

ЖУРНАЛ ВЫХОДИТ ПРИ СОДЕЙСТВИИ МЕЖДУНАРОДНОГО СОЮЗА МАШИНОСТРОИТЕЛЕЙ
ЖУРНАЛ ВХОДИТ В ПЕРЕЧЕНЬ УТВЕРЖДЕННЫХ ВАК РФ ИЗДАНИЙ ДЛЯ ПУБЛИКАЦИЙ ТРУДОВ СОИСКАТЕЛЕЙ УЧЕНЫХ СТЕПЕНЕЙ

9 2010
(122)

СОДЕРЖАНИЕ

Обеспечение качества. Испытания. Контроль

- Барзов А.А., Осипков А.С., Шашурин В.Д. Методика технологических испытаний термоэлектрических модулей на основе регистрации сигналов акустической эмиссии с целью оценки качества их сборки 3
- Мартынов А.П., Зенкин А.С., Васильев А.П. Управление качеством неподвижных соединений за счет нормирования конструктивно-технологических параметров 8
- Шилин А.Н., Петров С.А. Определение центров профилограмм обечаек при сборке корпусов нефтеаппаратуры 15
- Макушин А.А. Оптимизация параметров сборки подшипников коленчатого вала двигателя 20

Сборочное оборудование и его элементы

- Давыдова Е.В., Преис В.В. Аналитическая модель и методика расчета производительности вертикального бункерного загрузочного устройства 27
- Житников Б.Ю., Житников Ю.З. Обеспечение требуемой скорости срабатывания схвата при закреплении заготовки 32

Технологическая оснастка для сборки

- Антонец И.В., Белов М.А. Динамометрические упругие элементы весоизмерительных устройств 35
- Матросова Ю.Н., Андреев П.А. Программное обеспечение для автоматизированного проектирования схвата робота-манипулятора в САПР "КОМПАС-3D" 41

Информация

- Иванов А.Н. Инлегмаш-2010 45

Председатель редакционного совета
Ф.М. МИТЕНКОВ, академик РАН

Редакционный совет

МОСКВА	А.И. КУМЕНКО
А.С. ВАСИЛЬЕВ	А.В. МЕДАРЬ
(главный редактор)	Е.А. МИКРИН
А.А. ГУСЕВ	Ю.Ф. НАЗАРОВ
М.В. ВАРТАНОВ	В.В. ПОРОШИН
А.М. ДАЛЬСКИЙ	Б.В. ШАНДРОВ
И.Н. ЗИНИНА	А.А. ШАТИЛОВ
Ю.Л. ИВАНОВ	А.Г. ХОЛОДКОВА
Ю.Г. КОЗЫРЕВ	Г.А. ЯРКОВ

Региональные редсоветы

БЕЛГОРОД	ОРЕНБУРГ
Н.А. ПЕЛИПЕНКО	А.Н. ПОЛЯКОВ
БРЯНСК	А.И. СЕРДЮК
О.А. ГОРЛЕНКО	А.П. ФОТ
ВЛАДИВОСТОК	РЫБИНСК
Ю.Н. КУЛЬЧИН	В.Ф. БЕЗЪЯЗЫЧНЫЙ
А.А. СУПОНЯ	В.В. НЕПОМИЛУЕВ
В.М. КОРНИЕНКО	А.Н. СЕМЕНОВ
ВЛАДИВОСТОК	САМАРА
В.Г. КАРАБАНЬ	М.А. ЕВДОКИМОВ
М.Г. КРИСТАЛЬ	Ю.А. ВАШУКОВ
В.И. ЛЫСАК	Г.А. КУЛАКОВ
В.М. ТРУХАНОВ	В.А. НИКОЛАЕВ
ИЖЕВСК	САНКТ-ПЕТЕРБУРГ
И.В. АБРАМОВ	В.Ф. КУЗЬМИН
Б.А. ЯКИМОВИЧ	Е.В. ШАЛОБАЕВ
В.Г. ОСЕТРОВ	ТОЛЬЯТТИ
И.К. ПИЧУГИН	А.И. РЫЖКОВ
КАЗАНЬ	Б.Ф. ХАЗОВ
Р.И. АДГАМОВ	ТУЛА
КОВРОВ	В.В. ПРЕИС
Ю.З. ЖИТНИКОВ	ХАБАРОВСК
КОЛОМНА	В.А. ЛАШКО
Ю.Д. АМИРОВ	Украина
КОМСОМОЛЬСК-НА-АМУРЕ	КИЕВ
Б.Н. МАРЬИН	А.С. ЗЕНКИН
В.И. ШПОРТ	В.А. МАТВИЕНКО
А.М. ШПИЛЕВ	ДОНЕЦК
НАБЕРЕЖНЫЕ ЧЕЛНЫ	А.Н. МИХАЙЛОВ
С.В. ДМИТРИЕВ	СЕВАСТОПОЛЬ
Р.М. ХИСАМУТДИНОВ	Е.Л. ПЕРВУХИНА
НИЖНИЙ НОВГОРОД	Беларусь
С.В. ГОЛУБЕВ	МНИСК
ОМСК	В.Л. БАСИНОК
В.Н. КОСТЮКОВ	ГОМЕЛЬ
ОРЕЛ	В.Е. СТАРЖИНСКИЙ
Ю.С. СТЕПАНОВ	ПОЛОЦК
Г.А. ХАРЛАМОВ	М.Л. ХЕЙФЕЦ

Ответственные за подготовку и выпуск номера:

Ф.М. КУЩ-ЖАРКО, Л.Д. ПАРШЕНКОВА

Журнал распространяется по подписке, которую можно оформить в любом почтовом отделении (индексы по каталогу "Роспечать" – 79748, Объединенному каталогу "Пресса России" – 84967, каталогу "Почта России" – 60257) или непосредственно в издательстве
Тел.: (499) 268-38-42; тел./факс: 268-85-26. Факс: (499) 269-48-97.

