частицы вводятся в плазменный поток аргона со средней температурой $T_p = 4000$ К; давление — атмосферное; скорость потока равна половине скорости звука. Необходимые для расчета значения показателей при средней температуре можно взять из справочника [13]: $\eta_p = 6.9 \cdot 10^{-4}$ г/(см · с); $\rho_p = 0.3 \cdot 10^{-3}$ г/см³; скорость звука плазмы аргона $a_s = 10^5$ см/с; Pr = 0.87,



Рис. 2. Зависимости скорости v (a), чисел Re (б) и Bi (в) от пути s напыления для разных частиц шихты диаметром 100 мкм



Рис. 3. Зависимости температуры *T* от пути *s* напыления для разных частиц шихты диаметром 100 мкм

теплопроводность $\lambda = 5,26 \cdot 10^{-4}$ Вт/(см · К). Путь напыления *s* = 60 см.

На рис. 2, *а* представлены зависимости (7) изменения скорости *v* от пути *s* напыления [см. формулу (9)] для разных частиц шихты диаметром 100 мкм. Частицы при напылении разгоняются, достигая половины скорости плазменного потока. Установлено, что чем меньше плотность частицы, тем выше их скорость. Кроме того, чем меньше диаметры частиц, тем больше их скорости.

На рис. 2, δ представлены зависимости изменения числа Рейнольдса от пути *s* напыления для разных частиц шихты диаметром 100 мкм. Значения Re для исследуемых частиц попадают в диапазон значений для однозначного определения коэффициента лобового сопротивления [см. формулу (6)] и скорости частиц [см. формулу (7)]. Очевидно, что при уменьшении диаметра частиц число Рейнольдса уменьшается. Увеличение же числа Рейнольдса приводит к повышению интенсивности теплопередачи [см. формулу (1)—(3)], однако увеличение частиц может привести к тому, что они не будут полностью проплавляться.

На рис. 2, в представлены зависимости изменения числа Био от пути *s* напыления для разных частиц шихты диаметром 100 мкм, рассчитанные по формулам (1)—(3) и (9). Установлено, что число Био для частиц на всем пути напыления меньше 0,12, следовательно, можно использовать формулу (11).

На рис. 3 показаны зависимости изменения температур (11) центра частиц с диаметром 100 мкм. Значения температуропроводности и температуры плавления частиц взяты из справочников [15—17]. Частицы алюминия, оксида алюминия, оксида титана достигают своей температуры плавления (табл. 1), остальные частицы не успевают прогреться до температуры плавления при напылении, по-

Таблица 1

Температуры плавления разных частиц

Частица	TiO ₂	MgO	Al ₂ O ₃	Cr	SiC	Fe	В	Ni	Al	SiO ₂
Температура плавления, К	1833	3098	2326	2144	3103	1811	2348	1728	933	1995

Таблица 2

Оптимальные диаметры частиц из разных шихт

Частица	TiO ₂	MgO	Al_2O_3	Cr	SiC	Fe	В	Ni	Al	SiO ₂
Диаметр, мкм	1000	70	100	80	27	70	45	50	100	30

этому их диаметр необходимо уменьшить таким образом, чтобы при данном режиме напыления на половине пути их температура достигла температуры плавления. Таким образом, можно рассчитать оптимальную дисперсность частиц шихты (табл. 2).

Формулы коэффициента лобового сопротивления сферической частицы и числа Био позволяют оценить скорости и температуры частиц в плазменном потоке, а также эффективность напыления порошковых материалов при разных режимах и разном составе порошкового материала с учетом скорости витания частиц, время их нахождения в плазменном потоке, теплообмена, а следовательно, требуемую фракционную размерность в зависимости от технологических параметров газотермического напыления и состава порошка.

Установлено, что при плазменном напылении в аргоне частицы, входящие в состав используемых для этих целей порошков, ускоряются медленнее, чем нагреваются. Поэтому при расчетах необходимо учитывать и кондуктивный характер, и конвективный характер теплообмена.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. Москвитина Л. В., Москвитин С. Г., Кычкин А. К. Трибологические свойства фрикционных покрытий, модифицированных редкоземельным концентратом месторождения Томтор (Якутия) // Изв. Самарского научного центра РАН. 2015. Т. 17. № 2—4. С. 832—836.

2. Исследование износостойких электрометаллизационных покрытий из порошковых проволок с минеральными модифицирующими добавками / М. П. Лебедев, Г. Г. Винокуров, А. К. Кычкин и др. // Изв. Самарского научного центра РАН. 2009. Т. 11. № 1, 2. С. 223—226.

3. Барвинок В. А. Плазма в технологии, надежность, ресурс. М.: Наука и технологии, 2005. 452 с.

4. **Нанесение** покрытий плазмой / В. В. Кудинов, П. Ю. Пекшев, В. Е. Белащенко и др. М.: Наука, 1990. 408 с. 5. Виновский критерий выбора параметров редукции температурного распределения частиц по их суммарному тепловому спектру / П. Ю. Гуляев, В. И. Иордан, И. П. Гуляев и др. // Изв. вузов. Физика. 2008. № 9/3. С. 69—76.

6. Оптико-электронная система диагностики двухфазных потоков динамическим методом счета частиц / П. Ю. Гуляев, В. И. Иордан, И. П. Гуляев и др. // Изв. вузов. Физика. 2008. № 9/3. С. 79-87.

7. Автоматизация теплофизических исследований процесса газотермического напыления покрытий / А. В. Долматов, И. П. Гуляев, Е. А. Лысков и др. // Многоядерные процессоры, параллельное программирование, ПЛИС, системы обработки сигналов. 2016. № 6. С. 192—201.

8. Донской А. В., Клубникин В. С. Электроплазменные процессы и установки в машиностроении. Л.: Машиностроение, 1979. 221 с.

9. Цветков Ю. В., Панфилов С. А. Низкотемпературная плазма в процессах восстановления. М.: Наука, 1980. 358 с.

10. **Ranz W. E., Marshall W. R.** Evaporation from Drops Part 1 and Part 2 // Chemical Engineering Progress. 1952. Vol. 48. N. 2. P. 173–180.

11. Ландау Л. Д., Лифшиц Е. М. Теоретическая физика. Т. VI. Гидродинамика. М.: Наука. Гл. ред. физ.-мат. лит., 1986. 736 с.

12. Клячко Л. С. Уравнение движения пылевых частиц в пылеприемных устройствах // Отопление и вентиляция. 1934. № 4. С. 11—17.

13. **Hilsenrath J., Beckett W. C.** Benedict and oth. Tables of Thermal Properties of Gases. Washington: NBS Circ, 564. 1955. 473 p.

14. **Пехович А. И., Жидких В. М.** Расчеты теплового режима твердых тел. Л.: Наука, 1968. 304 с.

15. **Теплофизические** свойства компонентов горючих систем: Справочник / Ю. Е. Шелудяк, Л. Я. Кашпоров, Л. А. Малинин, В. Н. Цалковю. М.: НПО Информ ТЭИ, 1992. 186 с.

16. Зиновьев В. И. Теплофизические свойства металлов при высоких температурах: Справочник. М.: Металлургия, 1989. 385 с.

17. **Чиркин В. С.** Теплофизические свойства материалов ядерной техники: Справочник. М.: Атомиздат, 1968. 485 с.

С. А. КРЮКОВ, В. М. ШУМЯЧЕР, доктора технических наук (Волжский политехнический ин-т — филиал Волгоградского ГТУ), Н. В. БАЙДАКОВА, канд. техн. наук (филиал ФГБОУ ВО "НИУ "МЭИ" в г. Волжском), e-mail: sf-visteh@mail.ru

Определение параметров термообработки абразивных инструментов на керамической связке

Получены зависимости для определения оптимальных параметров режима термической обработки шлифовального инструмента для повышения его прочностных свойств. Приведен пример расчета параметров термообработки шлифовального круга.

Ключевые слова: шлифовальный круг, керамическая связка, термообработка, адсорбция, пористость, прочность, нагревание, закалка.

The dependences are obtained to determine the optimal parameters of the mode of heat treatment of the grinding tool to increase its strength properties. An example of calculating the parameters of the heat treatment of the grinding wheel is presented.

Keywords: grinding wheel, ceramic bond, heat treatment, adsorption, porosity, strength, heating, quenching.

Известны два способа термообработки готовых абразивных инструментов на керамической связке: предварительная обработка глубоким холодом (ОГХ) шлифовальных кругов [1] и нагревание их до определенной температуры и закалки в охлаждающей среде [2]. Исследования показали, что термообработка инструментов положительно влияет на качество шлифования. Однако на сегодняшний день отсутствуют какие-либо рекомендации по назначению режимов термообработки шлифовального инструмента.

При нагревании и закаливании инструмента на керамической связке могут происходить физикохимические и механические процессы: десорбция, дегидратация, изменение структуры в результате полиморфных превращений и пр. Степень влияния термообработки на структурно-механические показатели инструмента зависит от возникающих в материале напряжений, их распределения в объеме, условий теплопередачи, от гомогенности строения, хрупкости, пористости, начальной механической прочности черепка инструмента.

При термической обработке абразивного инструмента определяющими показателями являются: конечная температура нагревания при закалке инструмента, интенсивность и продолжительность термообработки, допустимые перепады температур (не приводящие к его разрушению).

Режим термообработки во многом зависит от структуры, зернистости, формы и размеров инструмента, его расположения в нагревательном устройстве, конструкции и назначения печи. При нагревании инструмент увеличивается в объеме. При этом верхние слои нагреваются больше, прилегающих к ним средних слоев, что обусловливает их большее расширение, которое сдерживается средними слоями. Это и создает сжимающие напряжения. Внутренние слои имеют температуру ниже средних слоев, поэтому испытываю растягивающие напряжения. Таким образом, температурный градиент в сечении инструмента является причиной возникновения температурных напряжений в инструменте при термообработке. Величина напряжений зависит от структуры инструментального материала. Максимальное термическое напряжение на по-

Максимальное термическое напряжение на поверхности абразивного инструмента, возникающее при его нагревании, определяет выражение

$$\sigma_{t\max} = \frac{(\bar{\sigma}_t E\alpha T_p)}{(1-\mu)}$$

где $\bar{\sigma}_t$ — относительное напряжение, зависящее от числа Ві; $T_p = T_{cp} - T_{o\bar{0}}$ — разность температур (T_{cp} — температура среды, $T_{o\bar{0}}$ — температура обработанного инструмента); α — коэффициент линейного температурного расширения; μ — модуль Пуассона.

Относительное напряжение рассчитываем по формуле

$$\overline{\sigma}_t = \frac{1}{\left(\frac{a+b\lambda_{\rm T}}{h_{\rm T}H}\right)},$$

где *а* и *b* — коэффициенты (для пластины, нагреваемой с двух сторон, a = 1,5; b = 3,25; для цилиндра — a = 2; b = 4,3); $h_{\rm T}$ — коэффициент теплоотдачи; H — высота или толщина инструмента; $\lambda_{\rm T}$ — теплопроводность.

Приравняв максимальное напряжение σ_{max} , соответствующее термическому разрушению, к пределу прочности $\sigma_{изг}$ при изгибе, получим разрушающий перепад температур:

$$T_{\rm p} = \frac{\sigma_{\rm M3F}(1-\mu)}{E\alpha\overline{\sigma}_t},\,$$

где *Е* — модуль упругости.

Представленные выше аналитические зависимости показывают, что при определении параметров термообработки абразивного инструмента необходимо учитывать термонапряжения, которые зависят не только от свойств инструментального материала, но и от температурного поля, формы и размеров инструмента, а также от технической характеристики нагревательного устройства.

Для камерных нагревательных устройств суммарный коэффициент теплоотдачи определяет формула [3]

$$h_{\Sigma \mathrm{T}} = 0,092 \left(\frac{T_{\mathrm{H}}}{100}\right)^3$$

где $T_{\rm H} = 500$ °C — конечная температура нагреваемого изделия.

В зависимости от числа Ві, изменяющегося от 0 до ∞ , в теории теплопроводности все тела делятся на термически тонкие и массивные. К термически тонким относят тела с малым числом Био, т. е. Ві $\leq 0,25$, которые характеризуются малым перепадом температур в сечении, а термически массивные тела характеризуются большой разностью температур в сечении. Массивность тела определяется не только толщиной изделия и его теплопроводностью, а и коэффициентом теплоотдачи и условиями теплообмена изделия с окружающей средой.

Число Ві характеризует отношение теплового сопротивления изделия к тепловому сопротивлению теплоотдачи:

$$B_i = \frac{0.5h_{\Sigma T}H}{\lambda_T}.$$
 (1)

Шлифовальные круги на керамической связке могут иметь высоту $H = 8 \div 100$ мм и теплопроводность $\lambda_{\rm T} = 2,2 \div 2,4$ Вт/(м · °C) [4]. Чаще всего используют шлифовальные круги высотой $H = 20 \div 40$ мм. Тогда по формуле (1) получим Bi = 0,105.

Таким образом, исследуемые абразивные инструменты по числу Ві можно отнести к термически тонким изделиям и для определения продолжительности их нагревания можно использовать формулу из теории теплопроводности [5]:

$$\tau = \left(\frac{sc\rho}{h_{\Sigma T}K_{l}}\right) \ln \frac{(T_{\Pi} - T_{Hay})}{(T_{\Pi} - T_{H})}, \qquad (2)$$

где s = 0,5H — линейный размер изделия ($H = 2 \div 4$ см); K_1 — коэффициент формы (для пластины $K_1 = 1$, для цилиндра $K_1 = 2$); $T_{\text{нач}} = 20$ °C — начальная температура инструмента; $T_{\Pi} = T_{\text{H}} + (50\div70)$ — температура в нагревательном устройстве.

Анализ формулы (2) показывает, что время нагревания или охлаждения инструмента при закалке пропорционально его высоте или толщине H, а также плотности ρ материала, которая зависит от структуры, твердости, зернистости и пористости.

Зависимость (2) можно использовать для расчета при нагревании или охлаждении единичного изделия (шлифовального круга) при вертикальном расположении в нагревательном устройстве.

Если шлифовальные круги высотой H размещать на расстоянии b друг от друга, то продолжительность τ нагревания следует умножить на поправочный коэффициент K_{τ} , учитывающий действительное расположение инструмента в нагревательном устройстве.

Для круглых изделий данный коэффициент определяем по формуле [6]

$$K_{\tau} = 1,75 - 0,24 \ln\left(\frac{b}{0,1H}\right);$$

для призматических изделий:

$$K_{\tau} = 0.79 - 0.12 \ln\left(\frac{b}{0.1H}\right).$$

Важно также знать время выдержки инструмента в нагревательном устройстве, так как при термообработке шлифовального инструмента необходимо удалить адсорбционную влагу из порового пространства. Эксперименты показали, что удаление адсорбционной влаги из пор инструмента зависит от объемно-размерных показателей порового пространства и режима термообработки.

Исследовали четыре вида шлифовальных кругов: 24А40M38K5, 24А25MI6K5, 24А16CMI6K5 и 24А6C15K5. Средние размеры пор d_{Π} данных шлифовальных кругов соответственно 0,61; 0,36; 0,23; 0,09 мм, общая пористость находилась в диапазоне $\Pi = 50,2\div50,7$ %. Вся влага из пор шлифовальных кругов удалялась при температуре 450÷500 °C за $t_{\rm B} = 15\div28$ мин, которая зависит от размера пор (рис. 1) и определяется выражением

$$t_{\rm B} = 13.1 d_n^{-0.32}$$
, мин. (3)



Рис. 1. Зависимость изменения времени $t_{\rm B}$ выдержки от размера $d_{\rm II}$ пор инструмента

ISSN 0042-4633. ВЕСТНИК МАШИНОСТРОЕНИЯ. 2019. № 8



Рис. 2. График нагревания и охлаждения (Т) инструмента

Размер пор определяет формула [8]

$$d_n = 0,203Z^{0,98}\Pi^{3,72},$$

где *Z* – зернистость; П – пористость инструмента.

Зависимость (3) при $T_{\rm H} = 450 \div 500$ °C можно объяснить тем, что с уменьшением размера $d_{\rm II}$ при постоянной пористости повышается удельная поверхность порового пространства инструмента, что требует больше времени прокаливания для удаления связанной влаги и загрязнений из пор материала.

На рис. 2 представлен график нагревания и охлаждения шлифовального круга 24А25СМ16К5 с размерами 1,125 × 25 × 32, который был рассчитан по вышеприведенным зависимостям.

Таким образом, получены зависимости для определения разрушающего перепада температур, продолжительности нагревания и оптимальных параметров режима термообработки шлифовальных кругов для обеспечения полного удаления адсорбционной влаги из порового пространства и высоких прочностных свойств абразивного инструмента.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. Коломазин В. М., Шпотаковский Д. Ф. Исследование процесса шлифования труднообрабатываемых материалов абразивным инструментом, обработанным глубоким холодом // Тр. ВНИИАШ. 1973. № 14. С. 3–7.

2. **Мубаракшин Р. М.** Исследование процесса и разработка методов повышения качества и производительности профильного шлифования: Дис. ... канд. техн. наук. Одесса, 1978. 16 с.

3. Золотухин Н. М. Нагрев и охлаждение металла. М.: Машиностроение, 1973. 192 с.

4. Абразивная и алмазная обработка материалов: Справочник / Под ред. А. Н. Резникова. М.: Машиностроение, 1977. 391 с.

5. Лыков А. В. Теория теплопроводности. М.: Высшая школа, 1967. 599 с.

6. Шумячер В. М., Славин А. В., Крюков С. А. Основы создания высокоэффективных абразивных инструментов / Под общ. ред. В. М. Шумячера. Волгоград: ВолгГАСУ, 2015. 135 с.

В нефтяной промышленности широко исполь-

зуют цилиндрические и конические краны типа

УДК 621.9

У. М. НАДИРОВ, канд. техн. наук, Н. М. РАСУЛОВ, д-р техн. наук (Азербайджанский ТУ, г. Баку), e-mail: n_ugurlu@mail.ru

Особенности технологических размерных цепей при вихревом нарезании канавок на поверхностях вращения

Рассматриваются технологические размерные цепи при нарезании канавок на поверхностях вращения высокоэффективным вихревым методом. Представлены математические модели для прогнозирования точности внешнего и внутреннего диаметров канавок.

Ключевые слова: канавка, нарезание, вихревой метод, окружность, диаметр, размерная цепь, точность.

Technological size chains are considered at grooves cutting on surfaces of revolution by a highly effective vortex method. Mathematical models for predicting the accuracy of external and internal diameters of grooves are presented.

Keywords: groove, cutting, vortex method, circumference, diameter, dimensional chain, accuracy.

Возрастающие потребности общества в разных видах энергии требуют увеличения добычи нефти и выработки нефтепродуктов. Для решения этой проблемы необходимы новые технические средства и технологии производства, транспортировки и обработки нефти и ее продуктов.

SK, PK и KM, разработанные в Азербайджанском научно-исследовательском и проектно-конструкторском институте нефтяного машиностроения (ныне ОАО "АзИНМАШ"), с уплотнительными узлами, в которых деталь "вкладыш" имеет на конических поверхностях кольцевые канавки для уплотнительных колец. Ось симметрии колец перпендикулярна к конической поверхности [1, 2]. Традиционная обработка канавок концевыми фасонными фрезами не отвечает современным технике и технологиям по показателям работоспособности инструмента — низкие уровень механической обработки и ее производительность. Существенно повысить качество и эффективность обработки любой поверхности помогут более прогрессивные методы и схемы резания [3-7]. Разработан новый высокопроизводительный

вихревой метод обработки профильных уплотнительных кольцевых канавок на конических и цилиндрических поверхностях. Метод позволяет со-



Рис. 1. Схема формирование точности внутреннего диаметра канавки

кратить машинное время обработки канавки более чем в 8 раз по сравнению с ее нарезанием по контуру концевой фрезой. Вихревое нарезание канавок двумя инструментами сокращает машинное время более чем в 1,5 раза по сравнению с обработкой одним инструментом [1, 2, 8—11].

Изучение теоретических и практических вопросов нового способа обработки позволило установить технологические размерные связи и функциональные зависимости между входными и выходными параметрами технологической системы, включая и конструктивные элементы обрабатываемых поверхностей при их формировании, что стало актуальной задачей и базой для анализа и управления технологическими процессами [1, 2, 8—11]. Это позволило не только обеспечить высокое качество деталей, но и спрогнозировать точность выходных параметров обработки и направление повышения эффективности метода [3, 4, 12—14].

Вихревой метод обработки обеспечивает точность всех параметров канавок: диаметра поверхности расположения канавки; внешнего и внутреннего диаметров канавки, ее глубины и ширины; соосности проходного отверстия и канавки; радиуса закругления дна канавки; отклонения от круглости диаметров канавки; перпендикулярности осей симметрии локальных профилей канавок к конической поверхности вращения и т. п. Эффективность любой технологической операции основана на разработке рационального механизма обеспечения качества обработки и производительности [3—7, 12—14]. Поэтому изучение механизма формирования точности параметров качества при нарезании канавки вихревым методом является актуальной задачей.

Цель работы — выявление и анализ технологических размерных цепей диаметров канавки, сформированных при нарезании вихревым методом, и определение направления повышения точности обработки.

Канавки на поверхностях вращения нарезаются установленными на инструментальной головке 1 и непрерывно вращающимися инструментами 2 за два прохода (рис. 1, а). Сначала при вертикальном перемещении S_в заготовки З вращающиеся инструменты 2 снимают с заготовки материал до достижения требуемой глубины *h* канавки с перерывами при каждом рабочем ходе. Сечение срезаемого слоя материала при каждом проходе инструмента показано на рис. 1, б. При достижении требуемой глубины канавки вертикальная подача S_в отключается и заготовке сообщается линейная подача S_{Π} , согласованная с ее круговой подачей $S_{\rm K}$ (см. рис. 1, *a*), до достижения необходимой длины *l_x* обработки, равной внутреннему диаметру d канавки [8—11], т. е. канавка образуется полностью после поворота заготовки на угол 2 α , когда $l_x = d$. При этом sin $\alpha = d/D_0$, где D_0 — номинальный диаметр поверхности вращения, на которой расположена канавка.