E-mail: sborka@mashin.ru; tsmm@mashin.ru

Перепечатка, все виды копирования и воспроизведения материалов, публикуемых в журнале "Сборка в машиностроении, приборостроении", допускаются только с разрешения редакции и со ссылкой на источник информации.

За содержание рекламных материалов ответственность несет рекламодатель.

Журнал зарегистрирован в Министерстве РФ по делам печати, телерадиовещания и средств массовых коммуникаций. Свидетельство о регистрации ПИ № 77-1747 от 25 февраля 2000 г.

THE MONTHLY
NEWSMAGAZINE
FOR SCIENTISTS
AND MANUFACTURERS

ASSEMBLING



IN MECHANICAL ENGINEERING AND INSTRUMENT-MAKING

THE MAGAZINE IS PUBLISHED UNDER THE PATRONAGE OF INTERNATIONAL UNION OF MECHANICAL ENGINEERS
THE JOURNAL IS AMONG THOSE APPROVED BY AAC RF FOR DISSERTATION PUBLICATION

9 2010
(122)

CONTENTS

Quality assurance. Testing. Monitoring

- Barzov A.A., Osipkov A.S., Shashurin V.D.** Technological testing method of Thermoelectric modules with Acoustic Emission analysis for quality control 3
- Martynov A.P., Zenkin A.S., Vasilyev A.P.** The quality management for fixed connections by the design and technological parameters setting 8
- Shilin A.N., Petrov S.A.** Determination of shell ring Talyrond trace center during assembly of oil-production machinery body 15
- Makushin A.A.** Optimization of parameters of assembly of engine crankshaft bearings 20

Production tools and machinery for assembly

- Davidova E.V., Preys V.V.** Analytical model and design procedure productivity of the vertical hopper feeding device 27
- Zhitnikov B.Yu., Zhitnikov Yu.Z.** Maintenance of demanded speed of operation grab at preparation fastening 32

Technological equipment for assembly

- Antonets I.V., Belov M.A.** Dynamometric elastic elements of weight measuring devices 35
- Matrosova Yu.N., Andreev P.A.** Software cad of the manipulation robot gripper in cad "COMPAS-3D" 41

Information

- Ivanov A.N.** Inlegmach-2010 45

Journal is distributed on subscription, which can be issued in any post office (index on the catalogue of the "Rospechat" agency – 79748, the union catalogue "Pressa Rossii" – 84967, the catalogue "Pochta Rossii" – 60257) or directly in editorial of the journal.
Ph.: (499) 268-38-42; ph./fax: 268-85-26. Fax: (499) 269-48-97.
<http://www.mashin.ru> E-mail: sborka@mashin.ru; tmmm@mashin.ru
Labor Red Banner Order Public Corporation "Publishing House "Mashine Building" 107076, Moscow, Stromynsky per. 4
The reference to the *Assembling in Mechanical Engineering and Instrument-Making Journal* during reprint of the materials is mandatory.
Advertisers are responsible for the content of their advertisements.

Chair of Editorial Advisory Board –
Member of Russian Academy of Science
F.M. MITENKOV

Editors

MOSCOW

VASIL'EV A.S.
(Chief editor)
VARTANOV M.V.
DALSKY A.M.
GUSEV A.A.
ZININA I.N.
IVANOV YU.L.
KOZYREV YU.G.
KUMENKO A.I.
MEDAR' A.V.

MIKRIN E.A.
NAZAROV Yu.F.
POROSHIN V.V.
SHANDROV B.V.
SHATILOV A.A.
KHOLODKOVA A.G.
YARKOV G.A.

Regional editors

BELGOROD

PELIPENKO N.A.

BRIANSK

GORLENKO O.A.

VLADIVOSTOK

KULSHIN Yu.N.
SUPONIA A.A.
KORNIENKO V.M.

VOLGOGRAD

KRISTAL M.G.
KARABAN' V.G.
LYSAK V.I.
TRUKHANOV V.M.

IZNEVSK

ABRAMOV I.V.
YAKIMOVICH B.A.
OSETROV V.G.
PITCHUGIN I.K.

KAZAN

ADGAMOV R.I.

KOVROV

ZHITNIKOV Yu.Z.

KOLOMNA

AMIROV Yu.D.

KOMSOLOLSK-ON-AMUR

MARJIN B.N.
SCHPORT V.I.
SHPILEV A.M.

NABEREZHNYE CHELNY

DMITRIEV S.V.
KHISAMUTDINOV R.M.

NIZHNY NOVGOROD

GOLUBEV S.V.

OMSK

KOSTIUKOV V.N.

OREL

STEPANOV Yu.S.
KHARLAMOV G.A.

ORENBURG

POLYAKOV A.N.
SERDUK A.I.
FOT A.P.

RYBINSK

BEZIAZYSHNY V.F.
NEPOMILUEV V.V.
SEменов A.N.

SAMARA

EVDOKIMOV M.A.
VASHUKOV Yu.A.
KULAKOV G.A.
NIKOLAEV V.A.

ST.-PETERSBURG

KUZMIN V.F.
SHALOBAEV E.V.

TULA

PREYS V.V.

TOLIATI

KHAZOV B.F.
RYZHKOV A.I.

KHABAROVSK

LASHKO V.A.

Ukraine

KIEV

ZENKIN A.S.
MATVIENKO V.A.

DONETSK

MIKHAILOV A.N.

SEVASTOPOL

PERVUKHINA E.L.

Belarus

MINSK

BASINJUK V.L.

GOMEL

STARZHINSKI V.E.

POLOTSK

KHEIFETZ M.L.

Executive editors of current issue:

KUSH-ZHARKO N.M., PARSHENKOVA L.D.

The journal is registered by RF Ministry of Press, Tele- and Broadcasting and Mass Communications Media.
Registration certificate ПИ № 77-1747,
February 25, 2000

Free price

УДК 621.36; 621.9.08

Барзов А.А., д-р техн. наук, Осипков А.С., Шашурин В.Д., д-р техн. наук
(Московский государственный технический университет им. Н.Э. Баумана)
E-mail: alexosipkov@mail.ru

Методика технологических испытаний термоэлектрических модулей на основе регистрации сигналов акустической эмиссии с целью оценки качества их сборки

Приведена методика технологических испытаний термоэлектрических модулей, основанная на регистрации и анализе сигналов акустической эмиссии и позволяющая выявлять модули с заведомо низкими показателями надежности. Даны результаты экспериментального исследования и оценки качества модулей предложенным методом.

Technological testing method of thermoelectric modules based on registration and analysis of acoustic emission signals for its quality control is described. This method make it possible to detect potentially unreliable thermoelectric modules. There are also results of TM experimental investigation and quality control with suggested method in this paper.

Ключевые слова: термоэлектрический модуль, контроль качества, надежность, акустическая эмиссия.

Key words: thermoelectric module, quality control, acoustic emission, reliability.

Разработка новых и совершенствование существующих информационно-измерительных приборов определяется комплексом технологических работ, связанных с производством устройств, обеспечивающих заданный температурный режим функционирования изделия. Решение этой задачи связано с использованием термоэлектрических устройств, которые нашли широкое применение при создании приборов различного класса благодаря ряду эксплуатационно-функциональных преимуществ. С появ-

лением приборов, создаваемых на базе достижений в сфере нанотехнологий, в силу специфики физических принципов их функционирования роль компактных и эффективных терморегулирующих устройств возрастет.

Характерной особенностью технологического цикла изготовления термоэлектрических устройств является нестабильность достигаемых показателей надежности (даже в пределах одной партии) их ключевых элементов – термоэлектрических модулей. Это не позволяет в настоящее время использовать подобные устройства в наиболее ответственных приборах, где цена отказа велика (авиационное и космическое приборостроение, приборы для диагностики энергетических процессов и т.д.). В связи с этим возникает научно-практическая проблема обеспечения надежности термоэлектрических модулей путем разработки эффективных способов выходного контроля их качества.

Результаты проведенного исследования физических закономерностей формирования отказов модулей показали, что параметры их надежности определяются процессом развития исходных технологических дефектов в ветвях термоэлемента в условиях их сложного напряженно-деформированного состояния, что в конечном итоге приводит к функциональному отказу модулей в результате механического разрушения ветвей [1]. В связи с этим метод выходного контроля качества модулей должен

основываться на контроле изменения дефектности их конструкции с целью отбраковки заведомо ненадежных модулей на завершающем этапе их сборки.

С этой целью был выбран метод акустической эмиссии, так как он обладает высокой чувствительностью к развивающимся дефектам, что позволяет уже на ранней стадии разрушения регистрировать сигналы, соответствующие изменению поврежденности термоэлектрического модуля. Кроме того, данный метод позволяет с помощью всего одного датчика интегрально оценить старение всей конструкции модуля.

На основе теоретического анализа процесса деградации элементов конструкции модулей, а также результатов экспериментального исследования их надежности [2] был предложен и методически обоснован комплексный информативный параметр акустической эмиссии $K_{АЭ}$, наиболее полно отражающий кинетику изменения дефектности термоэлектрического модуля:

$$K_{АЭ} = \xi_k(\tau) \frac{\Delta E_2 \Delta E_3}{\Delta E_1^2} + 1, \quad (1)$$

где $\Delta E_1, \Delta E_2, \Delta E_3$ – изменение энергетических характеристик сигналов акустической эмиссии соответственно в диапазоне условно ма-

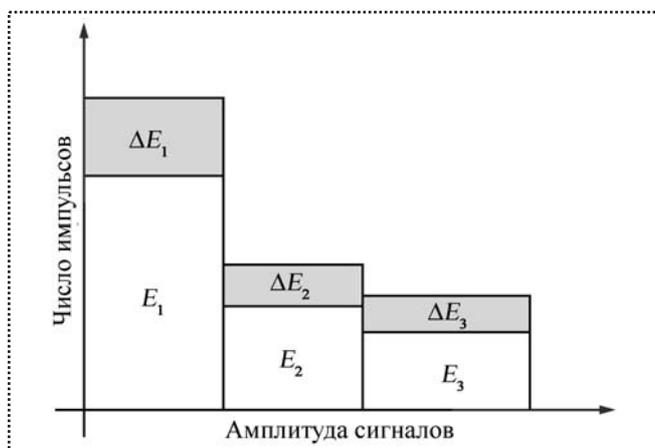


Рис. 1. Амплитудное распределение сигналов акустической эмиссии (к обоснованию информативного параметра)

лых, средних и больших амплитуд сигналов (рис. 1);

$\xi_k(\tau)$ – плавно изменяющаяся функция, связанная с особенностями конструкции и условиями эксплуатации модуля (в первом приближении при прочих равных условиях $\xi_k(\tau) \sim \text{const} \sim 1$).