Технологические размерные цепи, формируемые при обработке канавок вихревым методом, имеют свои схемы и особенности векторных связей. Для их получения и выявления механизма формирования точности параметров канавки при ее вихревом нарезании, целесообразно воспользоваться не только теоретическим обоснованием точности деталей при производстве машин, но и теорией размерных цепей и векторного анализа [3—7, 16, 17].

При нарезании канавки вихревым методом значения точности диаметра внутренней окружности, глубины и ширины канавки определяют исходя как из технологических, так и эксплуатационных соображений. Поэтому при разработке эффективного нарезания канавки вихревым методом первостепенными являются технологические возможности и вывод математической модели внутреннего диаметра d канавки и ее анализ. На рис. 1 приведена схема формирования точности внутреннего диаметра канавки. Анализ схемы обработки показал, что диаметр d является функцией трех равных и взаимно перекрывающихся размеров (d_и – диаметра положения инструмента в головке; l_x — линейного перемещения заготовки; B = AC — длины хорды, сформированной окружностью поверхности вращения при повороте заготовки на угол 2α), а также диаметра D₀ базовой поверхности заготовки, на которой расположена канавка:

$$d = f(d_{\mathsf{W}}, \alpha, l_{\mathsf{X}}, D_0). \tag{1}$$

В формуле (1) аргумент определяется: погрешностью $d_{\mu \min} \leq d_{\mu} \leq d_{\mu \max}$ установки режущего инструмента в головке; суммой погрешностей $l_{x\min} \leq l_{x} \leq l_{x\max}$ и $2\alpha_{\min} \leq 2\alpha \leq 2\alpha_{\max}$ привода станка; рассеянием диаметра $D_{0\min} \leq D_0 \leq D_{0\max}$ поверхности вращения партии заготовок (включая и отклонение конусности) согласно допуску на них.

Анализ схемы нарезания канавки и формулы (1) показал, что в формировании размера d учитываются своими скалярными значениями и направлениями размеры $d_{\rm H}$, $\alpha = f(S_{\rm K})$ и l_x . Поэтому размерная цепь, в которой замыкающим звеном является размер d, выражается в векторной форме (рис. 1, g):

$$\vec{d} = \vec{d}_{\rm H} + \vec{B} + \vec{l}_{\rm X}.$$
 (2)

Векторное уравнение (2) позволяет определить внутренний диаметр d канавки по всему контуру и провести его анализ; сравнить размеры, полученные в двух характерных сечениях, проходящих соответственно через оси вкладыша и проходного отверстия (далее продольное сечение) и через оси проходного отверстия перпендикулярно к оси вкладыша (далее поперечное сечение). В уравнении (2) номинальные значения векторов \vec{B} и \vec{l}_x равны, а их направления противоположны, поэтому на точность размера *d* влияют только их погрешности.

Анализ векторной размерной цепи показал, что механизмы формирования размеров d и D (где D — внешний диаметр канавки) в продольном и поперечном сечениях канавки отличаются, но подчиняются общему закону. Ни круговая, ни линейная подачи не влияют на точности размера в продольном сечении. Действительно, направления подач в соответствующей плоскости перпендикулярны размеру, т. е. $\vec{d} = \vec{d}_{\mu}$.

Размеры канавки в продольном сечении формируются только статическими размерами инструмента и приспособления (см. рис. 1, *в*), а на точности размеров в поперечном сечении влияют и кинематические размерные связи технологической системы — линейная и круговая подачи, которые (как замыкающие звенья ряда размерных связей) являются еще и динамическими, т. е. изменяются в широком диапазоне.

Таким образом, по мере формирования канавки, действующие в начале резания ($\alpha = 0$) сложные размерные связи постепенно изменяются — уменьшаются их число и диапазон изменения. Упрощаются условия и механизм влияния технологических факторов на точность выходных параметров. Когда заготовка повернется на угол α (что соответствует продольному сечению канавки), число влияющих факторов станет минимальным, а условия формирования канавки более благоприятными. При продолжении нарезания канавки размерные связи, влияющие на формируемые размеры, изменяются в противоположном направлении — увеличивается их число, постепенно усложняется механизм их влияния на точность и т. п. Достижение точности формирования канавки усложняется.

Таким образом, статические размерные связи только в продольном сечении канавки имеют вид (см. рис. 1, δ):

$$d = d_{\rm H}; \quad b = b_{\rm H}; \quad D = d_{\rm H} + b_{\rm H} + b_{\rm H},$$
 (3)

где *b* — ширина канавки; *b*_и — ширина инструмента.

В продольном сечении диаметры канавки формируются статическими размерными связями: шириной инструментов и их расстоянием от оси вращения, которые называются "размер инструмента" и "размер приспособления". На точности замыкающих звеньев влияют еще и динамические связи: износ режущих инструментов, упругие и тепловые деформации заготовки и инструментов, которые не учтены в выражениях (3).

В поперечном сечении диаметры канавки формируются размерными связями, образующимися следующими относительными перемещениями и размерами инструмента и заготовки:

вращением инструмента и его расстоянием $(d_{\rm u})$ от оси вращения и шириной $(b_{\rm u})$;



Рис. 2. Схема формирования канавки двумя инструментами

перемещением (l_x) заготовки в направлении, перпендикулярном к собственной оси;

углом 2α поворота заготовки вокруг собственной оси (размер В);

номинальным диаметром (D_0) поверхности врашения.

В поперечном сечении диаметр окружности канавки формируется не только упомянутыми статическими размерными связями, но и кинематическими размерными связями, обусловленными поворотом заготовки при нарезании канавки. Следовательно, из векторного уравнения (2) получим производные размерные цепи диаметров окружностей канавки в поперечном сечении (см. рис. 1):

$$d = l_{\rm r} - D_0 \sin\alpha + d_{\rm H}; \tag{4}$$

$$D = l_x - D_0 \sin\alpha + d_{\mu} + 2b_{\mu} \cos\alpha.$$
(5)

Анализ выражений (4) и (5) показал, что каждая размерная цепь имеет три составляющие (линейное перемещение, хорду и размер приспособления), номинальные размеры которых равны. Так как две из составляющих образуются в результате относительных противоположно направленных движений элементов технологической системы, то они не влияют на номинальные размеры замыкающих звеньев. Однако их изменения и отклонения от номинала обусловливают рассеяние размеров *d* и *D* (на рис. 1 не показаны). Первичная погрешность, обусловленная допуском на диаметр D₀ и погрешностью δ_α угла поворота заготовки, определяется по формуле

$$\delta_{0\alpha} = d_{\max} - d_{\min} = \delta_{\alpha} + 2\delta_{D_0} =$$
$$= \frac{\pi D_0 \Delta \alpha \cos \alpha}{360} + T_{D_0} \sin \alpha_{\min},$$

где δ_{D_0} — половина первичной погрешности диаметра *D*₀; *d*_{max} и *d*_{min} — наибольший и наименьший диаметры нарезаемой канавки; δ_α – первичная

погрешность поворота заготовки; $\Delta \alpha$ — допустимая погрешность поворота заготовки; α_{min} — половина нижнего предела угла; $T_{D_0}\,-$ допуск на диаметр поверхности вращения.

Механизмы влияния технологических факторов l_x и $S_{\rm K}$ на точность диаметра d идентичны и зависят от его угловых положений (рис. 2, угол β). В соответствии с механизмом нарезания канавки вихревым методом диаметр *d* в любом ее сечении образуется при двух противоположных положениях режущего инструмента относительно заготовки. Поэтому в математической модели точность размера *d* должна учитываться удвоенным значением погрешностей параметров l_x и S_K (см. рис. 2):

$$\delta_l = 2\Delta l_x \sin\beta;$$

$$\delta_s = 2\Delta S_{\rm K} \sin\beta,$$

где δ_l и δ_s — первичные погрешности внутреннего диаметра канавки в сечении, расположенном под углом β, связанные с погрешностями соответственно линейной и круговой подач; Δl_x и ΔS_{κ} — допускаемые погрешности приводов соответственно линейной и круговой подач; β — искомое угловое положение размера *d* канавки.

В зависимости от углового положения размера d $(d = d_x,$ см. рис. 2) на вертикальной плоскости формируется аналогичная погрешность:

$$\delta_{0\alpha} = \left(\frac{\pi D_0 \Delta \alpha \cos \alpha}{360} + T_{D_0} \sin \alpha_{\min}\right) \sin \beta.$$

Таким образом, учитывая случайность факторов, влияющих на точность диаметра, суммарную погрешность диаметра d_x (без учета упругих и температурных деформаций) определяем вероятностным методом по формуле [4]:

$$\delta_{dx} = \sqrt{\left(\left(\frac{\pi D_0 \Delta \alpha \cos \alpha}{360} + T_{D_0} \sin \alpha_{\min}\right) \sin \beta\right)^2 +} \rightarrow \frac{1}{2 \sin \beta ((\Delta l_x)^2 + (\Delta S)^2) + T_{du}^2 + T_{d\epsilon}^2 + T_{dH}^2 + 3T_{\mu}^2},$$
(6)

где $T_{\rm M}$ – допуск, предусмотренный на изготовление и износ инструмента; $T_{d\epsilon}$ — часть допуска на погрешности установки заготовки; *Т*_{dи} — часть допуска на погрешности установки режущего инструмента в головке; *T*_{dH} — часть допуска на наладки технологической системы на размер.

При выводе формулы (6) приняты: t = 3 - коэффициент, определяющий процент риска получения брака при нарезании канавки; λ_i – коэффициенты, учитывающие распределения соответствующих первичных погрешностей: 1/3 — износ инструмента, 1/9 — первичная погрешность, подчиняющаяся нормальному закону распределения [4]. Если в формуле (6) принять $\beta = 0$ (или 180°), то получим формулы для определения погрешности диаметра *d* в поперечном сечении канавки, если принять $\beta = 90^{\circ}$ (или 270°) — то в продольном сечении.

Формула (6) представляет собой математическую модель погрешности внутреннего диаметра канавки при обработке на станках с ЧПУ.

Так как составляющими размерной цепи являются линейные размеры и хорда B, выражающая поворот заготовки по окружности (дуга AC), посчитали целесообразным назвать технологическую размерную цепь "линейно-круговой".

Аналогично получили математические модели погрешностей для внешнего и внутреннего диаметров канавки при обработке на расточном станке, когда функциональная связь между круговой и линейной подачами $S_{\rm K} = f(S_l)$ реализуется с помощью специального приспособление [9—11].

Анализ выражения (6) дает более полное определение точностей диаметров канавки.

Согласно теории обеспечение точности в технологии производства машин допуск на точность замыкающего звена ($\delta_d = 0.8$ мм) должен распределяться между ее составляющими [4, 7, 11]. Следовательно, определить точность диаметра внутренней окружности канавки не так просто, как кажется на первый взгляд.

Исследования нарезания канавки на вкладыше, проведенные в НПО "Сабунчи", показали, что точность диаметра *d* обеспечивается только при высокой точности наладки технологической системы, которая занимает много времени. Это говорит о том, что допуск, предусмотренный на наладку, достаточно жесткий.

Для повышения эффективности нарезания канавки были разработаны и предложены технологические мероприятия. Например, с использованием математической модели (6) было определено и применено рациональное распределение допуска замыкающего звена между составляющими звеньями размерной цепи. Упрощен процесс наладки технологической системы для выполнения операции на предприятии, повышена эффективность формирования канавки.

Выводы

С использованием теории размерных цепей составлены технологические векторные размерные цепи для внешнего и внутреннего диаметров канавки. Установлены факторы, влияющие на их точность и функциональная связь между ними, проанализировано обеспечение точности.

Получены математические модели точности внешнего и внутреннего диаметров канавок, нарезааемых на поверхностях вращения. Даны рекомендации по прогнозированию точностей формирования размеров при аналогичных процессах обработки поверхностей вихревым методом.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Надиров У. М.** Апробирование и внедрение процесса нарезания канавки на детали "Вкладыш" вихревым методом // Известия вузов. Машиностроение. 2017. № 1. С. 79—87.

2. Надиров У. М., Расулов Н. М. О вихревом методе нарезания фасонных профилей, расположенных на боковых поверхностях вращения // Сб. науч. тр. "Современные методы и технологии создания и обработки материалов". Кн. 3. Обработка металлов давлением. Минск: ФТИ НАН Беларуси, 2017. С. 78—85.

3. **Технологические** методы обеспечения надежности деталей машин / И. М. Жарский, И. Л. Баршай, Н. А. Свидунович, Н. В. Спиридонов. Минск: Вышэй-шая школа, 2005. 299 с.

4. Справочник технолога машиностроителя / Под ред. А. М. Дальского, А. Г. Косиловой и др. М.: Машиностроение, 2003. Т. 1. 912 с.; Т. 2. 944 с.

5.**New** Approach for the Production of Blades by Hybrid Processes / A. Calleja, A. Fernández, A. Rodriguez, et. al.; J. Paulo Davim Editor // Nontraditional Machining Processes Research Advances. Springer-Verlag London: 2013. P. 205–230.

6. Hans B. Kief, Helmut A. Roschiwal. CNC-Handbuch 2009/2010 // Carl Hanser Verlag. Munchen, 2009. 551 p.

7. **Paul DeGarmo E., Black J. T., Ronald A. Kohser.** Materials and Processes in Manufacturing // University of Michigan, Publisher Wiley. 2011. 1130 p.

8. **Nadirov U. M., Məmmədov K. S., Rəsulov N. M.** Firlanma yan səthlərində yerləşən novların burulğan üsulu ilə emal keyfiyyətinin əsasları // Azərbaycan Mühəndislik Akademiyasının Xəbərləri. 2014. Cild 6. N. 3. S. 41–48.

9. Расулов Н. М., Надиров У. М. Особенности оброботки вихревым методом кольцевых профилей на боковых поверхностях вращения // Известия вузов. Машиностроение. 2015. № 12. С. 88—94.

10. Расулов Н. М., Надиров У. М. Основы обеспечения качества канавки на боковых поверхностях вращения при их вихревой обработке // Известия вузов. Машиностроение. 2016. № 3. С. 65–73.

11. **Расулов Н. М.** Технологические размерные связи при накатывании резьбы // Машиностроитель. 2001. № 8. С. 12—16.

12. Lauro C. H., Brandro L. C., Ribeiro Filho S. M. and J. Paulo Davim. Manufacturing Engineering // New Research. Publishers, New York: 2015, Chapter 5 (51-75).

13. **Huanlao Liu, Xiaoning Xue, Guangyu Tan.** Backlash Error Measurement and Compensation on the Vertical Machining Center // Engineering. 2010. V. 2. N. 6. P. 403–407.

14. **Majda P.** Relation between kinematic straightness errors and angular errors of machine tool // Advances in Manufacturing Science and Technology. 2012. V. 36. N. 1. P. 47–53.

15. **Geometric** error measurement and compensation of machines — An update / Schwenke H., Knapp W., Haitjema H., et.al. // CIRP Annals — Manufacturing Technology. 2008/ V. 57. N. 2. P. 660–675.

16. Вентцель Е. С., Овчаров Л. А. Теория вероятностей и ее инженерные приложения. М.: Высшая школа, 2000. 480 с.

17. **Granino A. Korn, Thérésa M. Korn** Mathematical Handbook for Scientists and Engineers: Definitions, Theorems, and Formulas for Reference and Review (Dover Civil and Mechanical Engineering). NY. Dover Publications; 2 Revised Edition. 2000. 1151 p.

В. А. ЖАРКОВ, д-р техн. наук (г. Москва), e-mail: dr_zharkov_v_a@mail.ru

Испытания материалов. Гибка листов и профилей на четырехвалковой машине для корпусов ракет, трубных и каркасных изделий. Часть 1

Разработана теория и получены формулы для расчета параметров деформировано-напряженного состояния с учетом упрочнения заготовки при подгибке ее кромки на валковой машине и пружинения кромки после подгибки. CAD/CAE-моделированием исследована динамика подгибки и рассчитаны деформации, напряжения и силы, действующие на заготовку от валков. Определены критерии вероятности образования трещин, низкой точности размеров и чрезмерного пружинения заготовки после подгибки. Даны рекомендации по устранению этих дефектов.

Ключевые слова: листовая штамповка, испытания, гибка, валковая машина, CAD/CAE-моделирование.

A theory was developed and formulas were obtained for calculating the parameters of the deformed-stressed state taking into account the hardening of the workpiece when pre-bending its edge on a roller machine and springing of the edge after pre-bending. By CAD/CAE modeling the dynamics of the pre-bending is studied and the deformations, stresses and forces acting on the workpiece from the rolls are calculated. Criteria for the probability of cracking, low dimensional accuracy and excessive springing of the workpiece after pre-bending were determined. Recommendations are made to eliminate these defects.

Keywords: sheet stamping, tests, bending, roller machine, CAD/CAE-modeling.

В ракето- и самолетостроении, при производстве труб, каркасов, изделий химического и нефтегазового машиностроения цилиндрические и конические обечайки, корпуса и детали изготовляют гибкой листовых и профильных заготовок на трехи четырехвалковых машинах по ГОСТ 10664—82. Сначала рассмотрим задачи, решаемые при наиболее распространенной гибке листа на четырехвалковой машине.

Этапы гибки

Гибка на четырехвалковой машине с верхним (1) и нижним (2) приводными валками, левым (3) и правым (4) не приводными валками, симметрично расположенными относительно вертикальной плоскости YZ симметрии машины (рис. 1, вид спереди по оси Z, направленной на читателя), самой распространенной детали 9 — замкнутого цилиндра с наружным диаметром D (радиус R) и осью, проходящей через центр O_b , за один проход заготовки 5, изготовленной из листа толщиной s (ось Y), длиной l (ось X) и шириной b (ось Z), имеет девять основных этапов.

1. Подготовка заготовки 5, например, для последующей после гибки сварки и сборки, укладка заготовки на приводные ролики стола, выравнивание и выверка ее относительно машины, например, подачей слева до поднятого правого валка 4, подача роликами стола правого края заготовки между верхним (1) и нижним (2) валками за плоскость YZ на минимальную (близкую к нулю) величину Δl_1 переднего неизогнутого плоского участка будущей изогнутой детали, подъем нижнего валка 2 и прижатие края к верхнему валку 1 силой Q (см. рис. 1, *a*).

2. Подгибка кромки: участка между плоскостью YZ прижима заготовки и линией контакта бокового валка и заготовки подъемом заготовки 5 из начального положения до положения 5' на угол α боковым, например, левым валком 3 (см. рис. 1, δ); валок совершает сначала холостой ход до касания с заготовкой, а затем — рабочий ход подгибки.

3. Вращением приводных валков 1 и 2 перемещают и одновременно калибруют изогнутый участок заготовки на небольшое расстояние за валки 1 и 2, останавливают гибку и по шаблону проверяют получение требуемой кривизны этого участка (см. рис. 1, *в*).

4. Опускают боковой левый валок 3, стол (если он был поднят) и заготовку 5 до исходного положения параллельно оси X и одновременно поднимают боковой правый валок 4 для последующего изгиба участка заготовки между валками 1, 2 и 4 по окружности радиуса R', меньшим радиуса R детали с учетом пружинения, спрямления и увеличения радиуса R' до R после отхода этого участка от валка 4 (см. рис. 1, z).

5. Вращением приводных валков 1 и 2 перемещают и одновременно изгибают по валку 4 следующий участок заготовки. Когда передний конец изгибаемой заготовки немного перейдет за горизонтальную ось, проходящую через центр O_b , на этой или вблизи этой оси размещают опорные ролики 6 с наружной и внутренней поверхностей изгибаемой заготовки (см. рис. 1, d).

6. Аналогично п. 5 вращением приводных валков 1 и 2 перемещают и одновременно изгибают следующий участок заготовки. Когда конец изгибаемой заготовки немного перейдет за вертикальную ось, проходящую через центр O_b , на этой оси размещают опорные ролики 7 (см. рис. 1, e).

7. Вращением приводных валков 1 и 2 перемещают и одновременно изгибают следующий участок заготовки. Когда конец изгибаемой заготовки перейдет горизонтальную ось, проходящую через центр O_b , на этой или вблизи этой оси размещают опорные ролики 8 (см. рис. 1, ∞).

8. С помощью валков 1 и 2 перемещают и одновременно изгибают последний участок заготовки. Так как с учетом пружинения радиус R' изгиба заготовки меньше радиуса R заданной детали, то в конце данного этапа передний конец изгибаемой заготовки, как правило, сначала касается поверх-



Рис. 1. Этапы гибки заготовки на четырехвалковой машине: 1 — верхний валок; 2 — нижний валок; 3 и 4 — боковые левый и правый валки; 5 — заготовка до подгибки; 5' — заготовка после подгибки кромки; 6—8 опорные ролики; 9 — изогнутая деталь

ISSN 0042-4633. ВЕСТНИК МАШИНОСТРОЕНИЯ. 2019. № 8

ности верхнего валка, вращающегося в направлении подачи заготовки, а затем в результате подачи заготовки и силы трения между вращающейся поверхностью верхнего валка и передним концом заготовки этот конец опускается вниз по поверхности верхнего валка. На данном заключительном этапе изгиба, когда задний конец заготовки не доходит до вертикальной плоскости YZ на малую величину Δl_2 (см. рис. 1, *з*) заднего плоского недеформированного участка, зазор Δl_3 между передним и задним концами может иметь значения: $\Delta l_3 > 0$, $\Delta l_3 = 0$ и $\Delta l_3 < 0$, т. е. передний конец может заходить за задний.