Можно показать, что уравнение, описывающее изменение ресурса модуля, в данном случае запишется в виде [4]

$$T^h - T_p = \Delta T = \int_0^{T_p} \left[\xi_k(\tau) \frac{\Delta E_2 \Delta E_3}{\Delta E_1^2} + 1 \right] d\tau, \quad (2)$$

где T^h – номинальный (расчетный) ресурс безотказной эксплуатации модуля при номинальном (расчетном) режиме и условии его качественного изготовления; T_p – реальный ресурс его эксплуатации.

Исследования показали, что уже после 50 циклов нагружения термоэлектрического модуля наблюдается тесная корреляционная связь между введенным комплексным параметром акустической эмиссии и количеством циклов до отказа – остаточным ресурсом модуля (коэффициент корреляции Пирсона $R = 0,91$). При этом корреляционная связь между значением сопротивления и остаточным ресурсом существенно ниже ($R = -0,41$).

Методика технологических испытаний термоэлектрических модулей

На основе результатов теоретических и экспериментальных исследований надежности модулей была разработана операция технологических испытаний, которая дает возможность на завершающей стадии технологического процесса их сборки при сплошном контроле качества выявлять потенциально ненадежные модули. При этом в качестве контролируемого параметра надежности рассматривается его гамма-процентный ресурс.

Структурно методика состоит из трех модулей: модуля испытания выборки изделий на надежность, расчетного модуля и непосредственно процедуры тестирования.

Первый модуль методики предназначен для определения зависимости $\Delta K_H = f(N_\gamma)$, где ΔK_H – значение энергетического критерия, позволяющего выделять потенциально ненадежные термоэлектрические модули для заданных требований; N_γ – гамма-процентный ресурс (число выдерживаемых циклов) при заданных условиях испытания.

Испытание на надежность проводится на специальном испытательно-диагностическом стенде (рис. 2, 3) для выборки модулей (40 – 50 шт.) при их циклическом термосиловом нагружении путем периодической смены полярности напряжения питания. Испытание, в процессе которого регистрируются сигналы акустической эмиссии в течение первых 50 циклов нагружения, проводится вплоть до отказа модуля (критерий отказа $R > 1,1R_H$ – выход сопротивления модуля переменному току за пределы поля допуска).

Режим нагружения модулей при испытании на надежность должен соответствовать режиму их нагружения при процедуре тестирования и отбраковки.

По завершении испытания строится амплитудное распределение сигналов (рис. 4) и вычисляется введенный информативный параметр акустической эмиссии, который для удобства расчета можно записать в следующем виде:

$$\Delta K_{AЭ}(i) = \frac{\Delta E_2 \Delta E_3}{\Delta E_1^2} + 1 = \frac{[E_2(N_i) - E_2(N_i - 1)][E_3(N_i) - E_3(N_i - 1)]}{[E_1(N_i) - E_1(N_i - 1)]^2} + 1, \quad (3)$$

где $E_1 = \sum_i A_i; 30 < A_i \leq 35;$

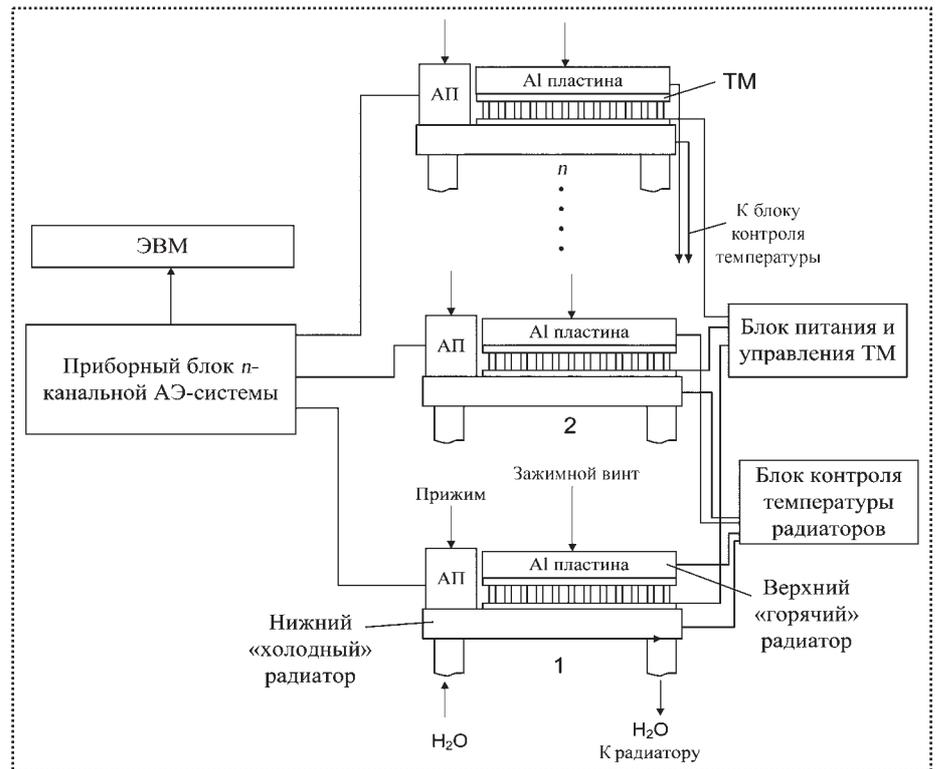


Рис. 2. Схема проведения технологических испытаний: АП – акустический преобразователь; ТМ – термоэлектрический модуль

$$E_2 = \sum_i A_i; 35 < A_i \leq 48;$$

$$E_3 = \sum_i A_i; 48 < A_i \leq 65;$$

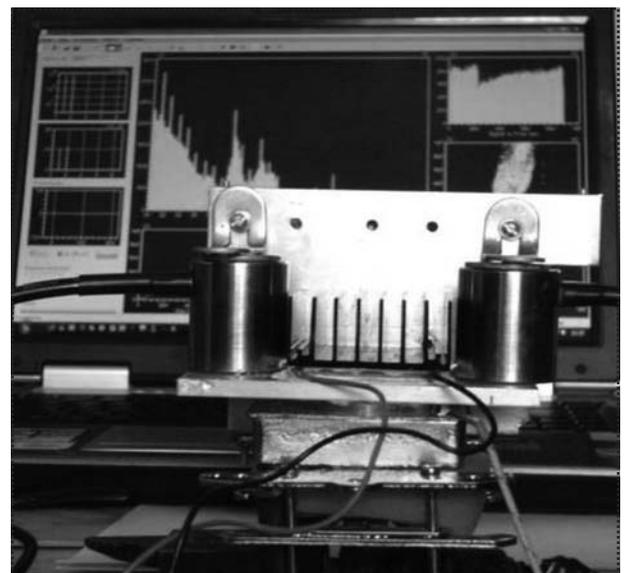


Рис. 3. Установка термоэлектрического модуля на испытательно-диагностическом стенде

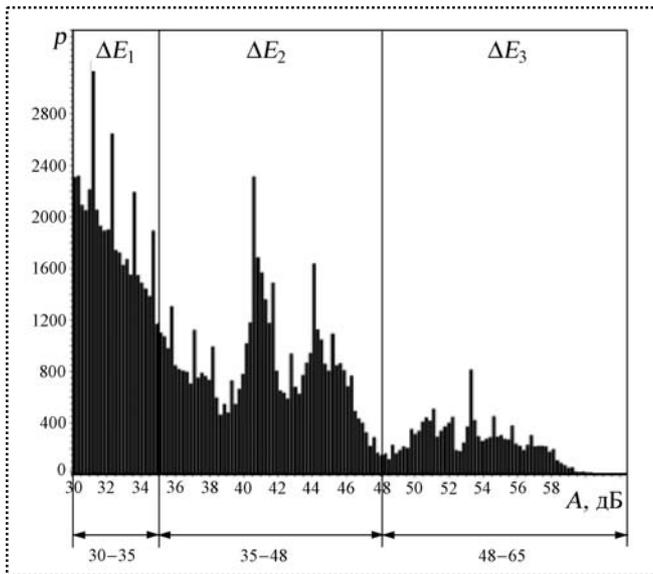


Рис. 4. Экспериментальное амплитудное распределение сигналов акустической эмиссии в процессе испытания термоэлектрических модулей:

A – амплитуда; p – число сигналов

N_i – число циклов нагружения к i -му моменту времени (наблюдению).

Зависимость $\Delta K_H = f(N_\gamma)$ (рис. 5) строится путем полиномиальной аппроксимации экспериментальных данных, полученных по результатам традиционных испытаний выборки термоэлектрических модулей с регистрацией сигналов акустической эмиссии. При этом производится расчет комплексного информативного АЭ-параметра, варьирование энергетического критерия, условный отсев модулей по крите-

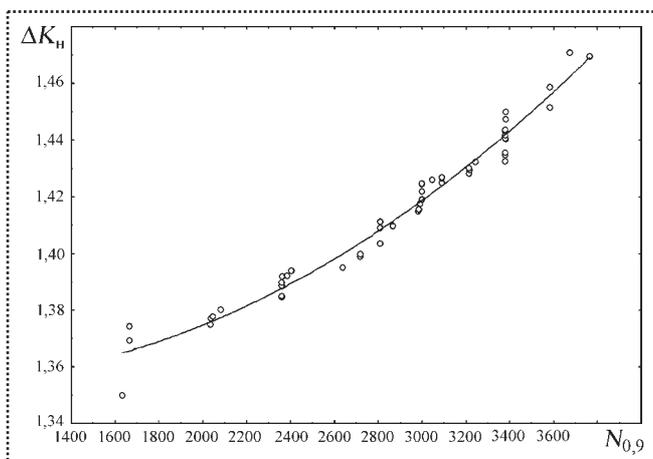


Рис. 5. Зависимость $\Delta K_H = f(N_\gamma)$, полученная в процессе испытания выборки модулей

рию $\Delta K_{AЭ} > \Delta K_H$ и расчет гамма-процентного ресурса оставшихся модулей.

В расчетном модуле проводится определение того энергетического критерия ΔK_H^* , при котором обеспечивается требуемый гамма-процентный ресурс $N_{\gamma T}$ при заданных условиях эксплуатации. Расчет основан на математической модели формирования отказа модулей [3], учитывающей условия их эксплуатации либо испытаний.

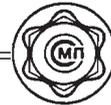
Исходными данными для определения энергетического критерия являются требуемый гамма-процентный ресурс, параметры конструкции модуля (его размеры; число, геометрические размеры и расположение в нем ветвей термоэлемента; физико-механические параметры элементов конструкции), режим термосилового нагружения модуля, а также полученная ранее зависимость $\Delta K_H = f(N_\gamma)$.

Задача расчетного модуля состоит в том, чтобы на основе требуемого гамма-процентного ресурса $N_{\gamma T}(T_\gamma)$ при заданных условиях эксплуатации термоэлектрического модуля рассчитать соответствующий ему гамма-процентный ресурс $N_{\gamma T}^*$ в условиях проведения тестирования.

Условия тестирования (термосилового нагружения) определяются режимом изменения температуры "горячего" T_γ и "холодного" T_x теплопроводов, которые в свою очередь будут определяться режимом изменения напряжения питания модуля, а также условиями теплоотвода на верхнем и нижнем радиаторе. Температуры T_γ и T_x измеряются блоком контроля температуры радиаторов (см. рис. 2).