9. Обратным вращением приводных валков 1 и 2 немного поворачивают оба конца изогнутой детали и освобождают от опорных роликов 7 и 8. Деталь





Рис. 1. (Продолжение)





пружинит, разгибается, ее поверхность искажается, а концы или расходятся ориентировочно на угол $\Delta \phi$ (см. рис. 1, *u*) при $\Delta l_3 \geq 0$, или заходят друг на друга при $\Delta l_3 < 0$. Радиус *R*' изогнутой детали с центром O_b увеличивается до усредненной величины *R*", а центр O_b смещается в точку O'_b .

Если при съеме детали малой толщины ее поверхность может еще больше исказится под действием силы тяжести, то на последнем этапе валками 3, 4 и роликами 6—8 сжимают изогнутую деталь так, чтобы выровнять по оси Z и убрать зазор между двумя концами (как в сварочном кондукторе), затем непосредственно на машине прихватывают эти края сваркой по линии CI (см. рис. 1, κ), чтобы тонколистовая деталь при удалении из машины не распрямилась. После удаления края детали сваривают окончательно в кондукторе. Для повышения точности сварную деталь можно еще раз обработать на валковой машине.

Длина Δl_1 переднего плоского участка на краю изогнутой детали должна быть минимальной, но достаточной для определения при испытании и наладке процесса подгибки, чтобы он не выскальзывал из-под нижнего и верхнего валков. Сила Q прижима заготовки нижним валком к верхнему валку также должна быть минимальной, чтобы существенно не уменьшать толщину заготовки, но достаточной, чтобы при вращении этих валков не было большого проскальзывания относительно заготовки, а силы трения удерживали ее и перемещали в процессе гибки. Длина Δl_2 заднего плоского участка на краю изогнутой детали также должна быть



минимальной, но достаточной, чтобы после обратного вращения приводных валков можно было повернуть изогнутую деталь и определить зазор Δl_3 , кривизну и точность отштампованной детали. Если точность недостаточная, то повысить ее можно изгибом или спрямлением участков, величина которых зависит от пластичности заготовки и мощности машины.

При наладке процесса гибки заготовки из высокопластичного материала используют три измерительных прибора: шаблон с заданной кривизной, который прикладывают к внутренней или наружной поверхностям заготовки; прогибомер с индикаторами для измерения стрелы сегмента; лазерные сканеры, с помощью которых определяют кривизну участка изогнутой детали по меткам, нанесенным перед гибкой на наружную поверхность заготовки. Если есть вероятность образования трещины на опасном участке основного материала, покрытия или композита, то перед гибкой на этом участке наносят делительную сетку, после гибки определяют деформации и оценивают [1-5] вероятность образования трещины и при необходимости разрабатывают соответствующие конструкторские и технологические мероприятия.

Расчет перемещения бокового валка для подгибки кромки

При изготовлении цилиндрической детали с радиусом R изгибают заготовку по радиусу R' < R, чтобы после разгрузки и распружинивания радиус изогнутой заготовки увеличился до R. Однако сна-



Рис. 2. Схемы для расчета положения бокового валка при подгибке кромки заготовки для машины с небольшим углом β (a) и большим углом β (б)

чала выполняют расчет при R' = R, затем учитывают пружинение изогнутой детали (при разгрузке после гибки) при расчете, испытании и наладке процесса гибки.

Второй этап: подгибка кромки в результате перемещения заготовки из начального положения (5) в положение (5') подъемом только бокового валка (если толщина s большая, а длина L заготовки небольшая) или подъемом валка и стола (если длина L большая и возможен перегиб с пластическими деформациями не опертой части заготовки вниз, как консоли вокруг валка под действием силы тяжести заготовки) (см. рис. 1, δ). Подъем бокового валка с радиусом R_3 из центра $O_3(X_{O_3}, Y_{O_3})$ в центр $O'_3(X'_{O_3}, Y'_{O_3})$, когда валок касается поверхности детали в точке C, на разных машинах осуществляется по-разному:

вариант 1: поворотом валка на угол γ от горизонтали O_3O_4 с помощью рычага $O_3O_{RO_3}$ по дуге окружности радиуса R_{O_3} с точкой опоры O_{RO_3} (X_{ORO_3} , Y_{ORO_3}) в виде оси на станине машины (чаще применяемый вариант);

вариант 2: перемещением валка 3 (или 4) по прямой $O_3O'_3 = l_3$, наклонной к вертикали под углом β . Если для гибки детали минимального внутреннего радиуса, близкого к радиусу R_1 валка l, валки 1-3 имеют возможность касаться друг друга, то при $R_1 = R_2$ имеем: $\beta = \arccos[R_1/(R_1 + R_3)].$

Для варианта 1 проецируем прямые на ось X (рис. 2, a):

$$O'_{3}A = (R + R_{3})\sin\alpha = |X_{ORO_{3}}| + R_{O_{3}}\cos\gamma,$$

откуда

$$\alpha = \arcsin[(|X_{ORO_3}| + R_{O_3} \cos\gamma)/(R + R_3)].$$

Проецируем прямые на ось У:

$$Y_{O_b} + |Y_{ORO_3}| = (R + R_3)\cos\alpha + R_{O_3}\sin\gamma,$$

тогда

$$Y = \arcsin\{[Y_{O_b} + |Y_{ORO_3}| - (R' + R_3)\cos\alpha]/R_{O_3}\};$$

$$Y_{O_b} = R - R_1 - s.$$

Получили два уравнения с двумя неизвестными α и γ (остальные величины являются параметрами машины), которые можно решить методом итераций с заданной точностью или определить графически. Можно также воспользоваться формулами для косоугольного треугольника $O_b O'_3 O_{RO_3}$, три стороны которого известны:

$$O_b O'_3 = R + R_3 = a_1;$$

 $O_{RO_3} O'_3 = R_{O_3} = b_1;$

ISSN 0042-4633. ВЕСТНИК МАШИНОСТРОЕНИЯ. 2019. № 8

$$\begin{aligned} O_b O_{RO_3} &= c_1 = [(X_{O_b} - X_{ORO_3})^2 + \\ &+ (Y_{O_b} - Y_{ORO_3})^2]^{1/2}; \\ X_{O_b} &= 0; \quad Y_{O_b} = R - R_1 - s; \\ p &= (a_1 + b_1 + c_1)/2; \\ r_1 &= \{[(p - a_1)(p - b_1)(p - c_1)]/p\}^{1/2}; \\ \gamma_1 &= 2 \operatorname{arctg}[r_1/(p - a_1)]. \end{aligned}$$

Из прямоугольного треугольника $O_{RO_3} GO_b$ получим:

$$\gamma_2 = 90 - \arccos[(R - R_1 - s + |Y_{ORO_3}|)/c_1],$$

откуда $\gamma = 180^{\circ} - \gamma_1 - \gamma_2$.

Для варианта 2 проецируем прямые на ось *X* (рис. 2, *a*):

$$O'_{3}A = (R + R_{3})\sin\alpha = |X_{O_{2}}| - l_{3}\sin\beta,$$

откуда

$$l_3 = [|X_{O_2}| - (R + R_3)\sin\alpha]/\sin\beta.$$

Проецируем прямые на ось У:

$$Y_{O_b} + |Y_{O_3}| = (R + R_3)\cos\alpha + l_3\cos\beta,$$

откуда

$$l_{3} = [Y_{O_{b}} + |Y_{O_{3}}| - (R + R_{3})\cos\alpha]/\cos\beta;$$
$$Y_{O_{b}} = R - R_{1} - s.$$

Приравняв правые части уравнений для *l*₃, получим:

$$\alpha = f(\alpha) = \arcsin\{[|X_{O_3}| - (Y_{O_b} + |Y_{O_3}| - (R + R_3)\cos\alpha)tg\beta]/(R + R_3)\}.$$

Получили два уравнения с двумя неизвестными α и l_3 , которые можно решить методом итераций $\alpha_1 = f(\alpha_0)$. Если $R > (|X_{O_3}| - R_3)$, то при $\beta = 0$ (условно вертикальное перемещение бокового валка) получаем первое приближение: $\alpha_0 = \arcsin[|X_{O_3}|/(R + R_3)]$. Можно также воспользоваться формулами для косоугольного треугольника $O_bO'_3E$, для которого известны две стороны: $O_bO'_3 = a_2 = R + R_3$; $O_bE =$

нысетны две стерены. $O_bO_3 = a_2 = R + R_3$, O_bD = $b_2 = a + R_1 + s - R$ и угол β (см. рис. 2, *a*) или угол (180° - β) (см. рис. 2, *б*) напротив O_bO_3' :

$$EO_1 = a = |X_{O_3}|/\text{tg}\beta - |Y_{O_3}|;$$

sin $\omega = \sin(\alpha - \beta) = b_2 \sin\beta/a_2,$

тогда

$$\alpha = \beta + \arcsin[(a + R_1 + s - R)\sin\beta/(R + R_3)]. \quad (1)$$

Если $(a + R_1 + s) > R$, то при небольшом угле β (см. рис. 2, *a*) в формуле (1) второе слагаемое положительное, и $\alpha > \beta$.

Если $(a + R_1 + s) < \mathbb{R}$, то при большом угле β (см. рис. 2, δ) в формуле (1) второе слагаемое отрицательное и $\alpha < \beta$.

При $(a + R_1 + s) = R$ имеем $\alpha = \beta$.

Теория упругого изгиба

По ходу бокового валка и по мере охвата заготовкой верхнего валка образуется очаг деформаций из участков I и II (рис. 3), в которых для этапа 1 обработки решаем задачу упругого изгиба до начала перехода элементов в пластическое состояние, для этапа 2 — задачу упругопластического изгиба до перехода всех элементов по толщине заготовки в пластическое состояние, для этапа 3 — задачу пластического изгиба до окончания обработки.

На этапе 1 обработки участок I между нормалями *KM* и *NG* (из граничных точек *K* и *N* охвата заготовкой валка на угол φ) изгибается по валку с радиусом *R*₁ кривизны (см. рис. 3). Внеконтактный участок II между нормалями *NG* и *JC* из точек *N* и *J* изгибается с радиусом кривизны нейтрального слоя $r_n = (R_{\rm II} + R'_{\rm II})/2$. На участке I контактное напряжение σ_k между заготовкой и валками значительно меньше предела текучести $\sigma_{\rm T}$ заготовки, вследствие чего деформировано-напряженное состояние (ДНС) элементов приближенно соответствует чистому изгибу. Упругая задача в полярных координатах (*r*, θ) с полюсом в центре *O*₁ валка имеет следующее решение.

Для листовой заготовки толщиной *s* и шириной *b* по закону упругости по всей толщине заготовки e = s главное тангенциальное напряжение σ_{θ} изменяется линейно (см. эпюру на рис. 3, *a* для середины участка I):

$$\sigma_{\theta} = E(yd\theta/dx) = E(rd\theta - r_n d\theta)/(r_n d\theta) = E(r - r_n)/r_n = E\delta_{\theta} = M(r - r_n)/J,$$

где E — модуль упругости по ГОСТ 1497—84; M — изгибающий момент; $J = bs^3/12$ — момент инерции сечения; $r_n = R_1 + s/2$ — радиус нейтрального слоя, на котором $\sigma_{\theta} = 0$.

На внеконтактном участке II аналогично имеем:

$$\sigma_{\theta} = E(r - r_n)/r_n = E\delta_{\theta} = M(r - r_n)/J.$$

C

Эпюра напряжений аналогична показанной на рис. 3, *a*, только при $\sigma_k = 0$.

Для каждого этапа изгиба в каждом элементе каждого слоя в области изгиба будем рассчитывать интенсивность напряжений:

$$\sigma_i = (1/\sqrt{2})[(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2)]^{1/2},$$

61



Рис. 3. Схема для расчета напряжений при подгибке: 1 и 2 — верхний и нижний валки; 3 — боковой левый валок; 5' — заготовка на этапе подгибки

где $\sigma_1 = \sigma_0, \sigma_2 = \sigma_b = \sigma_z, \sigma_3 = \sigma_r$, и интенсивность упругих деформаций:

$$\varepsilon_{ie} = [(\sqrt{2})/3][(\varepsilon_{1e} - \varepsilon_{2e})^2 + (\varepsilon_{2e} - \varepsilon_{3e})^2 + (\varepsilon_{3e} - \varepsilon_{1e})^2]^{1/2},$$

где $\varepsilon_{1e} = \varepsilon_{\theta e}, \ \varepsilon_{2e} = \varepsilon_{ze}, \ \varepsilon_{3e} = \varepsilon_{re}.$

Как только в каком-то элементе σ_i достигнет $\sigma_T = \sigma_{0,2}$ или ε_{ie} достигнет предельного значения $\varepsilon_{\lim e} = \ln(1 + \sigma_{0,2}/E)$, данный элемент перейдет в пластическое состояние. При этом изгибающий момент на участках I и II составит: $M_{e\sigma_T} = \sigma_T W$ ($W = bs^2/6$ — момент сопротивления сечения при изгибе); $M_{e\sigma_T} = \sigma_T bs^2/6$, а радиус нейтрального слоя на внеконтактном участке II составит: $r_n = EWs/(2M_{e\sigma_T}) = (E/\sigma_T)s/2$.

Теория упругопластического изгиба

По мере перемещения бокового валка все больше элементов нагруженных участков I и II переходят в пластическое состояние, начиная с внутренней и наружной поверхностей заготовки к середине и частично захватывая смежные участки III и IV по длине. Это подтверждает и компьютерное моделирование. Участок *е* по толщине заготовки (см. рис. 3, δ), испытывающий только упругие деформации, уменьшается.

Для элементов, перешедших в пластическое состояние на участке I, решаем совместно уравнения равновесия $d\sigma_r/dr + (\sigma_r - \sigma_\theta)/r = 0$ и пластичности $\sigma_r - \sigma_{\theta} = \pm \sigma_s$ для зон растяжения (в последнем уравнении со знаком минус) и сжатия по толщине, используя для определения постоянной интегрирования граничные условия, по которым для зоны растяжения на наружной поверхности заготовки при $r = R'_1 = R_1 + s$ и для зоны сжатия на внутренней поверхности заготовки при $r = R_1$ радиальное напряжение составит $\sigma_r = 0$ при $\sigma_{k1} = \sigma_{k2} = \sigma_k \approx 0$. Получим распределение напряжений σ_r и σ_{θ} по толщине *s* заготовки: в зоне растяжения: $\sigma_r = -\sigma_s \ln(R'_1/r)$ и $\sigma_{\theta} = \sigma_s[1 - \ln(R'_1/r)]$, где *r* изменяется от $R'_1 = r_n + s/2$ до $(r_n + e/2)$; в зоне сжатия: $\sigma_r = -\sigma_s \ln(r/R_1)$ и $\sigma_{\theta} = -\sigma_s [1 + \ln(r/R_1)]$, где *r* изменяется от $r_n - s/2 = R_1$ до $(r_n - e/2); r_n = R_1 + s/2.$

Момент определяем из условия равновесия интеграла $M_{e-p} = \int \sigma_{\theta} by dy$ в пределах от -s/2 до s/2 (см. эпюру напряжения на рис. 3, δ для середины участка I):

$$M_{e-p} = \sigma_s e^2 b/6 + \sigma_s (s^2 - e^2) b/4 = = (\sigma_s s^2 b/12) [3 - (e/s)^2].$$

Относительное удлинение слоя, граничного между упругой и пластической областями, составит $\delta = (e/2)/r_n$. На внеконтактном участке II: $\delta = (e/2)/r_n$; эпюра напряжений аналогична эпюре, показанной на рис. 3, *б*, только при $\sigma_k = 0$.

По мере изгиба и перехода слоев из упругого в пластическое состояние наружные и внутренние

слои, ранее перешедшие в пластическое состояние, упрочняются от $\sigma_{\rm T}$ до σ_s . В конце данного этапа подгибки на участке I напротив линии *KN* контакта заготовки с валком практически все элементы по толщине заготовки перешли в пластическое состояние ($e \approx 0$), достигается максимальный момент пластического изгиба, который с учетом упрочнения слоев составит $M_{p\sigma_s} = \sigma_s bs^2/4$. На внеконтактном участке II радиус нейтрального слоя уменьшается до значения $r_n = (E/\sigma_s)s/2$.

Теория пластического изгиба

На этапе 3 обработки толщина упругодеформируемого нейтрального слоя становится крайне малой, и практически все элементы очага деформаций, состоящего из участков I и II, переходят из упругого в пластическое состояние. Полученные выше распределения напряжений σ_r и σ_θ по толщине заготовки имеют вид (см. рис. 3, в для середины участка I): в зоне растяжения ($r_n < r \le R'_1$): $\sigma'_r = -\sigma_s \ln(R'_1/r), \ \sigma'_{\theta} = \sigma_s [1 - \ln(R'_1/r)];$ в зоне сжатия $(R_1 \le r < r_n)$: $\sigma_r'' = -\sigma_s \ln(r/R_1), \ \sigma_{\theta}'' = -\sigma_s [1 + \sigma_s]$ + $\ln(r/R_1)$]. Приравняв напряжение σ_r зон растяжения и сжатия, получим радиус нейтрального слоя $r_n = \sqrt{R_1(R_1 + s)}$, который смещен от срединного слоя радиуса $r_{cp} = (R_1 + R'_1)/2 = R_1 + s/2$ к внутренней поверхности заготовки. Изгибающий момент определяем как сумму моментов, создаваемых напряжениями σ'_{θ} и σ''_{θ} в зонах растяжения и сжатия относительно центра кривизны:

$$M_p = b \int \sigma_{\theta}' r dr + b \int -\sigma_{\theta}'' r dr = \sigma_s b s^2 / 4 = 1,5 \sigma_s W,$$

где для первого интеграла пределы заданы от r_n до R'_1 , а для второго — от R_1 до r_n . Видно, что даже без учета упрочнения заготовки ($\sigma_s = \sigma_T$) момент M_p пластического изгиба в 1,5 раза больше момента $M_{e\sigma_T}$ упругого изгиба, а с учетом упрочнения эта разница еще больше.

Поскольку в конце предыдущего этапа обработки кривизна нейтрального слоя внеконтактного участка II заготовки была рассчитана при наибольшем изгибающем моменте $M_{p\sigma_s}$, то на этапе 3 кривизна участка II существенно не изменится. В конце подгибки внутренняя поверхность участка I является цилиндрической поверхностью радиуса R_1 , который меньше радиуса (R - s) штампуемой детали, а участка II — радиуса R'_{II} , который значительно больше (R - s); обе поверхности сопряжены в точке N. И только на этапе калибровки после вращения верхнего и нижнего валков и в результате перемещения заготовки с пластическим изгибом и разгрузкой на выходе получают участок, близкий к поверхности детали радиуса (R - s).

Напряжение текучести σ_s рассчитываем с учетом упрочнения по формуле [1] $\sigma_s = \sigma_T + \sigma_B(1 + \delta_p)\varepsilon_i^n$. Показатель *n* упрочения определяем из условия, что при испытании на растяжение в момент начала образования шейки $\sigma_s = \sigma_B(1 + \delta_p)$, $\varepsilon_i = \ln(1 + \delta_p)$, где σ_B — предел прочности; δ_p — относительное равномерное удлинение по ГОСТ 11701—84. Логарифмированием получим: $n = \ln\{1 - \sigma_{0,2}/[\sigma_B(1 + \delta_p)]\}/\ln[\ln(1 + \delta_p)]$. Интенсивность ε_i деформаций на наиболее опасном (по образованию трещины) наружном слое участка I приближенно равна тангенциальной деформации ε_{θ} [1]:

$$\varepsilon_i \approx \varepsilon_{\theta} = [(R_1 + s)\phi - (R_1 + s/2)\phi]/[(R_1 + s/2)\phi] =$$
$$= s/(2R_1 + s).$$

В зоне изгиба участков I и II состояние очага деформации близко к плоскому деформированному при $\varepsilon_2 = \varepsilon_b = \varepsilon_z \approx 0$. При увеличении на d φ угла изгиба φ (или угла φ охвата заготовкой валка) элемент заготовки с координатами *r* и θ переместится с радиальной (*u*) и окружной (*v*) компонентами перемещения.

Принимаем следующие условия: перемещение и не зависит от θ , а v зависит от θ и является линейной функцией от r, следовательно, сечения остаются плоскими, толщина не изменяется, деформации представляют собой окружное удлинение в элементах снаружи нейтрального слоя, сжатие происходит внутри него, деформации совместны с напряжениями σ_r и σ_{θ} , кроме того, соответствуют условию несжимаемости заготовки, записанному через радиальную (ε_r) и тангенциальную (ε_{θ}) деформации: $\varepsilon_r + \varepsilon_{\theta} = 0, \ \varepsilon_r = \partial u / \partial r, \ \varepsilon_{\theta} = (\partial v / \partial \theta) / r + u / r.$ Данным условиям удовлетворяет зависимость $u = [-1/(2\varphi)] \times$ $(r + r_n^2/r), v = r\theta/\phi$, где знак минус означает, что перемещение и направлено к центру кривизны; θ — угол между радиусом и сечением, от которого начинается охват заготовкой кромки инструмента, $0 \le \theta \le (\varphi + d\varphi)$. Тогда деформации: $-\varepsilon_r = \varepsilon_{\theta} =$ = $[1/(2\phi)](1 - r_n^2/r^2);$ бесконечно малые приращения деформаций: $-d\varepsilon_r = d\varepsilon_{\theta} = [-1/(2\varphi^2)](1 - r_n^2/r^2)d\varphi$, $d\gamma_{r\theta} = 0$; конечные логарифмические деформации: $-e_r = e_{\theta} = \ln[(r_{\phi}/(r_n \phi))] = \ln(r/r_n);$ относительные деформации: $\delta_r = (r_n/r) - 1$, $\delta_{\theta} = (r_{\varphi} - r_n \phi)/(r_n \phi) =$ $= (r/r_n) - 1.$

На всех этапах момент, кривизна и напряжения, рассчитанные выше в серединах участков I и II, плавно уменьшаются до нуля на границах с недеформированными участками III и IV.