Но основе T_γ , T_x и параметров конструкции рассчитывается напряженно-деформированное состояние отдельных ветвей термоэлемента, а затем с помощью математической модели формирования отказа термоэлектрического модуля находят функции $F_{x_эксп}$ распределения времени до отказа в условиях эксплуатации и $F_{x_исп}$ – проведения испытаний.

Гамма-процентный ресурс в условиях тестирования, соответствующий требованиям по надежности модуля, $N_{\gamma T}^* = N_\alpha$, где N_α – квантиль уровня α распределения $F_{x_исп}$; $\alpha = F_{x_исп}(T_{\gamma T})$ или $\alpha = F_{x_эксп}(N_{\gamma T})$.



Используя зависимость $\Delta K_n = f(N_\gamma)$, определяют энергетический критерий, при котором обеспечиваются заданные требования по надежности:

$$\Delta K_n^* = f(N_{\gamma}^*). \quad (4)$$

Тестированию на надежность подвергаются 100 % термоэлектрических модулей на завершающей стадии технологического процесса их изготовления. Процедура тестирования заключается в их циклическом нагружении в течение ограниченного числа циклов $N = 50$ при одновременной регистрации сигналов акустической эмиссии.

По завершении циклического нагружения производится вычисление комплексного информативного параметра $\Delta K_{AЭ}$ и сравнение его с энергетическим критерием ΔK_n^* . При выполнении условия

$$\Delta K_{AЭ} > \Delta K_n^* \quad (5)$$

и визуальном отсутствии выраженных пиков в области 35...65 дБ на амплитудных распределениях сигналов акустической эмиссии после 60 циклов нагружения модулей делается вывод об их потенциальной надежности.

Экспериментальные исследования показали, что оптимальное число циклов нагружения $N = 50$, при котором имеется хорошая корреляционная связь ($r = 0,91$) между значением информативного параметра акустической эмиссии и количеством циклов до отказа. Увеличение этого числа существенно не влияет на результаты тестирования модулей, а уменьшение – значительно снижает качество отсева.

В процессе выполненных экспериментальных исследований проведены испытания на надежность двух выборок термоэлектрических модулей. По результатам испытания первой из них определена зависимость $\Delta K_n = f(N_\gamma)$, а по результатам испытания второй выборки сравнивали оценки надежности методом акустической эмиссии по предлагаемой методике с результатами испытания на надежность традиционным методом (при выработке 100% ресурса). Результаты показали, что доля потенциально ненадежных модулей, не выявленных предлагаемым методом, составила от 9 до 11 % в зависимости от N_γ .

Необходимо отметить, что зависимость $\Delta K_n = f(N_\gamma)$ для различных типов модулей, а также для нескольких их серий одного типа может различаться. Поэтому методика предполагает экспериментальное определение данной зависимости для каждой серии модулей в процессе традиционных испытаний на надежность их выборки. Предметом дальнейших исследований в данном направлении является уточнение введенного информативного параметра акустической эмиссии – функции $\xi_k(\tau)$ с целью расчета данной зависимости и сокращения времени испытаний.

Выводы

Разработана операция технологических испытаний термоэлектрических модулей на основе регистрации сигналов акустической эмиссии, которая позволяет обеспечить их качество при производстве путем 100%-ного контроля на завершающей стадии технологического процесса их сборки и определения потенциально ненадежных модулей (с критически низкими показателями надежности) с требуемой вероятностью через ограниченное число циклов (50) их термосилового нагружения.

Методика апробирована в ООО НПО "Кристалл", где была проведена серия испытаний на надежность модулей различных конструкций, показавших тесную корреляцию ($r = 0,87...0,92$) между значением введенного комплексного информативного параметра акустической эмиссии и количеством циклов до отказа модуля. Предложенная методика принята к внедрению.

Библиографический список

1. Воронин А.И., Осипков А.С., Горбатовская Т.А. Механическая прочность ветвей термоэлементов на основе Bi_2Te_3 при различных методах их получения // Нано- и микросистемная техника. – 2010, № 2. С. 17–22.
2. Пашурин В.Д., Осипков А.С. Контроль качества термоэлектрических модулей на этапе их сборки // Сборка в машиностроении и приборостроении. – 2009, № 9. С. 52–56.
3. Осипков А.С. Модель формирования постепенных отказов термоэлектрических модулей // Инновации и актуальные проблемы техники и технологий: Материалы Всероссийской научно-практической конференции молодых ученых. Саратов, 2009. Т. 1. С. 187–188.
4. Барзов А.А. Эмиссионная технологическая диагностика. Библиотека технолога – М.: Машиностроение, 2005. 384 с.



УДК 621.753.1/2(035)

А.П. Мартынов, канд. техн. наук (Донбасская государственная машиностроительная академия, г. Краматорск),

А.С. Зенкин, д-р техн. наук (Киевский национальный университет технологий и дизайна),

А.П. Васильев (Ново-Краматорский машиностроительный завод)

E-mail: as-zenkin@yandex.ru

Управление качеством неподвижных соединений за счет нормирования конструктивно-технологических параметров

Изложена методика автоматизированного расчета и оптимизации выбора соединений с натягом с учетом комплекса определяющих факторов. Для этого в системе предусмотрена возможность анализа степени влияния различных конструктивных и технологических параметров, определяющих характер сопряжения, особенности обработки деталей и сборки и таким образом управлять качеством соединения с натягом с целью обеспечения максимального запаса прочности.

С учетом конкретных возможностей производства конструктор окончательно выбирает посадку из числа полученных расчетом посадок по ГОСТ или ISO.

The automated calculations methodology and the optimization of choice for the pressure couplings in according with the complex of determining factors are given. For this goal the system provide the facility for the influence degree analysis of different design and technological parameters. Such parameters determine the mode of connection, particularities of parts machining and assembly. Thereby the system permits to manage the quality of fixed connection to rich maximum strength margin.

With specific facilities of production, designer selects the fit from the fits obtained by calculation according to GOST or ISO.

Ключевые слова: соединение, натяг, оптимизация выбора, определяющие факторы, коэффициент трения, шероховатость, запас прочности, управление качеством.

Key words: the connection, the tightness, the choice optimization, the determinative factor, the friction ratio, the roughness, the strength margin, the quality management.

Использование для передачи нагрузки (чаще всего крутящего момента) соединений с натягом позволяет по сравнению с другими ви-

дами неподвижных соединений (например, шлицевых или со шпонкой) получить значительные преимущества – упрощение конструкции узла и процесса его сборки, снижение трудозатрат на обработку, высокую точность центрирования соединяемых деталей [1, 2].

Однако применение соединений с натягом в узлах машин затрудняется сложностью правильного выбора конкретной посадки, поскольку для этих целей практически неприменим метод аналогов и приходится выполнять сложные расчеты предельных значений натягов. Эта сложность здесь связана с трудностью учета степени влияния значительного количества определяющих факторов.

Применение для решения этой задачи компьютеров позволяет быстро обработать значительный объем информации о конструктивно-технологических особенностях узлов с такими соединениями и, применив более совершенные методы расчета, обоснованно выбрать подходящую посадку, повысить прочность собираемых деталей, снизить их металлоемкость и напряженное состояние, что благоприятно скажется на работоспособности и надежности машин в эксплуатации.

Известны попытки автоматизировать процесс выбора посадок с натягом [3,4 и др.], которые, однако, разработаны в значительной степени для использования в учебных целях и предоставляют мало возможностей для оптимизации параметров соединения.

Кроме того, все без исключения эти системы ориентированы на использование стандартных посадок по ГОСТ 25346–89 (на пост-



советском пространстве это один из стандартов единой системы допусков и посадок — ЕСДП), что нельзя признать достаточным, поскольку для развития международной торговли и создания конкурентоспособной продукции необходимо в полной мере применять стандарты ISO 286–1:1988 и ISO 286–2:1988 на систему допусков и посадок (в Украине, например, для этого введены идентичные стандарты ДСТУ ISO 286–1–2002 и ДСТУ ISO 286–2–2002).

Целью данной работы является совершенствование методики автоматизированного расчета и оптимизации выбора посадок с натягом с учетом всего комплекса определяющих факторов (конструктивно-технологические особенности и служебное назначение соединения, себестоимость обработки сопрягаемых деталей и сборки, надежность, метрологические особенности, возможности процесса сборки-разборки и частота проведения этих операций в эксплуатации и пр.).

Для этого решали задачу обеспечения возможности исследования и учета многочисленных конструктивных и технологических факторов, определяющих как характер сопряжения, так и процесс обработки и сборки деталей, что в конечном счете позволит реализовать управление качеством сопряжений неподвижных соединений и с учетом всех особенностей выбрать посадку из числа представленных в стандартах.

Следует отметить, что основные положения, числовые значения, условные обозначения полей допусков и посадок, принцип образования посадок в системе отверстия и системе вала в ГОСТ 25346–89 полностью соответствуют принятым в системе ISO 286–1.

В то же время в отличие от ГОСТ 25347–82, где с целью облегчения применения системы при конструировании и повышении уровня унификации изделий рекомендуются вполне определенные посадки (среди них приведены и посадки для предпочтительного применения), в ISO 286–2 конкретные посадки не даны, а содержатся лишь некоторые общие

положения и рекомендации об образовании посадок на основе рекомендуемых полей допусков валов и отверстий.

Так, в ГОСТ 25347–82 для соединений с натягом в системе отверстия приведены лишь 3 посадки для предпочтительного применения (H7/p6, H7/r6, H7/s6) и 11 рекомендуемых (в том числе H5/n4, формально расположенная среди переходных посадок).

Использование стандартов ISO с учетом приведенных в них полей допусков с вышеуказанными основными отклонениями в несколько раз расширяет возможности применения этого вида неподвижных соединений. Такой подход особенно актуален с учетом важности решения проблемы взаимозаменяемости изделий на основе комплекса международных стандартов GPS (Geometrical product specification — геометрические требования к изделиям), создаваемых с 90-х годов, для реализации которого был создан новый Технический Комитет ISO/ТК 213 "Размерные и геометрические требования к изделиям и их проверка".

Поэтому согласно разработанной концепции выбор посадок осуществляется поэтапно по следующим группам:

- из числа предпочтительных по ГОСТ 25347–82;
- из числа рекомендуемых ГОСТ 25347–82;
- возможные посадки с полями допусков по ISO 286–2 (качества 8 – 7);
- возможные посадки с полями допусков по ISO 286–2 (качества 7 – 6);
- возможные посадки с полями допусков по ISO 286–2 (качества 6 – 4);
- посадки крупных соединений с качествами 9 – 8.

Как известно, в ГОСТ 25347–82 не приводятся посадки с натягом с полями допусков сопрягаемых поверхностей по 9-му качеству (числовые значения допусков при переходе от качества к качеству, начиная с IT5, изменяются по геометрической прогрессии со знаменателем $\varphi = \sqrt[3]{10} \approx 1,6$, и поэтому при использовании поля

допуска Н9 вместо поля Н8 минимальный натяг в соединении резко уменьшается).

Однако, как показывает опыт тяжелого машиностроения, при производстве крупных машин с целью уменьшения трудоемкости обработки и сборки в ненагруженных или малонагруженных соединениях используют посадки типа Н9/у8, Н9/х8, Н9/с7, Н9/з8 и др. Поэтому последний вариант учитывает необходимость обеспечения возможности выбора и этого вида посадки.