Сила подгибки кромки

Проецируем на вертикаль силу F_3 подгибки заготовки боковым валком и силу $T_3 = \mu_3 F_3$ трения между заготовкой и валком (см. рис. 3), силу $T_2 = \mu_2 Q$ трения и силу Q прижима заготовки нижним валком к верхнему, которая уравновешивается силой $T_1 = \mu_1 Q_1$ трения и реакцией Q_1 от верхнего валка, вес P_b заготовки, реакцию P верхнего валка вблизи точки N и силу $T_P = \mu_1 P$ трения, возникающие в результате поворота изгибаемой заготовки относительно неподвижного верхнего валка:

$$F_3 = [P(\cos\varphi + \mu_1 \sin\varphi) + P_b]/(\cos\alpha + \mu_3 \sin\alpha),$$

где коэффициенты μ_3 трения качения бокового валка и коэффициенты μ_1 и μ_2 скольжения верхнего и нижнего валков по заготовке выбирают по справочникам. Силу *P* можно найти из равенства момента, создаваемого этой силой на границе *NG* контактного участка I и плечом $l_N = NH$, и момента M_p пластического изгиба: $P = \sigma_s bs^2/(4l_N)$ [1–5].

Так как кривизна внеконтактного участка II близка к нулю, то $\varphi \approx \alpha$, плечо l_N силы P относительно точки C определяем как $l_N = (R - s - R_1) \sin \alpha$. Минимальную силу Q можно ориентировочно определить по формуле $Q_{\min} = P + P_b$.

Рассчитав силу F₃ для наибольших геометрических параметров и показателей механических свойств детали и заготовки, с учетом веса бокового валка можно подобрать два стандартных гидравлических домкрата, которые для перемещения валка устанавливают по концам валка. Если валок перемещается по дуге от вращения рычага, то силу домкрата выбирают с учетом отношения длин двух плеч рычага и сил трения в осях при его вращении. А если валок перемещается по прямой под углом $\boldsymbol{\beta}$ к вертикали, то по оси домкрата будет действовать сила $F_3 \cos[\alpha - \beta]$, а перпендикулярно этой оси сила $F_3 \sin |\alpha - \beta|$, которая по оси домкрата будет создавать дополнительную силу трения: $\mu_i F_3 \sin[\alpha - \beta]$, где µі — коэффициент трения в направляющих призмах валка. Работу W_d деформации заготовки при подгибке определяет интеграл от силы F₃ по ходу валка, ее можно найти CAD/CAE-моделированием. Величины F_3 , Q и W_d используют при выборе машины и оснастки.

Пружинение заготовки после подгибки

Если после подгибки кромки заготовки на угол α отвести боковой валок от заготовки и опустить нижний валок (или поднять верхний), чтобы заготовка с изогнутой кромкой свободно лежала на двух валках (это выполняют, если на валковой машине сначала подгибают по очереди обе кромки, а затем изгибают центральную часть), то под действием упругих деформаций, которые всегда сопровождают пластические деформации, из-за пружи-

нения деформированные участки I и II распрямятся на угол $\Delta \alpha$. При разгрузке наружные слои участков I и II в зоне растяжения укорачиваются, а внутренние слои в зоне сжатия удлиняются. Это вызывает поворот поперечных сечений заготовки на величину $\Delta \alpha$ пружинения относительно нейтральной поверхности, при разгрузке по закону упругости совпадающей со срединной поверхностью заготовки. Угол α увеличивается на величину $\Delta \alpha$, а усредненный наружный радиус участков I и II, после подгибки приближенно равный радиусу детали R с центром в точке O_b , после разгрузки увеличивается на ΔR . Поперечное сечение NG в виде границы между участками I и II поворачивается в положение $N_s G_s$ на угол пружинения $\Delta \phi \approx \Delta \alpha$ (см. рис. 3).

По закону упругости $\sigma_{\theta} = E\delta = E\Delta l/l$ длина $l = R\alpha + p_1 + p_2$ деформированного наружного слоя после разгрузки уменьшится на $\Delta l = GG_s = (\sigma_{\theta}/E)l =$ $= (\sigma_s/E)(R\alpha + p_1 + p_2)$, при этом $\sigma_{\theta} = \sigma_s$, tg $\Delta \phi \approx \Delta \phi =$ $= \Delta l/(s/2) = 2\Delta l/s$. Следовательно, расчетный угол пружинения составит:

$$\begin{split} \Delta \varphi &\approx \Delta \alpha = K \mathrm{arctg}\{(2\sigma_s/E)[(R/s)\alpha + p_1/s + p_2/s]\} \approx \\ &\approx K\{(2\sigma_s/E)[(R/s)\alpha + p_1/s + p_2/s]\}. \end{split}$$

Если показатели p_1 и p_2 распространения пластических деформаций от очага деформаций I и II (см. рис. 3) на участки III и IV неизвестны, то принимаем $p_1 = p_2 = 0$. Принятые допущения учитывает коэффициент $K = \Delta \alpha_3 / \Delta \alpha_T$, где $\Delta \alpha_3$ определяют экспериментально или по справочникам; $\Delta \alpha_T$ рассчитывают при K = 1. Если данные для $\Delta \alpha_3$ отсутствуют, то используем формулу для $\Delta \alpha$ при K = 1. После разгрузки кромки заготовки кривизну участка II получим как разность между рассчитанной накопленной кривизной при нагрузке по законам упругости и пластичности и кривизной $1/r_n$ после разгрузки по закону упругости: $1/r_n = M_{e\sigma_s}(EJ)$,

$$M_{e\,\sigma_{s}} = \sigma_{s} b s^{2}/6.$$

Так как при подгибке ДНС очага деформации неравномерно, то и разгрузка происходит неравномерно, что оставляет наружные слои несколько растянутыми, а внутренние слои несколько сжатыми. Это приводит к остаточным напряжениям σ_r''' и σ_{θ}''' после разгрузки заготовки. Самоуравновешенная по условиям $\int \sigma_{\theta} by dy = 0$, $\int \sigma_{\theta} b dy = 0$ (в пре-

шенная по условиям ј $\sigma_{\theta} b y dy = 0$, ј $\sigma_{\theta} b dy = 0$ (в пределах от -s/2 до s/2 для обоих интегралов) эпюра остаточных напряжений в изогнутой кромке заготовки на участке I получена как разность эпюры напряжения σ_{θ} при нагружении моментом M_p при пластическом изгибе (см. рис. 3, θ) и линейной эпюрой напряжения $\sigma_{\theta} = M_{e\sigma_s} (r - r_n)/J$ при разгрузке моментом $M_{e\sigma_s}$ при упругом изгибе, при котором $r_n = R_1 + s/2$. На участке II кривизна $1/r_n$ нейтрального слоя плавно уменьшается до нуля в сечении *CJ*. При больших значениях $R/s \gg 1$, которые, как правило, бывают при гибке детали радиуса *R* из листовой заготовки толщиной *s* на валковой машине, при разгрузке упругие деформации и напряжения уменьшаются до значений, близких к нулю ($\sigma_r''' \approx 0$ и $\sigma_{\theta}''' \approx 0$). Расчеты минимального радиуса изгиба без образования трещин и разрушения заготовки приведены в статьях [3, 4], но при гибке на валковых машинах трещин на заготовке, как правило, не бывает и основная задача заключается в учете пружинения детали после гибки.

Если на машине подъем бокового валка осуществляется поворотом валка на угол γ (см. рис. 1, δ) с помощью рычага $O_3 O_{RO_3}$ по дуге окружности ра-

диуса R_{O_3} с точкой опоры $O_{RO_3}(X_{ORO_3}, Y_{ORO_3})$, то для учета пружинения кромки заготовки после подгибки необходимо угол γ увеличить на $\Delta \alpha$ с хордой $a' = 2 R_{O_3} \sin(\Delta \alpha/2)$ при условии $\gamma \approx \alpha$. При этом усредненный радиус R_b подгибки относительно заданного радиуса R детали уменьшится на величину ΔR , ориентировочно равную этой хорде $a': \Delta R \approx a'$; $R_b = R - \Delta R$.

Если на машине подъем бокового валка осуществляется перемещением по прямой $O_3 O'_3 = l_3$, наклонной к вертикали под углом β (см. рис. 1, δ), то для учета пружинения угол α увеличивают на $\Delta \alpha$, при этом ход валка l_3 увеличится до $l'_3 = [Y_{O_b} +$

+ $|Y_{O_3}| - (R + R_3)\cos(\alpha + \Delta \alpha)]/\cos\beta; \Delta R \approx l'_3 - l_3;$ $R_b = R - \Delta R.$

Следовательно, заготовку необходимо изгибать по радиусу $R_b < R$, чтобы после подгибки и разгрузки получить радиус R.

В CAD/CAE-системе Marc MSC Software смоделирован процесс подгибки листовой заготовки в валковой машине на основании теории гибки [1—5] и схем, показанных на рис. 1—3.

Размеры детали, заготовки и валков

Были выбраны следующие размеры цилиндрической детали: D = 2R = 3000 мм, b = 3000 мм, s = 30 мм; прямоугольной заготовки: $l_b = 9330$ мм рассчитана по длине нейтрального слоя при гибке, b = 3000 мм; наибольшая (с учетом верхнего предельного отклонения) толщина s = 30 мм, $\Delta l_1 = s = 30$ мм; размеры валков (см. рис. 1, δ): $R_1 = R_2 = 280$ мм, $R_3 = R_4 = 190$ мм, координаты центра левого бокового валка: $X_{O_3} = -580$ мм,

ISSN 0042-4633. ВЕСТНИК МАШИНОСТРОЕНИЯ. 2019. № 8

 $Y_{O_3} = -(R_1 + s + R_3) = -500$ мм, правого бокового валка, расположенного симметрично относительно плоскости *YZ*; боковые валки перемещаются по прямой под углом $\beta = 53,5^{\circ}$ к вертикали.

В качестве материала заготовки использовали алюминиевый сплав АМг6М (ГОСТ 21631—76), который характеризуется высокой пластичностью и свариваемостью, поэтому широко применяется для обечаек ракет и в других изделиях. Его показатели механических свойств (ГОСТ 11701—84): $E = 71\ 000\ \text{H/mm}^2$; отношение упругой относительной поперечной деформации к продольной u = 0,33; плотность $\gamma = 2,64 \cdot 10^{-9}\ \text{т/mm}^3$; $\delta_{\rm p} = 0,15$; относительное удлинение после разрыва $\delta_{\rm fc} = 0,18$; $\sigma_{\rm T} = \sigma_{0,2} = 155\ \text{H/mm}^2$; $\sigma_{\rm B} = 315\ \text{H/mm}^2$; истинный предел прочности $\sigma_{\rm B\ иc} = \sigma_{\rm B}(1 + \delta_{\rm p}) = 362\ \text{H/mm}^2$. Влияние коэффициента $Z_{\theta} = (\varepsilon_s - \varepsilon_b)/(0,5\varepsilon_l)$ анизотропии данного сплава на листовую штамповку описано в работе [3].

Диаграмму напряжения текучести (ДНТ) σ_s в результате упрочнения заготовки с интенсивностью ε_i деформаций в процессе штамповки строили по формуле [1—5] $\sigma_s = \sigma_{0,2} + \sigma_{\rm B \ ис} \varepsilon_i^n$ при $0 \le \varepsilon_i \le \varepsilon_{i \ lim}$ и $n = \ln[1 - \sigma_{0,2}/\sigma_{\rm B \ \rm uc}]/\ln[\ln(1 + \delta_{\rm p})]; \sigma_s = \sigma_s \lim_{lm} =$ = $\sigma_{0,2} + \sigma_{\text{в ис}} \varepsilon_{i \text{ lim}}^{n}$ = const при $\varepsilon_{i \text{ lim}} < \varepsilon_{i} \leq \varepsilon_{i \text{ max}}$; в САD/САЕ-систему вводили значения ε_i и σ_s в виде таблицы. Значение є i lim определяли по диаграмме предельных деформаций, $\varepsilon_{i \max}$ в 3 раза больше $\varepsilon_{i \lim}$, ДНТ аналогична диаграмме, показанной в статье [5]. Для повышения точности на начальных этапах гибки (интенсивное упрочнение) интервалы между значениями ε_i в таблице выбирали небольшими, а на конечных этапах (неинтенсивное упрочнение перед разрушением заготовки) интервалы увеличили. Толщину заготовки разделили на десять объемных конечных элементов (КЭ) ($N_s = 10$), по ширине — $N_b = 10$ КЭ, по длине — $N_s = 10^3$ КЭ, всего 10⁵ КЭ.

Результаты CAD/CAE-моделирования

На рис. 4 (см. обложку) показана динамика перехода КЭ из упругого состояния в пластическое на трех этапах изгиба. Сначала в пластическое состояние переходят КЭ на внутренней поверхности, прилегающие к поверхности контакта верхнего валка радиуса R_1 с заготовкой, образуя первый очаг деформаций (см. рис. 4, *a*). Затем в пластическое состояние переходят КЭ на наружной поверхности напротив этого контакта, образуя второй очаг деформаций (см. рис. 4, *б*). Далее, начиная от этих двух очагов деформаций, в пластическое состояние переходят КЭ как по толщине, так по

длине в зоне изгиба заготовки. КЭ, уже перешедшие в пластическое состояние, по мере изгиба накапливают пластические деформации и упрочняются. Когда пластические деформации охватят КЭ по длине контактного с валком участка I и внеконтактного участка II, пластические деформации распространяются частично (p_1 и p_2) и на соседние участки III и IV (см. рис. 4, e).

Анализ распределения $\sigma_i/\sigma_{\rm T}$ на конечном этапе подгибки (рис. 5, см. обложку) показал, что на контактном с валком участке I все КЭ по толщине и по длине перешли в пластическое состояние ($\sigma_i/\sigma_T \ge 1$) и накопили пластические деформации, но неоднородно. КЭ, прилегающие к внутренней поверхности изгибаемой заготовки, упрочнились больше, чем КЭ, прилегающие к наружной поверхности. А на внеконтактном участке II между слоями из КЭ, которые прилегают к внутренней и наружной поверхностям изгибаемой заготовки, находятся слои из КЭ, которые прилегают к нейтральной по деформациям и напряжениям поверхности с радиусом r_n и остаются в упругом состоянии. Такая неоднородность ДНС приводит к пружинению и искажению поверхности детали после подгибки.

На рис. 6 (см. обложку) видно, что остаточные напряжения σ_i/σ_T и пружинение изогнутой кромки заготовки после разгрузки значительные, это необходимо учитывать при проектировании процесса гибки.

Так как для гибки на валковых машинах применяют заготовки не только из высокопластичных материалов, но из материалов и композитов с покрытиями с низкими показателями пластичности δ_р и б_{fc}, то для оценки опасности образования трещины на поверхностях изгибаемой заготовки целесообразно использовать критерии, представленные в работах [1-5]. Сначала на всех этапах моделирования процесса обработки заготовки получены распределения по объему заготовки показателей ДНС. Далее определяли штампуемость заготовки по коэффициенту С_т использования пластичности и запасу пластичности P_m ($m = l, t, s, i, \sigma, \sigma_1, F, R, \alpha, h$) до разрушения заготовки на основании критериев вероятности образования трещины, т. е. по параметрам ε_1 , ε_s , s_{lim} , ε_i , σ_i , σ_1 , F, R_1 , α , h_f , обоснованных в статьях [1-5]:

- 1) $C_l = \varepsilon_1 / \varepsilon_1 \lim_{l \to \infty} \langle C_l \lim_{l \to \infty} u \rangle$ $P_l = (1 - \varepsilon_1 / \varepsilon_1 \lim_{l \to \infty}) 100 > P_l \lim;$
- 2) $C_t = \varepsilon_s / \varepsilon_{s \text{ lim}} < C_t \text{ lim } \text{и}$ $P_t = (1 - \varepsilon_s / \varepsilon_{s \text{ lim}}) 100 > P_t \text{ lim};$
- 3) $C_s = s_{\text{lim}}/s_{\text{min}} < C_s \lim \mu$ $P_s = (1 - s_{\text{lim}}/s_{\text{min}})100 > P_s \lim;$

- 4) $C_i = \varepsilon_i / \varepsilon_{i \text{ lim}} < C_{i \text{ lim}}$ и $P_i = (1 - \varepsilon_i / \varepsilon_{i \text{ lim}}) 100 > P_{i \text{ lim}};$
- 5) $C_{\sigma} = \sigma_i / \sigma_i \lim_{lim} < C_{\sigma} \lim_{lim} \mu$ $P_{\sigma} = (1 - \sigma_i / \sigma_i \lim_{lim}) 100 > P_{\sigma} \lim_{lim};$
- 6) $C_{\sigma 1} = \sigma_1 / \sigma_1 \lim_{lim} < C_{\sigma 1} \lim_{lim} M$ $P_{\sigma 1} = (1 - \sigma_1 / \sigma_1 \lim_{lim}) 100 > P_{\sigma 1} \lim_{lim};$
- 7) $C_F = F_3/F_3 \lim_{\lim} < C_F \lim_{\lim} H$ $P_F = (1 - F_3/F_3 \lim_{\lim})100 > P_F \lim;$
- 8) $C_R = R_{1 \text{ min}}/R_1 < C_R \lim_{lim} M$ $P_R = (1 - R_1 \min/R_1)100 > P_R \lim;$
- 9) $C_{\alpha} = \alpha/\alpha_{\lim} < C_{\alpha \lim} \mu$ $P_{\alpha} = (1 - \alpha/\alpha_{\lim})100 > P_{\alpha \lim};$
- 10) $C_h = h_f / h_{f \text{ lim}} < C_h \text{ lim}$ и $P_h = (1 - h_f / h_{f \text{ lim}}) 100 > P_h \text{ lim}; C_m \text{ lim} = 1,$

где $h_{f \text{ lim}}$ — ход бокового валка перед образованием трещины на испытуемой заготовке.

Значения $P_{l \text{ lim}}$, $P_{t \text{ lim}}$, $P_{s \text{ lim}}$, $P_{\sigma \text{ lim}}$, $P_{\sigma \text{ lim}}$, $P_{\sigma \text{ lim}}$, $P_{R \text{ lim}}$, $P_{\alpha \text{ lim}}$, $P_{h \text{ lim}}$ рекомендуется задавать равными или больше δ_p . При запасе пластичности $P_{m \text{ lim}} > 2\delta_p$ в целях экономии можно использовать заготовки из более дешевого материала или меньшей толщины. На основании этих критериев установлено, что нет опасности образования трещин на заготовке при подгибке кромки. Также были построены графики сил по ходу всех валков и определена работа обработки.

Если в результате CAD/CAE-моделирования выявлены вероятность образования трещины, низкая точность размеров или чрезмерное пружинение заготовки после подгибки, то в проект CAD/CAEсистемы вносят реализуемые на данном производстве изменения [1—5] в геометрию детали или параметры подгибки. Моделирование выполняют до тех пор, пока не будут достигнуты заданные параметры подгибки.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Жарков В. А.** Испытания материалов. Двухугловая гибка без прижима заготовки // Вестник машиностроения. 2018. № 10. С. 39—46.

2. **Жарков В. А.** Испытания материалов. V-образная гибка листов и широких полос // Вестник машиностроения. 2018. № 5. С. 44—51.

3. **Жарков В. А.** Испытания материалов. Анизотропия листов и ее влияние на листовую штамповку // Вестник машиностроения. 2017. № 11. С. 46—55.

4. **Жарков В. А.** Испытания материалов // Вестник машиностроения. 2016. № 6, 8; 2017. № 1, 4, 8, 11; 2018. № 2; 2019. № 2, 6.

5. **Жарков В. А.** Моделирование в системе Магс обработки материалов в машиностроении. Ч. 1—7 // Вестник машиностроения. 2012. № 8—12; 2013. № 2, 3.

К. В. ИВАНОВ-ПОЛЬСКИЙ, Ю. И. КУВАЛДИН, канд. техн. наук, М. З. ПЕВЗНЕР, канд. техн. наук (Вятский ГУ, г. Киров), e-mail: mikhailpevzner@yandex.ru

Экономически обоснованная настройка размерной обработки

Предложен метод расчета оптимального смещения центра настройки относительно середины поля допуска для случая, когда область распределения получаемого размера больше допуска. Данный подход минимизирует потери от исправимых и неисправимых браков. Приведены примеры реализации данного метода и экономический эффект от его использования.

Ключевые слова: поле допуска, размерная настройка, исправимый брак, неисправимый брак.

A method for calculating the optimal offset of the center of adjustment relative to the middle of the tolerance field is proposed for the case when the distribution area of the resulting size is larger than the tolerance. This approach minimizes losses from reparable and irreparable foul-ups. Examples of the implementation of this method and the economic effect of its use are given.

Keywords: tolerance field, dimensional setting, reparable foul-up, irreparable foul-up.

Точность обработки весьма часто не соответствует требованиям к точности, регламентируемой интервалом допуска на размер изделия, а ее повышение экономически нецелесообразно или вообще технологически недостижимо. В таком случае стремятся свести к минимуму затраты, обусловленные потенциально возможным браком. Минимальный процент брака в случае симметричного, например нормального, распределения размера образуется, когда центр настройки (математическое ожидание получаемого размера) располагается посредине между нижней (НГД) и верхней (ВГД) границами допуска [1, 2].

Но бракованные детали, размеры которых выше ВГД и ниже НГД, как правило, имеют разную пригодность к дальнейшей доработке. Существует так называемый исправимый брак (ИБ), когда деталь при относительно незначительной доработке переходит в разряд годной продукции (ГП) — при обработке вала с размером выше ВГД, отверстия ниже НГД, и неисправимый брак (НБ), когда простая механическая доработка не исправляет брак. На рис. 1 применительно к нормальному распределению вала, обработанного со смещением центра настройки на С от середины допуска, графически представлены относительные доли ГП, ИБ и НБ плотностями (залитые площади) и соответствующими интегральными функциями (вертикальные отрезки).

Возможности использования, реализации или даже дополнительные затраты, связанные с утили-

ISSN 0042-4633. ВЕСТНИК МАШИНОСТРОЕНИЯ. 2019. № 8

зацией НБ, в зависимости от конкретных производственных условий могут значительно отличаться, но, как правило, суммарные потери, связанные с образованием НБ (ПН) во много раз превышают потери от ИБ (ПИ). Очевидно, что в этом случае с целью снижения затрат следовало бы уменьшить долю НБ за счет увеличения доли ИБ путем смешения С центра настойки от середины поля допуска (Т) в сторону его границы с областью ИБ [3] (см. рис. 1). Но до настоящего времени достаточно эффективный способ расчета оптимального смещения (Сопт) не предлагался и, как правило, настройку осуществляют посредине допуска. Это не позволяет добиться максимальной эффективности процесса там, где преимущественно начальная настройка определяет его конечные результаты, в частности, на оборудовании, не имеющем возможности регулирования в режиме online (отсутствие обратной связи).

Цель работы — установить и опробовать алгоритм определения оптимального смещения из условия достижения максимальной прибыли, дать анализ экономической эффективности разных методов его промышленной реализации в зависимости от особенностей хозяйственной и коммерческой деятельности предприятия.

Прибыль на единицу продукции, полученную при настройке процесса металлообработки со смещением С относительно середины допуска, оценивали как разность между доходом от реализации продукции, себестоимостью производства и дополнительными затратами, обусловленными обоими видами брака:

$$\Pi_{\rm C} = (\Gamma \Pi_{\rm C} + {\rm И}{\rm B}_{\rm C}) {\rm P}{\rm \Gamma}{\rm \Pi} - {\rm И}{\rm B}_{\rm C}{\rm \Pi}{\rm M} - {\rm H}{\rm B}_{\rm C}{\rm \Pi}{\rm H},(1)$$



Рис. 1. Относительные доли ГП, ИБ и НБ для случая, когда область распределения размера вала больше ширины допуска *T*

	A	В	C
1	Оценка среднего значения, мм	190,01	
2	Оценка стандартного.отклонения (СКО, о), мм	0,046	
3	Ширина допуска в долях СКО (d)	2,5	B4/B2
4	Ширина допуска в физических единицах (Т, мм)	0,115	
5	Верхняя граница допуска (ВГД), мм	190,07	B1-B14+B4/2
6	Нижняя граница допуска (НГД), мм	189,95	B1-B14-B4/2
7	Интегральная функция (F) для ВГД	0,8944	НОРМРАСП(B5;B1;B2;1)
8	Доля брака, расположенного ниже НГД	0,1056	НОРМРАСП(B6;B1;B2;1)
9	Доля годной продукции (ГП _С)	0,7887	B7–B8
10	Доля брака, расположенного выше ВГД	0,1056	1–B7
11	Потери от единицы ИБ (ПИ)	0,01	
12	Потери от единицы НБ (ПН)	0,1	
13	Доход от реализации единицы ГП (РГП)	1	
14	Смещение в физич. единицах (С, мм)	0	
15	Смещение в долях СКО (с, о)	0	B14/B2
16	Прибыль (П _С)	0,8827	(B9+B10)•B13-B12•B8-B10•B11

Рис. 2. Один из возможных вариантов расчета прибыли Π_C в программе MS Excel



Рис. 3. Зависимости относительной прибыли Π_{C} от смещения C центра настройки для ширины допуска 3,5 σ (линии Δ , \Box , \bigcirc , \times) и 2,5 σ (линии \blacktriangle , \blacksquare , \bullet , *) при соотношениях ПН:ПИ:РГП: 0,1:0,01:1 (линии Δ и \blacktriangle); 0,5:0,1:1 (линии \Box и \blacksquare); 1:0,01:1 (линии \bigcirc и \bullet) и 1:0,1:1 (линии \times и *)

где ГП_С, ИБ_С и НБ_С — относительные вероятности получения, соответственно, годной продукции, исправимого брака и неисправимого брака при определенном смещении С центра настройки (ГП_С + ИБ_С + НБ_С = 1); РГП — доход от реализации единицы ГП и доработанного ("исправленного") ИБ [принят за единицу, относительно которой определяли потери, обусловленные наличием единицы ИБ (ПИ) и единицы НБ (ПН)].

Экономический эффект (ЭЭ), обусловленный собственно смещением С центра настройки определяли по формуле ЭЭ = $\Pi_C - \Pi_0$, где $\Pi_0 -$ прибыль, получаемая в случае, когда центр настройки расположен точно посредине поля допуска:

$$Π_0 = (ΓΠ_0 + И Б_0) PΓΠ - И Б_0 Π U - H Б_0 Π H. (2)$$

Относительную прибыль П_С, рассчитанную по формуле (1) для разного смещения С, определяли, рассчитывая доли НБ_С, ГП_С и ИБ_С на основании интегральных функций распределения размера относительно ВГД и НГД с использованием функции НОРМРАСП программы MS Excel. На рис. 2 представлен фрагмент (screen) таблицы MS Excel с программой расчета относительной прибыли П_С в зависимости от положения центра настройки, в частности, для случая, когда центр настройки расположен посредине допуска (С = 0 мм, ячейка В14). Здесь названия определяемых параметров, их обозначения и размерности представлены в столбце А. В столбце В "зашиты" невидимые формулы (они вписаны в соответствующие ячейки столбца С), по которым определялись значения параметров, и выведены результаты расчетов. По представленным в ячейках С7—С10 формулам интегральной функции НОРМРАСП рассчитываются в зависимости от известной ширины допуска d, заранее определенной выборочной характеристики точности обработки среднего квадратичного или стандартного отклонения (СКО, ячейка В2) значения ГП_С (ячейка В9), НБ_С и ИБ_С. (Так как в предлагаемом примере, см. ниже, рассматривается обработка вала, то здесь НБ_С — доля брака, расположенного ниже НГД, ячейка В8, а ИБ_С — доля брака, расположенного выше ВГД, ячейка В10). Далее в зависимости от ПИ, ПН, РГП и равной здесь нулю величины смешения (ячейки В11-В14) по формуле (1) (см. ячейку С16) рассчитывается прибыль (ячейка В16). Видно, что при выбранных исходных данных и С = 0 она составляет лишь $\Pi_0 = 0,8827$ (доля от прибыли, которая была бы получена при 100 % годной продукции). Для исходных данных — выборочного среднего (ячейка B1), ширины допуска $d = 2,5\sigma$ или $3,5\sigma$ (ячейка ВЗ) и разных соотношений ПИ:ПН:РГП (0,1:0,01:1; 0,5:0,1:1; 1:0,01:1; 1:0,1:1, ячейки B11—B13), получены зависимости П_С от величины смещения центра настройки в долях СКО (σ) (рис. 3). Здесь для ширины допуска $3,5\sigma$ (линии Δ , \Box , O, \times) и 2,5 σ (линии \blacktriangle , \blacksquare , \bullet , *) при соотношениях ПН:ПИ:РГП: 0,1:0,01:1 (линии ∆ и ▲); 0,5:0,1:1 (линии □ и ■); 1:0,01:1 (линии О и ●) и 1:0,1:1 (линии \times и *) можно проследить влияние смещения на относительную прибыль. Видно, что каждая из зависимостей П_C(C), соответствующая набору характерных значений ширины допуска, ПИ и ПН, имеет (пусть даже очень пологий) максимум. Здесь разность ординат точки (П_{max}) экстремума и точки (Π_0) пересечения соответствующей функции с осью абсцисс — максимальный экономический эффект (ЭЭ_{max}), достигаемый за счет смещения при конкретных начальных условиях, а разница абсцисс этих точек — суть С_{опт}.

Таким образом, для конкретных начальных условий путем достаточно сложных трудоемких вычислений можно определить координаты (С_{опт}, ЭЭ_{max}) экстремума функции (1). Но такая вариационная задача более эффективно решается в рамках линейного программирования [4]. Значение C_{OIIT} определяется как аргумент С целевой функции Π_C [формула (1)] в процессе итерационного поиска ее максимального значения для введенных пользователем исходных данных [5]. (При этом в функции (1) смещение С прямо не присутствует, но определяет значения $\Gamma\Pi_C$, $ИБ_C$, $HБ_C$). Рассматривали три подхода к решению данной вариационной задачи в конкретных производственных условиях:

1. Использование метода линейного программирования в рамках надстройки "Поиск решения" [6, 7] широко распространенной программы MS Excel [8, 9].

2. Создание online "Технологического калькулятора", позволяющего по заданным начальным условиям на специально созданном сайте получать значения $C_{\text{опт}}$. Этот подход реализуется методом линейного программирования, выполненным в нашем случае с использованием языка Javascript и итерационного поиска максимального значения функции (1) для введенных пользователем исходных данных.

3. Интегральный анализ конфигураций поверхностей отклика в факторном пространстве ширины допуска d и удельных потерь от каждого вида брака каждой из следующих функций: оптимального смещения С_{опт}, максимальной прибыли П_{тах} и максимального экономического эффекта ЭЭ_{тах}. В ходе продолжающихся в этом направлении работ предполагается выявление в факторном пространстве областей, в которых экономически обоснованная настройка наиболее целесообразна.

4. Использование результатов многократного определения значений функций оптимального смещения C_{ont} , максимальной прибыли Π_{max} и максимального экономического эффекта ЭЭ_{max} в разных точках для интегрального анализа конфигурации поверхности отклика каждой из этих функций.

Пусть решается задача оптимизации настройки при обработке размера 190^{+0,050}_{-0,065} мм (вал) изготовляемой произвольной детали. Экономические параметры ее обработки и реализации: $P\Gamma\Pi = 620$ руб., ПИ \approx 6,2 руб., ПН \approx 62 руб., т. е. соотношение РГП:ПИ:ПН ≈ 100:1:10. Предварительная оценка СКО результатов обработки этого размера показала σ = 0,046 мм (см. ячейку В2, рис. 2), т. е. допуск T = 0,115 мм (ячейка В4) составляет лишь 2,5σ (ячейка ВЗ). Таким образом, для нормального распределения размера максимально возможная доля ГП (при настройке посредине поля допуска) составит лишь 78,87 %. Тем не менее, производство данной детали при имеющемся технико-экономическом состоянии безальтернативно, например, потому, что модернизация, замена имеющегося оборудования или совершенствование технологии в ближайшее время не представляются возможными.

100	A	8	c			
1	Оценка среднего значения, мм	190,01				
	Оценка стандартного.отклонения (СКО, σ), мм	0,046				
	Ширина допуска в долях СКО (d)	2,5	B4/B2			
	Ширина допуска в физических единицах (Т, мм)	0,115				
	Верхняя граница допуска (ВГД), мм	189,98	B1-B14+B4/2			
Г	Нижняя граница допуска (НГД), мм	189,87	B1-B14-B4/2			
Г	Интегральная функция (F) для ВГД	0,2643	HOPMPACT(B5;B1;B2;1)			
Г	Доля брака, расположенного ниже НГД	0,0009	HOPMPACT(B6;B1;B2;1)			
Г	Доля годной продукции (ГП _с)	0,2634	B7-B8			
	Доля брака, расположенного выше ВГД	0,7357	1–B7			
	Потери от единицы ИБ (ПИ)	0,01	S			
	Потери от единицы НБ (ПН)	0,1				
	Доход от реализации единицы ГП (РГП)	1				
0	оптимальное смещение в физич. единицах (С, мм)	0,0865				
	Оптимальное смещение в долях СКО (с, о)	1,8802	B14/B2			
5	Целевая функция: максимальная прибыль (Э _Σ)	0,9917	(B9+B10)+B13-B12+B8-B10+B			
3	Поиск решения		×			
2 2 3 4 5	Установить целевую ячейку: \$8\$16 55 0 Выполнить Равной: Факсанальному значению Эзначению: О Закрыть С меденальному значению Илиненая ачибах:					
	\$8\$14	Предп	оложить			
9 Ограничения:						

Рис. 4. Диалоговое окно надстройки "Поиск решения" программы MS Excel WINDOWS 2007 и результаты итерационного процесса (ячейки B5-B10 и B14-B16)

Надстройка "Поиск решения" [6, 7] позволяет путем автоматической итерации в ячейке В14 (рис. 4) по величине смещения С центра настройки определить оптимальное смещение Сопт (ячейки В14, В15), при котором целевая функция (1) прибыли П_С принимает максимальное значение П_{Стах} (ячейка B16). В отличие от разового расчета, отражаемого рис. 2, при работе надстройки "Поиск решения" после нажатия кнопки "Выполнить" в процессе почти мгновенно производимых итераций результаты расчета в ячейках В5-В10 и В14-В16 непрерывно обновляются до тех пор, пока в ячейках В14 и В15 не установится величина Сопт. Для решения вариационной задачи оптимизации настройки в диалоговом окне надстройки "Поиск решения" (см. рис. 4) предварительно устанавливаются:

переключатель на "Равной: максимальному значению";

целевая ячейка B16, строка и столбец которой выделены на рис. 4 и в которой выбирается максимальная прибыль П_{Стах};

ячейка, в которой в результате итерации по смещению C определяется величина $C_{\text{опт}}$ (ячейка B15).

Сравнение рис. 2 и 4 показывает, что хотя оптимальное смещение значительно увеличило долю ИБ (ячейки В10 на рис. 2 и 4) [и незначительно уменышило долю ГП (ячейки В9)], но при этом доля НБ свелась практически к нулю (см. ячейку В8 на рис. 4). В результате экономический эффект составил ЭЭ_{тах} = 0,99 – 0,88 = 0,11 (из сравнения ячеек В16 на рис. 2 и 4), т. е. 11 % от прибыли, получаемой при 100 % годной продукции. Применительно к РГП = 620 руб. для рассматриваемой здесь детали на каждом изделии получена прибыль, равная 68 руб., причем без каких-либо затрат, только



Рис. 5. Диалоговое окно "Технологический калькулятор"

в результате оптимальной начальной настройки процесса.

Сравнение итогов итерационного процесса с зависимостью на рис. 3 (вариант \blacktriangle) показало, что оба метода определения значений С_{опт} и П_{Стах} дают одинаковые результаты. Но если правильно организованное линейное программирование дает конечный результат практически мгновенно, то построение зависимости П_С = *f*(С) (см. рис. 3) и нахождение ее экстремума в производственных условиях — задача практически невыполнимая. Использование надстройки "Поиск решения" (см. рис. 4) успешно опробовано при настройке станков с программным управлением, характеризующихся отсутствием обратной связи, на одном из оборонных машиностроительных предприятий г. Кирова¹.

В основу "Технологического калькулятора", предназначенного для расчета экономически обоснованной величины смещения центра настройки (рис. 5), также заложена таблица значений интегральной функции нормального распределения. Пользователю достаточно иметь доступ к сайту http://ivanov-polsky.wixsite.com/techcalc.

Заметим, что формула (1) относительно потерь от наличия НБ носит достаточно общий характер. Здесь под ПН понимается результат всех работ с НБ конкретной продукции, которые возможны на конкретном предприятии. Ведь неисправимый брак во многих случаях частично окупается его реализацией, а с другой стороны, часто требует дополнительных затрат на свою ликвидацию. Потери зависят также от стадии производства, на которой образовался брак, и других факторов, свойственных конкретному предприятию. Исполнителю, работающему с "Поиском решений", предлагается, внося в ячейку B12 (см. рис. 4) предварительно рассчитанное значение ПН, учитывать все эти нюансы самостоятельно. В отличие от такого подхода в "Технологическом калькуляторе" нашли отражение основные возможности утилизации или реализации НБ (см. рис. 5), т. е. в зависимости от особенностей и возможностей реализации, исправления и утилизации НБ уравнение (1) может изменяться. По специальному соглашению калькулятор можно доработать с учетом условий конкретного предприятия. Способ реализован пока на стадии "пилотного" проекта.

Введение начальных данных и использование надстройки "Поиск решения" (см. рис. 4) требуют от исполнителя некоторых знаний и умения работы с программой MS Exsel. При использовании "Технологического калькулятора" (см. рис. 5) такие знания не нужны. Любой исполнитель, имеющий смартфон, подключившись к Интернету и введя начальные данные своего процесса, может моментально на рабочем месте получить необходимую величину экономически обоснованного смещения центра настройки. С учетом возможной доработки (видоизменения) калькулятора по номенклатуре задаваемых по требованию/запросу конкретных предприятий начальных условий такой способ определения оптимального смещения центра настройки должен стать основным.

Уже имеющиеся результаты определения функции Π_C (С, ПИ, ПН, *d*) (см. рис. 3) позволяют сделать заключение, что действием отдельных факторов ПИ, ПН или *d* нельзя адекватно описать конфигурации поверхностей отклика Π_{max} (ПИ, ПН, *d*) и ЭЭ_{тах} (ПИ, ПН, *d*); огромное влияние должно оказывать взаимодействие факторов ПИ, ПН и *d*. Использование каждого из рассмотренных здесь

¹ В работе участвовал Д. Г. Сясегов.

методов (см. рис. 4 и 5) позволяет определять ЭЭ_{тах}, ПСтах и Сопт как функции от всего комплекса как минимум трех начальных условий (например, ширины допуска и всевозможных соотношений потерь от обоих видов брака относительно эффекта от ГП) в каждой точке этого факторного пространства. Полученная на этой основе аналитическая функция Сопт (ПИ, ПН, Т) позволяет проводить оптимальную настройку процесса размерной обработки, не прибегая каждый раз к линейному программированию, а функция ЭЭ_{тах} (ПИ, ПН, Т) – оценивать эффективность такой настройки. Сравнение максимальной величины П_{Стах} с величиной П₀ определяет эффективность использования уточненной настройки при конкретных начальных условиях.

Таким образом, анализ формулы ЭЭ_{тах} = $= \Pi_{Cmax} - \Pi_0$ (экономического эффекта, обусловленного собственно смещением центра настройки) для всего комплекса начальных условий выявляет области условий, при которых такая настройка особенно целесообразна. Восемь вариантов начальных условий, приведенные на рис. 3, показывают, что смещением центра настройки достигается существенный $\Im \Im = -0.04 \div -0.2$ от 100 % от реализации ГП. Поскольку точная настройка процесса при правильной ее организации не требует каких-либо затрат, даже весьма незначительный эффект ЭЭ_{тах} можно считать достаточным. По оценке авторов в зависимости от объема производимой продукции, ее цены и производственных условий критический эффект ЭЭ_{кр} может составлять $0,2\div 1,0$ %, т. е. все восемь рассмотренных вариантов обработки можно эффективно совершенствовать с целью оптимизации положения центра настройки.

При развитии предлагаемой методики в направлении получения удобной графической интерпретации функции ЭЭ_{тах} предполагается создание в координатах d, ПИ, ПН линий уровней, соответствующих одинаковым значениям эффективности ЭЭ_{тах}, по которым производитель сможет судить о целесообразности использования предлагаемой методики в конкретных условиях. В целом функции ЭЭ_{тах} (ПИ, ПН, d) и П_{тах} (ПИ, ПН, d), характеризующие эффективность точной настройки процесса обработки, могут представлять интерес для любого промышленного производства, включая резание, пластическую и даже термическую обработку, если свойства отожженного материала регламентируются двусторонним интервалом.

Методы "начальной настройки", в том числе предлагаемый метод, могут быть как альтернативными методам управления в режиме online, так и дополнять эти методы. Действительно, хотя появляются новые методы не только прямого, но и косвенного непрерывного контроля и управления, например, в прокатном производстве [10—12], их техническое внедрение не столь быстрое, а фактически имеющееся оборудование, как правило, далеко от технологического совершенства.

Выводы

1. Совершенствование качества изготовляемой продукции должно сочетаться с экономической составляющей, а недостатки технологии и оборудования в возможно большей степени компенсироваться оптимальной начальной настройкой производственного процесса.

2. Эффективность рассмотренного экономически обоснованного метода начальной настройки нерегулируемого в режиме online технологического процесса зависит от соотношения экономии от реализации готовой продукции и потерь от обоих видов брака, а также от соотношения ширины допуска и точности обработки.

3. Предложенные инструменты оптимизации положения центра настройки можно совершенствовать и варьировать в зависимости от объема производства, квалификации исполнителей, характера продукции, а также производственных и экономических условий.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. Клепиков В. В., Бодров А. Н. Технология машиностроения. 2-е изд. М.: ФОРУМ, 2008. 864 с.

2. Маталин А. А. Технология машиностроения. 2-е изд., испр. СПб.: Лань, 2008. 512 с.

3. Корсаков В. С., Косилова А. Г. Основы технологии машиностроения. М.: Машиностроение, 1965. 492 с.

4. Урубков А. Р., Федотов И. В. Методы и модели оптимизации управленческих решений: Учеб. пос. М.: Дело АНХ, 2009. 240 с.

5. Агальцов В. П. Математические методы в программирование. М.: Форум, 2015. 240 с.

6. **Просветов Г. И.** Математические методы и модели в экономике: задачи и решения: Учеб.-практ. пос. М.: Альфа-Пресс, 2008. 344 с.

7. Барышев А. В. К вопросу использования надстройки Ехсеl "поиск решения" в задачах линейного программирования [Электронный ресурс] // НАУКО-ВЕДЕНИЕ: электрон. науч.-техн. журн. 2012. № 3. URL: http://naukovedenie.ru/PDF/54TVN315.pdf. doi: 0.15862/ 54TVN315.

8. Саймон Д. Анализ данных в Ехсеl: наглядный курс создания отчетов, диаграмм и сводных таблиц / Пер. с англ. М.: Издательский дом "Вильямс", 2004. 528 с.

9. **Минько А. А.** Принятие решений с помощью Excel. Просто как дважды два. М.: Эксмо, 2007. 240 с.

10. **Pevzner M. Z., Khayutin S. G.** Variation of texture parameters in treatment of strip of aluminum and copper alloys and relationship between texture parameters and physical properties // Metal Science and Heat Treatment. 2011. V. 53, N. 5–6. September. P. 285–292. (Springer New York, USA. P. O. Box 13301 Newark, NJ 07101-3301).

11. Пат. 2598178 Рос. Федерация: МПК G01N 23/20. Способ контроля и управления непрерывной деформацией металлических полуфабрикатов.

12. **Певзнер М. З., Смертин С. А., Хаютин С. Г.** Связь текстуры с характеристиками качества проката и управление непрерывной пластической деформацией // Металловедение и термическая обработка металлов. 2019. № 4. С. 53—57.

УДК 621.91

Д. М. ЗАБЕЛЬЯН (ПК "САЛЮТ" АО "ОДК", Москва), В. А. ПУХАЛЬСКИЙ, канд. техн. наук, А. А. ЗУБОВ (МИРЭА — Российский технологический университет), e-mail: cheburod98@mail.ru

Влияние скорости резания на крутящий момент при сверлении

Рассмотрены силовые факторы, возникающие при сверлении. Исследовано влияние скорости резания на крутящий момент и силу резания при использовании сверл разного диаметра.

Ключевые слова: сверление, крутящий момент, скорость резания, сила резания.

The force factors arising during drilling are considered. The effect of cutting speed on torque moment and cutting force when using drills of different diameters is studied.

Keywords: drilling, torque moment, cutting speed, cutting force.

Сверление — один из самых распространенных методов обработки деталей резанием. В данной работе дается анализ силовых факторов, возникающих при сверлении.

Известна степенная зависимость силы резания от параметров режима резания [1]:

$$P_{z, y, x} = 10C_{\rm p}t^{x}S^{y}v^{n}K_{\rm p},\tag{1}$$

где $P_{z, y, x}$ — составляющие силы резания, H; v — скорость резания, м/мин; C_p , K_p , x, y, n — коэффициенты и показатели степеней, зависящие от условий резания; t — глубина резания, мм; S — подача на оборот, мм/об.

В формуле (1) три параметра (v, S, t) определяют режим резания.

Известна также нелинейная зависимость силы резания (P) от скорости (v) (рис. 1).

При сверлении сопротивление резанию характеризуется крутящим моментом. В нормативах режимов резания крутящий момент определяется по формуле [1, 3 и др.]:

$$M_{\rm Kp} = 10 C_M D^q S^y K_{\rm p},\tag{2}$$

где $M_{\rm kp}$ — крутящий момент, воспринимаемый сверлом при резании, Н · м; C_M , K_p , q, y — коэф-фициенты и показатели степеней, зависящие от условий резания; D — диаметр сверла, мм.

В формуле (2) из параметров режима резания есть только подача на оборот. Вместо остальных параметров дается диаметр сверла. Тогда согласно формуле (2) на величину крутящего момента скорость резания не влияет. Следовательно, имеется противоречие между моделями (1) и (2).

Для проверки наличия взаимосвязи между крутящим моментом и скоростью резания провели специальный эксперимент, в котором процесс получения реза отдельными участками режущей кромки сверла смоделирован посредством прямоугольного свободного торцевого точения (рис. 2).



Рис. 1. Зависимости составляющих силы P резания от скорости v при обработке углеродистых конструкционных сталей резцом T15K6 с S = 0,3 мм/об и t = 0,4 мм [2]



Рис. 2. Моделирование резания отдельными участками режущей кромки сверла при торцевом точении

ISSN 0042-4633. ВЕСТНИК МАШИНОСТРОЕНИЯ. 2019. № 8


Рис. 3. Диаграммы крутящего момента $M_{\rm kp}$ при обработке постоянных диаметров с разной скоростью v резания

Опыты проводили на токарно-винторезном станке 16К20. Для получения возможно большего диапазона скоростей обработки в качестве заготовки использовали круг из стали 45 диаметром 250 мм. Чтобы исключить влияние глубины резания, на торце заготовки выполнили кольцевые выступы толщиной 3 мм. Инструментом служил отрезной резец, оснащенный твердым сплавом T15K6, который обеспечивает более высокие скорости резания и имеет более высокую износостойкость по сравнению с быстрорежущей сталью. Геометрические параметры резца соответствовали геометрии мелкоразмерных сверл по ГОСТ 4010—77 при одноплоскостной заточке (передний угол $\gamma = 23^{\circ}$ и задний угол $\alpha = 30^{\circ}$). Силы резания измеряли динамометром УДМ-600. Обработку осуществляли при частотах вращения шпинделя станка 40, 63 и 100 мин⁻¹, что обеспечивало изменение скорости резания при постоянном диаметре обработки. Подача на оборот во всех опытах была постоянной — 0,15 мм/об.

По результатам эксперимента построили диаграммы крутящих моментов на пяти постоянных диаметрах и изменении только скорости резания (рис. 3). Диаграммы показывают, что при неизменном диаметре обработки момент изменяется, что доказывает влияние скорости резания на величину крутящего момента.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. Справочник технолога-машиностроителя: В 2-х т. Т. 2 / Под ред. А. Г. Косиловой, Р. К. Мещерякова: 4-е издание, перераб. и доп. М.: Машиностроение, 1985. 496 с.

2. Грановский Г. И., Грановский В. Г. Резание металлов: Учебник для машино- и приборостр. спец. вузов. М.: Высшая школа, 1985. 304 с.

3. Общемашиностроительные нормативы режимов резания: Справочник: В 2 т. / А. Д. Локтев, И. Ф. Гущин, Б. Н. Балашов и др. М.: Машиностроение, 1991. Т. 1. 640 с. Т. 2. 304 с.

Вниманию авторов

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

Статьи в редакцию можно присылать на e-mail: vestmash@mashin.ru. В случае пересылки статьи почтой, кроме текста, напечатанного на белой бумаге формата A4 на одной стороне листа через 1,5—2 интервала 14-м кеглем, необходимо прикладывать электронную версию (шрифт Times New Roman в Microsoft Word, 14-й кегль, расстояние между строк 1,5).

К статье прилагаются:

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

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

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

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

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

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

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

3) авторский гонорар за публикацию статьи не выплачивается.

Редакция оставляет за собой право сообщать автору о результатах рецензирования без предоставления рецензии. Представленные в редакцию материалы обратно не высылаются.

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

ЭКОНОМИКА И ОРГАНИЗАЦИЯ ПРОИЗВОДСТВА

УДК 338.5, 67.02

А. И. БОГИНСКИЙ, канд. экон. наук ("Холдинг "Вертолеты России", Москва), А. А. ЧУРСИН, д-р экон. наук, канд. техн. наук (РУДН, Москва), e-mail: chursin_aa@pfur.ru

Конструкторские решения для оптимизации себестоимости продукции¹

Разработаны аналитические выражения для определения себестоимости промышленного изделия мелкосерийного производства. Предложено эффективное использование информационных технологий для снижения себестоимости многокомпонентных изделий, основанное на оптимизации допусков размерных цепей.

Ключевые слова: изделие, себестоимость, математическая модель, трудоемкость, технические параметры, показатели точности.

Analytical expressions for determining the cost of industrial products of small-scale production are developed. The effective use of information technologies to reduce the cost of multicomponent products, based on the optimization of dimensional chain tolerances, is proposed.

Keywords: product, cost, mathematical model, complexity, technical parameters, accuracy indicators.

Эффективность управления процессами разработки и производства продукции принципиально важна для рационального распределения ресурсов предприятия. В связи с этим актуальна разработка экономических механизмов, обеспечивающих повышение эффективности планирования и использования всех видов ресурсов предприятия при создании уникальной высоко конкурентной продукции с оптимальной себестоимостью.

В машиностроении наряду с инновационностью и качеством себестоимость продукции является ключевым фактором успешной конкуренции на глобальном рынке. Управлять себестоимостью продукции необходимо на всех этапах ее жизненного цикла (ЖЦ), но особенно на стадии конструирования. Так, параллельно с конструированием изделия необходимо осуществлять детализированную оценку его себестоимости и трудоемкости изготовления, которая может постоянно пересматривается как на одной стадии ЖЦ проекта, так и при переходе от стадии к стадии. На каждой стадии разработки необходимо дополнять и корректировать входные данные и информацию, используемые для оценки себестоимости и трудоемкости. Чем конкретнее технические, рисковые и другие данные проекта, тем точнее и оценка его себестоимости и трудоемкости.

Математическое моделирование себестоимости должно сопровождать весь процесс конструирования многокомпонентного изделия: проектирование деталей, себестоимость и трудоемкость изготовления которых зависят от геометрических параметров, допусков, посадок, чистоты обработки, применяемого материала, особенностей технологических процессов, а также от их сопряжения в узле, модуле и конечном изделии [1].

С помощью имитационного моделирования можно подобрать геометрические параметры, допуски и посадки детали, обеспечивающие оптимальную себестоимость и трудоемкость изготовления изделия. Конструирование и экономический анализ должны быть взаимосвязаны, а результаты экономического анализа использоваться конструктором для назначения определенных допусков, посадок и других параметров.

На самых ранних стадиях проекта необходимо иметь оценку себестоимости и прогнозную цену изделия, полученных на основании математического моделирования с учетом конкретных применяемых материалов, собственных производственных мощностей [2] и назначаемых допустимой точности обработки, посадок, сложности сборки и т. п. (рисунок). Варьируя этими параметрами при заданных технических характеристиках детали, можно получить ее оптимальную конструкцию, а следовательно, определить оптимальную себестоимость и трудоемкость изготовления.

Решение оптимизационных задач, связанных с уменьшением затрат на изготовление детали и их себестоимости, базируется на выборе критериев качества, ограничений и оптимизируемых (варьируемых) параметров (переменных задач). Применительно к задаче перераспределения допусков элементов, составляющих изделия, именно допуски

¹ При финансовой поддержке Министерства образования и науки РФ по проекту № 26.1146.2017/4.6 "Разработка математических методов прогнозирования эффективности использования космических услуг в народном хозяйстве".



Оптимизация себестоимости и трудоемкости изготовления детали

являются оптимизируемыми параметрами, которые варьируются в процессе эксперимента. Эти допуски формируют отклонения выходных геометрических параметров, определяющих качество изделия [3]. Поэтому при оптимизации допусков необходимо учитывать ограничения на отклонения выходных геометрических параметров. В качестве критерия оптимальности использовали минимум затрат на изготовление всех деталей, формирующих размерную цепь. Так как затраты непосредственно зависят от допусков, то задача состоит в том, чтобы при соблюдении ограничений на отклонения выходных параметров выбрать допуски деталей, при которых затраты на их изготовление минимальны.

Связь стоимости обработки с точностью выражается, как правило, гиперболическими зависимостями, показывающими резкое возрастание стоимости обработки при повышении требований к точности. Это объясняется тем, что при более жестких допусках снижается производительность в результате увеличения машинного времени обработки [4]. Для повышения точности при снятии стружки необходимы дополнительные проходы, снижение режимов резания и увеличение вспомогательного времени. При этом возрастает вероятность брака, возникает необходимость использования более точного, сложного и, следовательно, дорогостоящего оборудования, повышаются затраты на режущий инструмент [5].

В связи с тем, что современное интенсивное развитие техники сопровождается усложнением конструкции изделий, повышением точности их изготовления, внедрением новых конструкционных материалов, то совершенствованию и рационализации технологии должно предшествовать изучение взаимосвязей между точностью обработки и технологической себестоимостью изготовления. Сокращение затрат на изготовление является сложной технико-экономической задачей, так как они зависят от многочисленных конструктивных и производственных факторов: параметрических характеристик, прочности изделий и серийности производства, применяемых оборудования и технологической оснастки, способов контроля, сборки и др.

Для определения минимальных затрат необходимо знать технологическую себестоимость одних и тех же операций при разной точности обработки, т. е. зависимости между точностью изготовления деталей и критериями технологической себестоимости (затратами на заработную плату, эксплуатацию оборудования, мерительный инструмент, оснастку и производственные площади) [6, 7]. В настоящее время разработаны математические зависимости, связывающие точность обработки составляющих элементов и эксплуатационные характеристики изделий, а также точность обработки и себестоимость изготовления с учетом технологических факторов [8].

В литературе по технологии машиностроения часто приводятся таблицы так называемой "экономической" точности обработки, т. е. точности, достигаемой на соответствующем оборудовании без резкого увеличения себестоимости изготовления. Однако установить конкретную границу "экономической" точности невозможно, так как зависимости себестоимости от точности не имеют экстремумов и ярко выраженных участков перегиба.

Зависимости, часто приводимые в технической литературе, нельзя считать полностью достоверными. При их построении необходимо учитывать, что с изменением точности меняются не только параметры отдельной операции, но и технологический процесс в целом. Каждая дополнительная операция или переход на более сложное и точное оборудование неизбежно вызывают скачкообразное изменение зависимости, т. е. ее нельзя считать плавной. Отметим, что с практической точки зрения нет необходимости строить зависимости себестоимости от точности для всех допусков, так как множество их значений можно считать конечным.

Чтобы перейти к формализованной постановке задачи определения себестоимости изделия при оптимизации допусков размерных цепей, необходимо иметь метод определения функций зависимости отклонений выходных размеров от допусков на размеры деталей и знать функцию зависимости себестоимости изготовления каждой детали от допуска на размеры этой детали.

Предположим, что отклонения некоторого *i*-го выходного размера Z_i линейно зависят от погрешностей $X_1, ..., X_n$ геометрических размеров деталей. Так как эти погрешности существенно меньше конструктивных размеров деталей, то предположение является обоснованным и действительно для подавляющего большинства случаев. Следовательно, можно записать:

$$Z_i = \sum_{j=1}^n c_{ij} X_j, \tag{1}$$

где $c_{ii} = \Delta_i / \delta_i$ — постоянные числа.

Наиболее простой метод определения этих чисел — непосредственный расчет на основе конструкторских чертежей, определяющих геометрические соотношения между размерами деталей и сборок, составляющих размерную цепь. Суть метода состоит в том, что варьируется некоторый *j*-й размер при остальных неизменных размерах. Принимаем: δ_j — отклонение *j*-го размера от номинального размера и Δ_i — отклонение *i*-го выходного размера, вызванное отклонением δ_j и рассчитанное на основании геометрических размерных соотношений. Повторяя расчеты для всех *j* = 1, ..., *n*, получим все числа *c_{ij}* и определим функцию (1).

Точно также можно рассчитать функции зависимости отклонений всех выходных размеров от погрешностей размеров деталей. Пусть m — число выходных размеров. Тогда получим сумму mфункций, зависящих от погрешностей размеров деталей, применяемых в изделии. Если для всех j = 1, ..., n условие $c_{ij} = 0$ выполняется только тогда, когда i = k, то размерные цепи полностью независимы друг от друга, и в этом случае задача оптимизации допусков распадается на m независимых задач, формулируемых отдельно для каждой размерной цепи.

В принципе есть и другие методы определения функции (1). Один из них — метод натурных статистических испытаний, смысл которого состоит в том, что для каждого изделия измеряются погрешности исходных размеров деталей и параметры изделия при этих погрешностях. Накопленная статистика для большого числа изделий позволит с помощью известных математических методов полностью идентифицировать функции (1). Однако следует отметить большую трудоемкость этого метода.

Для определения взаимосвязей между параметрами разных объектов существуют методы статистического моделирования, эффективные в условиях сложных разветвленных взаимосвязей между исходными параметрами. Дадим краткое описание методики статистического моделирования, применяемой для определения функции зависимости отклонений выходных параметров от отклонений исходных параметров деталей и сборочных единиц специзделия.

Отклонения размеров являются случайными величинами, подчиняющимися закону распределения, который для партии одноименных деталей, изготовленных в одних и тех же условиях, является постоянным и может быть установлен априори. Известен также вид аналитических зависимостей, существующих между отклонениями основных выходных геометрических параметров и погрешностями размеров деталей, участвующих в их формировании.

Статистический анализ зависимости точности выходных геометрических параметров узла от отклонений размеров деталей позволяет определить законы распределения отклонений основных параметров и вычислить статистические характеристики, т. е. смоделировать процесс образования отклонений в производстве.

В результате статистического анализа совокупности случайных чисел может быть построена функция зависимости отклонений выходного геометрического параметра от отклонений исходных параметров.

Следует отметить, что при небольших отклонениях исходных параметров упомянутая функция с достаточной точностью аппроксимируется некоторой линейной функцией, т. е. функцией вида (1). После определения функции необходимо сформировать ограничения на допуски по формуле

$$|Z_i| \le a_i, \quad i = 1, ..., m,$$
 (2)

где a_i — размер с учетом допуска; m — число рассматриваемых размеров — заданные положительные числа.

Числа X_j могут быть как положительными, так и отрицательными, поэтому условия (2) можно гарантированно выполнить только при условии

$$\sum_{i=1}^{n} |c_{ij}| |X_j| \le a_i, \quad i = 1, ..., m.$$
(3)

При допуске *y_i* на *j*-й исходный размер по определению имеем

$$|X_j| \le y_j, \quad j = 1, ..., n.$$
 (4)

Условия (3) и (4) гарантированно выполняются только при

$$\sum_{j=1}^{n} |c_{ij}| y_j \le a_j.$$

$$\tag{5}$$

Линейные ограничения (3)—(5) определяют множество таких наборов допусков, в которых каждый набор обеспечивает необходимое качество. Главное — определить набор, который удовлетворяет этим ограничениям и при котором достигается минимальная себестоимость изделия. Прежде всего необходимо определить зависимость себестоимости изделия от допусков. На сегодняшний день приемлемым и используемым практическим методом определения такой зависимости является приближенная оценка себестоимости изготовления деталей для нескольких значений допусков в каждом конкретном случае. В соответствии с этим методом предполагается, что допуск на какой-либо размер принимается из множества $\{\delta, 2\delta, 3\delta, ..., P\delta\}$, где P натуральное число; δ — заранее выбранный допуск, определяющий наибольшую точность. В конкретном случае для каждого значения допуска определяется технологическая себестоимость. С этой целью для допуска $U\delta$, $U \in \{1, ..., P\}$, где U — натуральное число от 1 до Р, определяется оптимальный технологический процесс обработки детали с минимальной себестоимостью. В результате определяется функция $f_i(U_i)$ зависимости себестоимости от допуска на размер.

На практике в большинстве случаев размерные цепи слабо взаимосвязаны или вообще независимы, поэтому задача оптимизации допусков формулируется следующим образом:

$$\min \sum_{j=1}^{n} f_j(U_j);$$
$$\sum_{j=1}^{n} U_j \le P.$$

Пусть U_1^* , ..., U_n^* — оптимальное решение этой задачи, заключающееся в выборе допусков на каждый из *n* размеров. Тогда оптимальный допуск на *j*-й размер будет равен $U_i\delta$.

Нелинейные свойства функций зависимости себестоимости от допусков весьма существенны, и их нельзя игнорировать, аппроксимируя упомянутую функцию некоторой линейной функцией. Это видно из того, что в пределе с повышением точности себестоимость обработки увеличивается и обеспечить нулевой допуск практически невозможно. Последнее обстоятельство нельзя учесть в рамках предположений о линейности функций себестоимости.

При оптимизации допусков для слабо взаимосвязанных размерных цепей может оказаться эффективным подход, основанный на решении независимых оптимизационных задач для каждой размерной цепи. Затем сравниваются допуски на один и тот же размер, но полученные в разных задачах, из которых выбирается наименьший, и производится "стыковка цепей".

Рассмотрим некоторое изделие, состоящее из m деталей, подлежащих обработке. Каждая *i*-я деталь имеет j_i обрабатываемых элементов-размеров. Детали изготовляют с допусками на обрабатываемые элементы.

Себестоимость обработки всех деталей изделия в зависимости от допусков *U* δ на обработку каждо-го элемента-размера составит:

$$S = \sum_{i=1}^{m} \sum_{j_i=1}^{n_i} S[j_i(U\delta)].$$

Этот функционал необходимо минимизировать варьированием допусков на размеры деталей. Пусть допуски на обрабатываемые элементы каждой детали описываются вектором

$$\overline{k} = \{\delta, 2\delta, 3\delta, \dots, P\delta\}.$$

Задача сводится к нахождению вектора $\bar{k} = \bar{k}^*$, на котором в условиях заданных ограничений достигается минимум функционала:

$$S(\overline{k^*}) = \min_{\overline{k}} S(\overline{k}) = \min_{\overline{k}} \sum_{i=1}^{m} \sum_{j_i=1}^{n_i} S[j_i(U\delta)].$$

Приведенная модель оптимизации размерных цепей по критерию себестоимости изделия дает хорошие результаты для крупносерийного производства изделий, когда функцию себестоимости можно задать эмпирически. При быстрой смене изделий с большой номенклатурой разных комплектующих деталей, каждая из которых выпускается сравнительно небольшой партией, задать достаточно точную эмпирически функцию себестоимости невозможно, тем более что задать ее аналитически затруднительно. В этом случае для решения задачи необходимы методы на основе искусственного интеллекта и машинного обучения. При глубоком анализе информации и использовании баз данных и баз знаний эти методы могут дать хороший результат в условиях динамично меняющихся внутренних и внешних факторов, что соответствует ситуации мелкосерийного производства.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. Петреня Ю. К., Глухов В. В., Шилин П. С. Концепция "проектирование для конкуренции" как основа формирования инновационной политики предприятия // Научно-технические ведомости Санкт-Петербургского ГПУ. Экономические науки. 2017. Т. 10. № 1. С. 155—163. Н. В. АРСЕНЬЕВА, канд. экон. наук, Л. М. ПУТЯТИНА, д-р экон. наук (МАИ — национальный исследовательский университет), e-mail: natars2002@yandex.ru

Классификация НИОКР в машиностроении для оценки рисков

Рассмотрены вопросы классификации и оценки рисков при разных научно-исследовательские и опытно-конструкторские разработках (НИОКР). Дана общая классификация НИОКР для оценки рисков. Рассмотрены основные виды НИОКР в соответствии с приведенными классификационными признаками.

Ключевые слова: научно-исследовательские и опытно-конструкторские разработки, риски, финансирование.

The problems of classification and risk assessment for various research and development (R & D) were considered. A general classification of R & D for risk assessment is given. The main types of R & D are considered in accordance with the above classification criteria.

Keywords: research and development, risks, financing.

Развитие промышленного потенциала страны требует постоянного проведения научных исследований и опытно-конструкторских работ в разных областях знаний и отраслей науки.

Для реализации ее научно-технологического потенциала необходимо, в первую очередь, формирование эффективного механизма распределения результатов НИОКР в новые технологии, продукцию, новые материалы, а также способы и методы управления производством, способных создать реальную базу для технического перевооружения машиностроения и эффективного их использования. В отношении НИОКР мировой практикой выработано следующее условие, чем выше уровень финансирования НИОКР крупными фирмами, тем выше уровень их конкурентоспособности, как достигнутой, так и перспективной. Длительный период времени развития науки в России была ситуация, при которой научные исследования проводились в плановом порядке, но стратегически не были связаны с результатами их планового внедрения. Во многом это было связано с тем, что:

все НИОКР планировались и финансировались по отраслевому принципу в пределах отраслевых госбюджетных ассигнований;

внедрение результатов НИОКР практически не финансировалось и его отсутствие не отражалось на финансовом положении его разработчиков (НИИ, КБ, ученых и т.д.);

исполнители НИОКР не были заинтересованы в продвижении своих результатов в производство и цикл "наука—производство" иногда затягивался на десятилетия;

продавать на внутреннем и тем более на внешнем рынке результаты НИОКР было практически невозможно, т. к. фактически они принадлежали государству, а не их разработчикам;

приоритетность и объемы финансирования НИОКР никогда не опирались на маркетинговые исследования и потребности рынков сбыта страны, как результат отсутствовала необходимость оценки риска вложения средств в научные исследования и разработки.

В настоящее время ситуация значительно изменилась:

госбюджетное финансирование научных учреждений крайне ограничено;

кредитные финансовые ресурсы на отдельные научные направления (даже перспективные) оказываются практически недоступными;

(Окончание статьи. Начало см. на стр. 74)

2. Самсонов О. С., Саутенков М. Е., Шенаев М. О. Имитационная модель производственной системы как средство оптимизации конструктивно-технологических и организационных решений сборочного производства // Тр. 13-й Междунар. конф. САD/САМ/РDМ — 2013; Под ред. Е. И. Артамонова. М.: ООО "Аналитик", 2013. С. 25—29.

3. Сикриер А. В. Применение средств автоматизации для оценки стоимости жизненного цикла изделия // Сб. науч. работ IV Междунар. молодеж. науч. конф. "Молодежь в науке: Новые аргументы"; Отв. ред. А. В. Горбенко. Липецк: Научное партнерство "Аргумент", 2018. С. 19—23.

4. Тюлин А. Е., Чурсин А. А. Основы управления инновационными процессами в наукоемких отраслях промышленности (практика). М.: Экономика, 2017. 391 с. 5. Chursin A., Tyulin A. Competence management and competitive product development: Concept and implications for practice // Springer. 2018. P. 241. DOI: 10.1007/978-3-319-75085-9.

6. Chursin A. A., Shevchenko V. V. About the possibilities of operational gaming scenario modeling activities of enterprises and corporations // Proceedings of 2017 10-th International Conference Management of Large-Scale System Development, MLSD. 2017. 10. 2017.

7. **Brierley J. A., Cowton C., Drury C.** How production costs are calculated and used in decision making: a pilot study // Managerial Auditing Journal 16/4. 2001. MCB University Press. P. 202–206.

8. **Drury C., Tayles M.** Issues arising from surveys of manufacturing accounting practice // Management Accounting Research. V. 6. N. 3. P. 267–280.

частных инвесторов отечественная наука практически не имеет и т. д.

В настоящее время наиболее перспективные исследования в области машиностроения реально могут быть профинансированы в основном только государством и в основном они касаются военнопромышленного комплекса. Ввиду ограниченности бюджетных средств, всегда решается задача приоритетности различных направлений НИОКР для машиностроения в целом и для отдельных предприятий в частности.

Единых правил и методик в области оценки рисков для различных НИОКР мировая теория и практика еще не выработали и сделать это практически невозможно. Особенно острой проблемой при заключении на конкурсной основе государственных контрактов на НИОКР становится оценка рисков на разных стадиях их реализации:

1) на стадии формирования государственных контрактов;

2) на стадии выполнения заключенных контрактов;

3) на стадии завершения работ по контракту НИОКР.

В данном случае на каждой стадии необходимо разрабатывать и оценивать свою систему рисков, которая будет зависеть, в первую очередь, от: специфики НИОКР; объема требуемых финансовых ресурсов; сроков выполнения; скорости морального старения; уровня абстракции задачи исследования. В связи со сложностью и неоднозначностью оценки рисков для НИОКР, а также отсутствием общих методов решения такого класса задач необходимо классифицировать НИОКР для определения унифицированных подходов к различным типам научных и опытно-конструкторских работ.

Классификация НИОКР по различным признакам, осуществляемая по определенным логическим требованиям, должна опираться на:

целевую направленность, т. е. подходить для оценки широкого спектра рисков;

обоснованность выбранных классификационных признаков;

специфические методы и способы ее использования для решения определенных задач.

Рассмотрение широкого класса практических задач по оценке рисков дает возможность (в первом приближении) определить следующие классифи-кационные признаки НИОКР:

1) степень неопределенности результатов;

2) характер конечного результата (продукта);

3) круг потребителей конечного продукта (широта использования результатов);

4) возможность получения коммерческого эффекта.

В таблице приведена общая классификация НИОКР для оценки рисков, а также расшифрованы основные виды НИОКР, относящиеся к приведенным классификационным признакам. Рассмотрим более подробно каждый из классификационных признаков и специфику соответствующих ему НИОКР:

1. В соответствии со степенью неопределенности результатов целесообразно выделить:

фундаментальные исследования; теоретические исследования;

прикладные исследования;

опытно-конструкторские разработки.

Степень неопределенности результатов НИОКР уменьшается по мере перехода от теоретических исследований к конкретным опытным разработкам.

Если при выполнении теоретических изысканий весьма трудно определить характер ожидаемых результатов и можно лишь предсказать общее направление работы, то уже в прикладных исследованиях перед разработчиками стоит конкретная задача в той или иной области научно-практической деятельности. Опытно-конструкторские разработки имеют целью конкретное приложение полученных ранее новых знаний о продукции или технологическом процессе.

Классифика- ционные признаки	Основные виды НИОКР	
1. Степень неопределен- ности резуль- татов	Фундаментальные исследования Теоретические исследования Прикладные исследования Опытно-конструкторские разработки	
2. Характер конечного результата (продукта)	НИОКР, открывающие новые научные на- правления, новые свойства материалов и т. д. НИОКР по разработке нового товара НИОКР по разработке нового материала НИОКР по разработке новой технологии НИОКР по апробации новых свойств и рас- ширения области применения существую- щих разработок (товаров) НИОКР по разработке новых методов орга- низации, планирования, управления и ана- лиза экономических систем и др.	
3. Потребите- ли конечной продукции (широта ис- пользования результатов)	НИОКР для государства в целях повышения научного потенциала страны НИОКР для широкого класса производителей НИОКР для отраслевых предприятий НИОКР для узких групп профессиональных специалистов НИОКР для всех граждан страны	
 Возмож- ность получе- ния коммер- ческого эффекта 	НИОКР без коммерческой эффективности в обозримом будущем, но социально значимые НИОКР фундаментального характера с воз- можностью получения коммерческой эф- фективности в перспективе НИОКР, имеющие бюджетную эффектив- ность НИОКР, имеющие коммерческую эффектив- ность через 2—3 года по окончанию проекта НИОКР, имеющие коммерческую эффек- тивность сразу по окончании проекта и др.	

Классифика	лия НИС)КР лля	опенки	писков
плассифика	циил птис	лы для	оцепки	DUCTOR

Таким образом, выделенные виды НИР и ОКР различаются целевой направленностью. Фундаментальные исследования определяют новые наиболее перспективные направления теоретических исследований. Теоретические исследования имеют целью получение новых результатов в каждой области знаний. Прикладные исследования — это получение новых результатов применительно к конкретным сферам и условиям их применения. Опытноконструкторские разработки имеют своим результатом конкретные образцы новых товаров, техники, техпроцессов и эффективных методов управления.

Различные виды исследований и разработок отличаются друг от друга:

содержанием процесса;

временем проведения и получения прогнозируемых результатов;

уровнем риска получения определенных результатов;

возможностями быстрой окупаемости вложенных средств и др.

2. Если в качестве классификационного признака используется конечный результат (продукция), то НИОКР разделяют на:

открывающие новые научные направления, новые свойства материалов (такого рода исследования имеют высокий уровень неопределенности конечных результатов, высокий уровень риска финансирования, которое может обеспечиваться только государством с учетом развития научного потенциала страны);

разрабатывающие новые товары. Эти исследования во многом зависят от назначения разрабатываемых товаров. Если товар относится к товарам народного потребления, то при оценке рисков особую актуальность имеет качество и конкурентоспособность его по отношению к существующим аналогам и лучшим мировыми образцам. Если товар промышленного назначения, то необходимо учитывать весь спектр потенциально заинтересованных промышленных предприятий:

разрабатывающих новые материалы (эти исследования могут иметь самый широкий спектр перспективного использования);

разрабатывающих новые технологии (эти исследования имеют значительно более узкие возможности использования, так как в этом случае резко сужены перспективы внедрения, которые ограничиваются соответствующим перечнем заинтересованных предприятий);

специализирующихся на разработке новых методов организации, планирования, управления и анализа экономических свойств систем (эти исследования в настоящее время имеют высокий уровень риска разработок в связи с необходимостью получения экономического эффекта от их использования, который был бы очевиден управленцам любого уровня). 3. В качестве классификационного признака возможно использовать также потребителей конечной продукции НИОКР, которыми могут быть: государство, широкий класс производителей, отраслевые предприятия, узкий круг профессиональных специалистов, а также все граждане страны. Поскольку широта охвата используемых результатов НИОКР очень большая, то оценка рисков и их приемлемых уровней определяется в каждом конкретном случае индивидуально.

4. Возможность получения коммерческого эффекта также является важным классификационным признаком НИОКР. При этом они могут быть:

без коммерческой эффективности или социально значимые;

с возможностью получения коммерческой эф-фективности в перспективе;

имеющими бюджетную эффективность;

имеющими коммерческую эффективность сразу по окончании проекта или через 2—3 года.

В процессе выполнения НИОКР всегда существует опасность:

1) неполучения прогнозируемых результатов;

2) невозможности получения коммерческого эффекта вообще;

3) неполучения коммерческого эффекта в прогнозируемых размерах;

4) получения лучших научных результатов конкурирующими фирмами с опережением по срокам;

5) невостребованности научных результатов и др.

Поскольку любые разработки требуют финансирования и могут быть оценены в денежной форме и времени, то любая из вышеперечисленных опасностей может выражаться в денежных потерях инвестора НИОКР, вытекающих из специфики проводимых исследований и ожидаемых результатов.

В общем случае под риском в области НИОКР можно понимать:

вероятность получения результатов, отличных от прогнозируемых;

вероятность возникновения убытков, связанных с финансированием НИОКР.

Задача определения уровня риска в данном случае может рассматриваться гораздо шире в зависимости от целей проводимого экономического анализа.

Риски в области НИОКР имеют свои специфические особенности. Если мировой практикой бизнеса доказано, что наивысший уровень доходов компаний обеспечивают хозяйственные операции с высоким уровнем риска, то широкий спектр направлений НИОКР и высокий в целом уровень неопределенности получения прогнозируемых результатов в общем случае не позволяют безоговорочно присоединиться к этому правилу. Это связано прежде всего с тем, что не все НИОКР имеют быструю коммерческую отдачу (эффективность) и имеют ли эту отдачу вообще.

ISSN 0042-4633. ВЕСТНИК МАШИНОСТРОЕНИЯ. 2019. № 8

ТЕХНИЧЕСКАЯ ИНФОРМАЦИЯ

УДК 629.7.03: 621.822

Ю. Н. ШАЛИМОВ, В. И. КОРОЛЬКОВ, доктора технических наук, А. П. БУДНИК, канд. техн. наук, А. Л. ГУСЕВ, А. В. РУССУ (Воронежский ГТУ), e-mail: shalimov_yn@mail.ru

Статистический анализ патентов на авиационные энергетические установки¹

Проанализированы патенты на энергетические установки летательных аппаратов. Установлено, что приоритетное направление их развития связано с использованием водородного топлива и совершенствованием подшипников скольжения.

Ключевые слова: анализ, патент, летательный аппарат, энергосиловая установка, водородное топливо, подшипник скольжения.

Patents for power plants of aircrafts are analyzed. It is determined that the priority direction of their development is associated with the use of hydrogen fuel and the improvement of sliding bearings.

Keywords: analysis, patent, aircraft, power plant, hydrogen fuel, sliding bearing.

Основные направления развития авиационной техники известны: широкое использование беспилотных систем; применение композитных материалов; замена механических (гидравлических, пневматических) систем электрическими системами; использование альтернативной энергетики [1—3].

В мировой экономике сложилась ситуация, когда энергетические технологии основаны, как правило, на использовании ископаемых углеводородов. В последние годы особенно остро стоят вопросы рационального природопользования, и запросы на производство альтернативной энергии заметно растут, так как возобновляемые энергоресурсы биомассы на порядок выше запросов общества. Источником энергии могут быть, например, отходы бытовых и пищевых производств, которые эффективно перерабатываются системами газогенерации для получения водорода, как наиболее перспективного энергетического топлива [4]. С ростом авиационных перевозок повышается негативное воздействие на окружающую среду, так как основным видом топлива является керосин. Окружающая среда не способна переработать все отходы и компенсировать их вредное воздействие. Поэтому решение экологических проблем приобретает первостепенное значение при исследованиях и поиске технических решений в авиастроении [5].

Выбор авиационных энергетических установок в качестве объекта исследований обусловлен рядом причин. Во-первых, тип и принцип действия энергетической установки прямо влияют на дальность полета и скорость летательного аппарата [6], что особенно актуально в условиях повышенного интереса к гиперзвуковой технике. Во-вторых, повышение надежности установки и дополнительные требования к вспомогательным системам, обеспечивающим ее функционирование. В свое время это стало причиной появления вспомогательных силовых установок (ВСУ), которые до настоящего времени активно используются в ряде летательных аппаратов. В-третьих, именно интенсивное развитие энергетической системы — одна из основных причин существенного совершенствования других систем летательного аппарата.

Развитие авиации, прежде всего, связано с использованием двигателя внутреннего сгорания поршневого типа, который, хотя и основан на принципе возвратно-поступательного движения, заметно превосходил паровой двигатель по соотношению мощность/масса. Дальнейшее развитие авиации обеспечили реактивные и газотурбинные установки. Реактивный принцип движения позволил заметно повысить скорость летательного аппарата и преодолеть звуковой барьер. При этом газотурбинные установки более эффективны при полетах в атмосфере, так как самолет несет только запас топлива, а окислитель турбина нагнетает из воздуха.

Каждый скачок в развитии энергосиловой установки летательного аппарата становился для конструкторов стимулом дальнейшего совершенствования подсистем как самого самолета, например, авионика, так и наземных и воздушных систем

¹ Работа выполнена при финансовой поддержке Министерства образования и науки РФ в рамках проектной части государственного задания № 9.11295.2018/10.11 "Разработка технологий высокоизносостойких покрытий подшипников скольжения со сверхмалым коэффициентом трения на основе соединений Ni—B".

обслуживания новой техники. Переход к новым авиационным энергетическим установкам был обусловлен также получением источников энергии (топлива), которые соответствовали бы требованиям к повышению скорости, длительности и дальности полетов, а также эксплуатации летательных аппаратов.

Отсутствие принципиально новых решений и научных подходов в развитии энергоустановок летательных аппаратов привело к тому, что конструкторы и инженеры авиационной отрасли сосредоточили свое внимание на совершенствовании существующих конструкций, т. е. на некоторых изменениях формы летательного аппарата и системы его управления, а также на введении дополнительных вспомогательных функций. Были предприняты попытки сократить издержки в процессе производства и эксплуатации. Отсутствие прорывных технологий является свидетельством кризиса в развитии авиационной отрасли. При существенных затратах на проведение эксперимента резко возрастает ценность прогнозной составляющей науки анализ и выявление ключевых направлений.

Для анализа самых общих тенденций и перспективных направлений в развитии энергоустановок летательных аппаратов эффективным инструментом является концепция жизненного цикла (ЖЦ) технической системы [7, 8]. Каждая техническая система имеет свое назначение — основную полезную функцию, ключевой параметр которой можно измерить (например, размер, скорость, мощность, емкость и т. п.). Так как система поэтапно развивается определенным образом во времени, то вторым параметром для анализа является время, измеряемое в годах. На первом этапе система развивается медленно и формируется как совокупность элементов, обеспечивающих работоспособность комплекса в целом. На втором этапе система развивается быстрее, так как появляется спрос рынка и систему приспосабливают под конкретные потребности и задачи. При снижении спроса в развитии системы наступает третий этап — "зрелость" технической системы, исчерпание ресурсов развития и отсутствие роста. Многие системы долгое время устойчиво удерживаются на третьем этапе. Все попытки получить новые полезные функции и свойства на этом этапе требуют резкого увеличения затрат в связи с объективными ограничениями. Четвертый этап характеризуется тем, что основной показатель (параметр) системы снижается, т. е. система "умирает".

Перечисленные этапы характерны для всех типов технических (искусственных) систем, поэтому, установив этап развития технической системы, исследователь может предположить ее дальнейший ресурс. Графически все четыре этапа развития технической системы показаны на рис. 1. Такую или



Рис. 1. Этапы развития (ЖЦ) технической системы: *N* — число патентов; *T* — время

подобную кривую называют логистической или S-образной, т. е. статистически достоверной закономерностью.

Анализ увеличения числа патентов в разделах, связанных с авиационной техникой, Международной патентной классификации (МПК) позволил установить, на каком этапе ЖЦ исследований и разработок находятся конкретная технология или класс технических устройств, насколько технически разработан отдельно взятый принцип действия, а также наметить перспективу исследований.

Интерес к патентной статистике обусловлен рядом обстоятельств. Мировая патентная документация отражает достижения во всех технических областях; общее число документов превышает 110 млн ед. Это достаточно представительная база данных: самая большая в мире по числу документально зафиксированных инновационных решений, какой нет ни в одной из отраслей знаний. Особая ценность патента состоит в том, что кроме формальной экспертизы он проходит экспертизу по существу, а некоторые заявленные решения требуют экспериментального подтверждения протоколом.

Кроме того, патент является юридической формой охраны научно-технических достижений. Поэтому, как правило, патент появляется на какое-то время раньше (чаще на год-два) самого технического объекта. Следовательно, построив несколько временных рядов патентной документации в одной тематической области и сравнив их, можно получить данные о лидирующей технологии, определить тенденции в отрасли или найти пробелы (лакуны) и обходные пути. Таким образом, статистика патентов может дать прогнозную информацию [9].

В данном исследовании патенты группировали по принципу принадлежности к определенной подгруппе МПК. Для подгрупп, описывающих различные технические устройства, вводили ограничения по ключевому словосочетанию, которое сужает поиск до строго определенного типа технических систем. Разграничения объектов по подгруппам установлены стандартами МПК. В случае недостаточной точности классификации МПК вводили ключевые слова в соответствии с процедурой патентного поиска по ГОСТ Р 15.011—96 "Система разработки и постановки продукции на производство. Патентные исследования. Содержание и порядок проведения". Для полноценного патентного исследования необходимо учитывать соответствующую номенклатуру, установленную стандартами ЕСКД, СРПП и другими нормативными документами (ГОСТ Р 15.011—96, п. 6.2).

В статье поставили предельно простую задачу установить наиболее общие тенденции развития энергосиловых установок летательных аппаратов, поэтому ключевые слова отбирали из тезауруса заявленной тематики по принципу наибольшей емкости термина с целью охвата более общих направлений развития, не детализируя технологии, реализующие тот или иной принцип действия. Поскольку в описательной части патента отсутствует раздел ключевых слов, то их поиск осуществляли по аннотациям к патентам.

В данном исследовании рост патентной активности изучали с целью качественного определения критических точек (минимума, максимума и перегиба) на S-образной кривой. Интерес представляют циклы с наибольшими значениями критических точек. На приведенных графиках вертикальная шкала — число патентов, горизонтальная — время в годах. С учетом того, что патентная активность в разных сегментах иногда отличается на порядки, при указании числа патентов для конкретной подгруппы авторы указывают на графике верхнее предельное значение. В свою очередь оценка их увеличения (уменьшения) составляет в данном случае основу выявления качественных зависимостей на основе количественных.

Недостатки статистических исследований патентов связаны с возможностями и ограничениями библиометрического метода. Наиболее существенный недостаток тот, что не все патенты становятся продуктами на рынке. Существует большой объем закрытой коммерческой информации, которую производители держат в секрете, не патентуя идеи во избежание конкуренции. В последние годы наблюдается введение в патентные базы документов, предназначенных для дезориентации исследователей, — патентный троллинг. Однако это привело к тому, что некоторые организации стали защищать свои идеи не просто отдельными патентами, а так называемыми патентными зонтиками, т. е. пополнять патентные базы альтернативными решениями.

Негативные экономические факторы безусловно влияют на темпы роста новых разработок и в целом на весь научно-технический прогресс. Однако стесненные условия чаще всего способствуют



Рис. 2. Динамика роста числа патентов с 1978 по 2018 г.

увеличению новых направлений и прорывных решений по определенным технологиям, в том числе снижению затрат на производство. Например, в 1980-х годах (годы "застоя") Россия (в то время СССР) по числу объектов патентования занимала второе место в мире, уступая Японии и опережая Германию, США и Великобританию. Отметим, что при сокращении числа работающих над заявленной тематикой независимо от кризиса в числе действующих разработчиков остаются многие исследователи. Это иллюстрирует график роста общего числа патентов (рис. 2).

Для преодоления указанных недостатков в статье патентный анализ дополнили соответствующим научно-техническим анализом. Например, различные агрегатные состояния вещества в совокупности могут определять технологический тренд развития: бозе-конденсат (пример — сверхпроводимость), твердое тело, жидкость, газ, плазма. Применительно к задаче хранения водорода (основной элемент водородной энергетики) этот технологический тренд означает следующее: бозе-конденсат — металлический водород, твердое тело — металлогидрид, жидкофазная система — криостатный водород, газ — водород в баллонах, плазма — ансамбль ионов водорода. При этом металлогидридный способ хранения оказался недооцененным с точки зрения энергетики, экологии и экономики.

Информация о патентах по авиационной тематике представляет интерес в такой последовательности: источники энергии, двигатели, элементы двигателей — подшипники скольжения, т. е. в исследовании авторы двигались по основным узлам силовой установки — с макроуровня на микроуровень.

Для повышения репрезентативности выборки по авиационным технологиям и техническим решениям авторы осуществляли поиск патентов на основании интернет-ресурсов [10] за последние 40 лет по следующим классам МПК (на 12.12.2018): H01M 8/00 — топливные элементы; H01M 10/00 вторичные элементы; B60L 11/18 — электрические тяговые системы транспортных средств с питанием от собственных источников энергоснабжения с использованием энергии от первичных или вторичных элементов или от топливных элементов по ключевой фразе: "Летательный аппарат" (aircraft); авиационное топливо — по ключевым фразам: "Aviation fuel" и "Aviation kerosene"; B64D 27/04 летательные аппараты с двигателями поршневого типа; B64D 27/10 — летательные аппараты с газотурбинными установками; B64D 27/16 — летательные аппараты с реактивными двигателями; В64D 41/00 — силовые установки вспомогательного назначения; F16C 17 — подшипники скольжения.

Патентный анализ энергосиловых установок

Несколько десятилетий назад дальнейшее развитие авиационной техники многие разработчики связывали с топливными элементами. Причина возросшего интереса к топливным элементам — уверенность, что принцип получения электрической



Рис. 3. Статистика патентов по топливным элементам

энергии, основанный на ионизации молекулы топлива (например, водород, метан, спирты и т. п.), может в будущем стать основным.

Топливный элемент представляет собой электрохимическую систему, вырабатывающую энергию в результате окислительно-восстановительных реакций жидких или газообразных реагентов, поступающих к электродам извне. На современном этапе развития техники и технологии управлять электрической энергией в сравнении с другими видами энергии проще, но аккумулировать ее сложнее. По принципу действия топливный элемент не накапливает саму электрическую энергию.

Анализ мировой патентной литературы показал, что повышенный интерес к топливным элементам в качестве преобразователей энергии наблюдался с 2000 по 2009 г. (рис. 3), а затем наступили стагнация и спад, т. е. третий и четвертый этапы их ЖЦ. Практическая реализация технологии топливных элементов показала следующее. Во-первых, данные системы имеют низкий КПД, не более 10 %, обусловленный тем, что на разрыв молекулы водорода и ионизацию атома водорода затрачивается большая энергия, т. е. необходимы дополнительные затраты при переводе системы в состояние электрогенерации. Во-вторых, ввиду сложности электродной системы топливного элемента необходимо дополнительное давление для подачи вешества в зону реакции. В-третьих, топливные элементы плохо работают при низких температурах. Поэтому требуются дополнительные решения для обеспечения режима термостатирования. В-четвертых, было установлено, что в ходе технологического процесса остается большое количество не прореагировавших исходных компонентов. Указанные проблемы сдерживают развитие данного направления.

Поэтому для совершенствования систем накопителей энергии исследователи обратились к альтернативным решениям — известным и хорошо зарекомендовавшим себя энергетическим системам вторичным элементам, например, аккумуляторам, принимающим и отдающим электрическую энергию в результате обратимой электрическую энергию в результате обратимой электрохимической реакции. Повторная зарядка — одна из основных полезных функций данного класса систем. Статистика патентов (рис. 4) показала, что данное направление проходит стадию активного развития (второй этап ЖЦ).

Число патентов на электрические тяговые системы транспортных средств авиации с питанием от собственных источников энергоснабжения приведено на рис. 5. Однако применение топливных элементов в данном классе технических систем невелико — $\approx 1,4$ % от общего числа первичных и вторичных элементов.

Авиационное топливо является модификацией углеводородных соединений в жидком или сжиженном состоянии. В авиационной отрасли, чтобы повысить энергетические характеристики и снизить негативное влияние вредных компонентов углеводородного топлива, исследователи пытаются модифицировать топливо, например, сжижением углеводородных газов, что усложняет оборудование и снижает надежность летательных аппаратов. Ресурсы углеводородной энергетики практически



Рис. 4. Статистика патентов по вторичным элементам



Рис. 5. Статистика патентов по электрическим тяговым системам авиатранспортных средств



Рис. 6. Статистика патентов по авиационному топливу



Рис. 7. Статистика патентов по летательным аппаратам с двигателями поршневого типа

исчерпаны. Наметившуюся тенденцию к спаду данной тематики иллюстрирует рис. 6. Кроме того, углеводородные запасы конечны, поэтому необходимо переходить к новым видам топлива, например водороду. Однако широкое применение водородной энергетики сдерживается проблемой эффективного и безопасного его хранения.

Увеличивается число патентов по летательным аппаратам с двигателями поршневого типа, известных как авиационные поршневые двигатели (АПД) (рис. 7), что свидетельствует о втором этапе ЖЦ. Эта тематика является важным научно-техническим направлением. Расход топлива двигателями данного класса меньше по сравнению с газотурбинными двигателями; к тому же авиационные поршневые двигатели существенно опережают по технико-экономическим показателям авиационные электродвигатели. Возможный путь развития — оснастить поршневой двигатель электрогенератором и уже от него подавать энергию авиационным электродвигателям.

Появление летательных аппаратов с газотурбинными установками (рис. 8) связано с увеличением мощности энергосиловой установки в результате повышения взлетной массы аппарата. Возвратнопоступательное движение, характерное для поршневого двигателя, заменили энергетически более эффективным вращательным движением. Статистика патентов по данным энергосиловым установкам свидетельствует об интенсификации исследований и разработок (второй этап ЖЦ). Для эффектив-

Рис. 8. Статистика патентов по летательным аппаратам с газотурбинными установками

ного развития данного направления необходимо постоянно проводить исследования и искать новые направления в повышении эффективности главного узла — подшипника скольжения.

Реактивный двигатель для летательных аппаратов (рис. 9) интересен тем, что с учетом высокой скорости истечения газа и при использовании в качестве рабочего тела водорода, имеющего уникальные теплофизические характеристики, его ресурс заметно превосходит ресурс альтернативных двигателей. Но и здесь основной проблемой является создание эффективных систем хранения водорода.

На современных самолетах и вертолетах вспомогательная силовая установка (ВСУ) — это энергетический узел, предназначенный для запуска основных двигателей, питания системы кондиционирования, привода электрогенераторов и прочего оборудования. Бортовые ВСУ обеспечивают электроснабжение летательного аппарата, независимое от наземных источников питания. В полете ВСУ можно использовать в качестве аварийного источника энергии [11]. На рис. 10 показана динамика роста числа патентов по разработкам ВСУ (второй этап ЖЦ).

Отметим, что накопители энергии на основе металлогидридов как класс энергетических систем в МПК не представлены. В то же время есть подгруппа H01M 4/131 накопителей энергии на основе оксидов и гидроксидов, а гидриды металлов присутствуют в МПК как подгруппа C01B 6/00 химических соединений, в которой число патентов, от-



Рис. 9. Статистика патентов по летательным аппаратам с реактивными двигателями

ISSN 0042-4633. ВЕСТНИК МАШИНОСТРОЕНИЯ. 2019. № 8



Рис. 10. Статистика патентов по силовым вспомогательным установкам

носящихся к накопителям электрической энергии, за последние 40 лет не превысило 150. Энергетические системы, основанные на металлогидридном способе хранения, находятся на первом этапе ЖЦ, что означает наличие ресурса развития и их широкого практического применения. Наиболее перспективными из всех видов металлогидридов по энергетике и возможности получения эффективных накопителей энергии с технологией объемного (3D) хранения являются алюмогидриды. Расчеты показали, что емкость таких накопителей в 15—20 раз превосходит емкости известных аккумуляторов электрической энергии, при этом с меньшим временем зарядки и большими циклами "заряд/разряд" [12].

Функционально-технический анализ подшипников скольжения

Все типы двигателей имеют узлы с трущимися элементами в виде подшипников скольжения, которые несут основную силовую нагрузку. Поэтому дальнейшее развитие авиационных двигателей связано, в том числе, с разработкой технологии создания подшипников скольжения с новыми улучшенными антифрикционными свойствами. Патентная статистика группы "Подшипники скольжения (МПК F16C 17 00)" и 13 соответствующих подгрупп приведена на рис. 11. Данное направление показывает устойчивый рост числа разработок.

Дальнейшее совершенствование свойств материалов и новые конструктивные решения возможны при более глубоком изучении взаимодействия структурных элементов вещества. В частности, используя метод внутреннего трения [13] для определения зависимости обратной функции добротности от температуры, можно установить характер межатомных связей, определить колебания атомов в структуре вещества и процессы диффузии, а также их влияние на силу трения. Вкладыши подшипников скольжения изготовляют из сплавов на основе меди, олова, свинца и др. При термической обработке сплава одни и те же компоненты могут образовывать несколько разных фаз. Некоторые фазы могут одновременно иметь высокие прочность и хрупкость. Именно хрупкость сплава (вызванная теплоломкостью или хладоломкостью) является основной причиной, препятствующей изготовлению подшипников скольжения. Решение изменить состав компонентов может оказаться несостоятельным, так как изменение их концентрации в разных слоях нарушит гомогенность состава и, как следствие, такие подшипники не обеспечат работу силового агрегата при высоких частотах вращения.

В настоящее время совершенствование подшипников скольжения осуществляется применением свинцовистых бронз. Вкладыши подшипников скольжения из свинцовистых бронз (сплав на основе меди, свинца, олова), получаемых по существующим технологиям, не имеют нужного качества. Это объясняется тем, что по традиционной



Рис. 11. Статистика патентов по подшипникам скольжения

технологии сплав получают методом центробежного литья через сетку (размер ячейки 0,3÷0,5 мм). Сложности возникают при последующей обработке вкладыша растачиванием. Физико-механические свойства свинцовистых бронз (твердость, износостойкость, антифрикционные свойства) можно улучшить с помощью структурно-чувствительных методов внутреннего трения, которые позволяют изменять структуру сплавов при варьировании температуры и внешней нагрузки.

Другой подход — электрохимическое формирование материала вкладыша (непосредственно на подложке пастели подшипника) или формирование индукционной плавкой в два этапа. На первом этапе осуществляется перемешивание всех компонентов в расплавленном состоянии и их равномерное распределение по толщине пластины. На втором этапе для равномерно-однородного распределения компонентов по объему пластины положение атомов фиксируется импульсным магнитным полем, которое удерживает атомы в этом состоянии до температуры кристаллизации меди. Таким образом, медь образует скелетную структуру получаемого сплава. Уменьшая энергию магнитного воздействия, снижаем температуру образца, фиксируя нормализованное распределение свинца. Далее осуществляется посадка вкладыша на основание пастели методом пайки коротким электрическим импульсом. Конечная операция — растачивание вала под размер вкладыша при сборке в блок двигателя.

Индукционная плавка компонентов осуществляется в кокиле из обожженной керамики при температуре отжига ≈1800 °С. После охлаждения пластины, представляющие собой полувкладыши, закрепляют на сплаве NiSn термической плавкой при температуре ≈240 °С. Далее полувкладыши растачивают по специальной программе до получения эллипсообразного профиля сечения для образования масляного клина. Для обеспечения гомогенности использовали магнитогидродинамический способ перемешивания сплава.

Таким образом, статистический анализ патентов на энергосиловые установки летательных аппаратов позволил установить, что улучшение их рабочих характеристик зависит, в частности, от подшипников скольжения как основных силовых узлов, влияющих на КПД преобразования какого-либо вида энергии в механическую и обратно. Совершенствование подшипников скольжения возможно, например, изменением структуры их материала методами внутреннего трения. Внедрение более эффективных подшипников скольжения — это снижение энергетических потерь в устройствах, а также затрат на их изготовление и обслуживание.

Дальнейшее развитие энергосиловых установок обусловлено развитием технологий водородной энергетики, в частности, созданием безопасных и эффективных систем хранения водорода в металлогидридной форме, как наиболее энергоемкой. Потенциал металлогидридной технологии хранения водорода определяет ее доминирующее положение в классе альтернативных источников накопления энергии. Приоритет в разработке и реализации данной технологии даст большое конкурентное преимущество и позволит рациональнее использовать ископаемые запасы углеводородов.

Использование водородных технологий способствует совершенствованию энергетического сектора экономики, а упрощение технологии производства, хранения и передачи энергии — существенному повышению эффективности транспорта и снижению стоимости энергии.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Frenken Koen.** A complexity approach to innovation networks. The case of the aircraft industry (1909–1997) // Research Policy. 2000. 29. Issue 2. P. 257–272. https:// EconPapers.repec.org/RePEc:eee:respol:v:29:y:2000:i:2:p:257-272.

2. Харук А. И. ВВС XXI века. Цветное коллекционное издание. М.: Яуза; Эксмо, 2013. 304 с.

3. **National** Academies of Sciences, Engineering, and Medicine. 2018. Aeronautics 2050: Proceedings of a Workshop—in Brief. Washington, DC: The National Academies Press. doi: https://doi.org/10.17226/25005.

4. Баранов Н. Н. Нетрадиционные источники и методы преобразования энергии: Учеб. пос. для вузов. М.: Издат. дом МЭИ, 2012. 384 с.

5. Zanetti A., Sabatini R., Gardi A. Introducing Green Life Cycle Management in the Civil Aviation Industry: the State-of-the-Art and the Future // International Journal of Sustainable Aviation. 2016. V. 2 (4). P. 348—380, DOI: 10.1504/IJSA.2016.082201.

6. Lee J., Mo J. Analysis of Technological Innovation and Environmental Performance Improvement in Aviation Sector // Int. J. Environ. Res. Public Health. 2011. 8. P. 3777–3795.

7. Niosi, Jorge & Zhegu, Majlinda (2008). Innovation System Lifecycle in the aircraft sector. https://www.research-gate.net/publication/228943588.

8. Szabo, Stanislav & Koblen, Ivan & Vajdová, Iveta Aviation Technology Life Cycle Stages. eXclusive e-JOURNAL. 2015. № 3. P. 1–8.

9. Карпунин М. Г., Любинецкий Я. Г., Майданчик Б. И. Жизненный цикл и эффективность машин. М.: Машиностроение, 1989. 311 с.

10. www.lens.org; www.depatisnet.org

11. Авиация: Энциклопедия / Гл. ред. Г. П. Свищев. М.: Большая Российская Энциклопедия, 1994. 736 с.

12. Электрохимические технологии реализации систем безопасного хранения водорода / Ю. Н. Шалимов, А. В. Звягинцева, А. В. Помигуев, А. В. Руссу // Вестник Воронежского ГТУ. 2018. Т. 14. № 3. С. 163—170.

13. Постников В. С. Внутреннее трение в металлах. 2-е изд. М.: Металлургия, 1974. 352 с.

Точность на всех уровнях. Немецкие качество и надежность

КНУТ ИНДУСТРИЯ — официальный представитель в России немецкого концерна KNUTH Werkzeugmaschinen GmbH, ведущего свою историю с 1923 г. Компания KNUTH, являясь одним из основных мировых производителей машиностроительного оборудования, предлагает широкий ассортимент оборудования для автомобильной и машиностроительной промышленности, металлургии и железнодорожной индустрии, а также для производства энергооборудования. Наряду со станками с ЧПУ компания поставляет недорогие установки для лазерной резки, механические станки, которые необходимы в каждой мастерской. На протяжении многих лет концерн KNUTH является надежным партнером для ряда машиностроительных предприятий в России, странах Восточной Европы и Азии.

Одним из таких предприятий является АО "Завод Узбекхиммаш". Более 70 лет АО "Завод Узбекхиммаш" производит станки и оборудование для нефтегазовой и химической промышленности. Это один из крупнейших поставщиков данной продукции в Узбекистане.

Для повышения качества и производительности в Узбекхиммаше было принято решение о замене механического фрезерного станка на обрабатывающий центр с ЧПУ Lupus 420L (рис. 1) из линейки премиум-класса STAHLWERK немецкого производителя KNUTH Werkzeugmaschinen.

Благодаря дополнительной четвертой оси обрабатывающий центр Lupus 420L (рис. 2) позволяет изготовлять более сложные формы и осуществлять одновременную обработку в нескольких плоскостях. Станок оснащен мощным ЧПУ Siemens Sinumerik 828D и трансформатором, четвертой осью с задней бабкой, круглым поворотным столом Detron диаметром 170 мм и трехкулачковым патроном. Для оптимизации изготовления сложных деталей станок оснащен системой TS27R для измерения инструмента и системой OMP 60 для измерения обрабатываемой детали с оптической передачей сигнала фирмы Renishaw (рис. 3).

Компактная конструкция центра Lupus позволяет осуществлять эффективное производство на небольшой производственной площади. Усиленная ребрами жесткости станина с низким центром тяжести обеспечивает низкий уровень вибраций, а линейные направляющие по осям *X*, *Y*, *Z* — наименьшее пусковое трение. Благодаря этому центр Lupus 420L гарантирует высокую точность и быстроту изготовления продукции. Шаровые планетарные шпиндели 40 мм и цифровой комплект приводов обусловливают устойчивую подачу стола и высокий момент вращения. Опционально доступный

двуплечий механизм смены инструмента позволяет использовать до 40 инструментальных станций.

Бесплатный курс обучения по эксплуатации станка помог инженерам АО "Завод Узбекхиммаш", уже имеющим опыт работы с ЧПУ-оборудованием, быстро освоить новый обрабатывающий





Рис. 1. Обрабатывающий центр Lupus 420L с ЧПУ Fanuc Oi-MF



Рис. 2. Компактный вертикальный обрабатывающий центр LUPUS 420L с дополнительной четвертой осью



Рис. 3. Система Renishaw ОМР60 для измерения заготовки и система Renishaw TS27R с щупом для измерения инструмента

центр. С лета 2018 г. Центр Lupus используют на предприятии для изготовления таких специальных деталей, как захват для универсального машинного ключа, корпус и колесо для одноступенчатого насоса, ключ для шаровых кранов и плит матрицы. Центр обеспечивает высокоточное и эффективное фрезерование легированных и углеродистых сталей и сплавов, низколегированных сталей, стального литья, серого и легированного чугуна, титановых сплавов, а также сварных материалов.

Специалист по ЧПУ Завода Узбекхиммаш Виталий Загвойский отметил качество сервисного обслуживания компании KNUTH и высокие точность и скорость обработки сложных деталей с помощью центра Lupus 420L, позволяющие значительно сокращать материальные расходы и время изготовления изделия, что указывает на экономическую целесообразность приобретения данного оборудования.

Одновременно с обрабатывающим центром Lupus 420L компания KNUTH поставила предприятию радиально-сверлильный станок R 80V, установку плазменной резки Plasma-Jet 2060 HPR 130XD и плоскошлифовальный станок HFS 60150. Поскольку и это оборудование получило самую высокую оценку специалистов АО "Завод Узбекхиммаш", поступил запрос на поставку лазерной установки мощностью 1,5 кВт с рабочей зоной 3000 × 1500 мм.

Трехосевой обрабатывающий центр LUPUS 420 L премиум-класса с Siemens Sinumerik 828D ЧПУ:

ускоренный ход по осям Х, Ү, м/мин	36
частота вращения шпинделя, мин ⁻¹	8000
технологический ход по осям X, Y, Z, мм	795; 420; 510.

Более подробную информацию о станках серии Lupus можно найти на сайте www.stahlwerk-cnc.com "КНУТ ИНДУСТРИЯ"

Россия, 141103 Московская обл. г. Щелково, ул. Рабочая. д. 19, стр. 1 Tel. + 7 (495) 54-54-610 info@knuth-industry.ru www.knuth-industry.ru