Принятый алгоритм расчета и выбора посадок в принципе основан на получившей наибольшее распространение среди специалистов методике расчета предельных значений натягов с учетом теории наибольших касательных напряжений [1,2], согласно которой максимально допустимое давление $p_{в\ max}$ и $p_{о\ max}$, при котором отсутствует пластическая деформация на контактных поверхностях вала и отверстия, определяют по формулам:

$$p_{в\ max} = 0,58\sigma_{т1} \left[1 - \left(\frac{d_1}{d} \right)^2 \right] \chi,$$

$$p_{о\ max} = 0,58\sigma_{т2} \left[1 - \left(\frac{d}{d_2} \right)^2 \right] \chi,$$

где $\sigma_{т1}$ и $\sigma_{т2}$ — пределы текучести материалов охватываемой (вала) и охватывающей (отверстия) деталей;

χ — коэффициент, зависящий от отношения l/d (l — длина сопряжения) и выбираемый по специальному графику;

d , d_1 и d_2 — соответственно номинальный диаметр соединения, внутренний диаметр охватываемой и наружный диаметр охватывающей поверхностей сопрягаемых деталей.

При этом выбирают посадку, при которой обеспечивается, с одной стороны, отсутствие смещения соединяемых деталей под воздействием внешних нагрузок (при этом получают минимально необходимый расчетный натяг), а с другой — исключается разрушение более слабой из сопрягаемых деталей (при этом получают максимально допустимый предельный натяг).

Необходимые для получения подходящего решения задачи предельные натяги для всех указанных выше посадок были рассчитаны методом максимума-минимума (кроме первых двух групп, для которых они приведены в [1]).

Согласно ISO 286–2 и ГОСТ 25347–82 посадки с натягом образуются с использованием основных отклонений $p(P)$, $r(R)$, $s(S)$, $t(T)$, $u(U)$, $v(V)$, $x(X)$, $y(Y)$, $z(Z)$, $za(ZA)$, $zb(ZB)$, $zc(ZC)$, причем с переходом от

основного отклонения $p(P)$ до $zc(ZC)$ натяг в соединении увеличивается (в ГОСТ 25347–82 поля допусков с основными отклонениями $v(V)$, $za(ZA)$, $zb(ZB)$, $zc(ZC)$ не приведены).

Как видно из графика (рис. 1), построенного для соединений с посадкой Н7/с6, величина среднего натяга $N_{ср} = (N_{max} + N_{min})/2$, где N_{max} и N_{min} — предельные натяги, увеличивается также с увеличением диаметра соединения.

Однако, как свидетельствует опыт машиностроения [1,2],

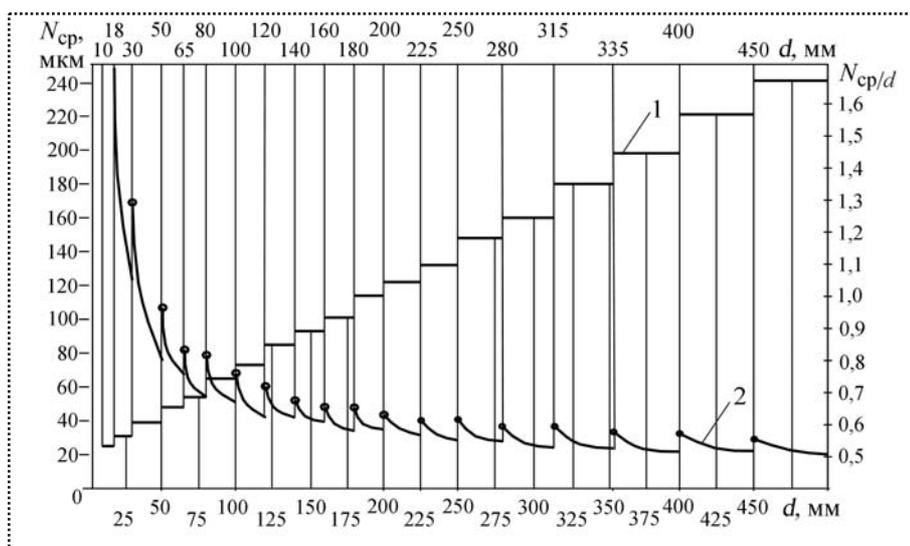


Рис. 1. Графики зависимостей среднего (1) и относительного среднего (2) натягов в соединениях диаметром до 500 мм

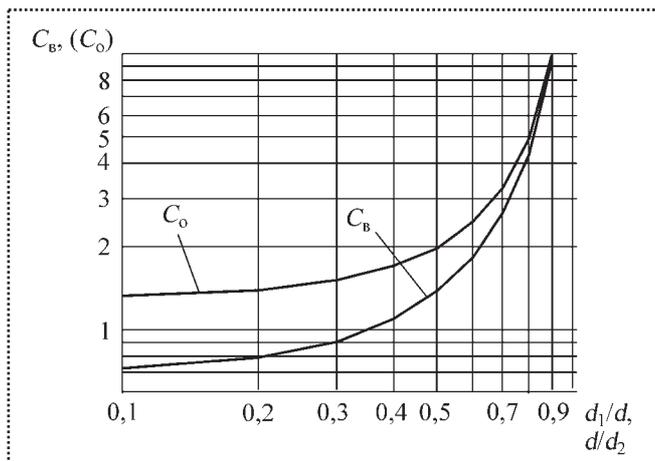


Рис. 2. График изменения коэффициентов Ляме для вала C_v и втулки C_o от соотношений диаметров соединяемых деталей

прочность и технологические параметры сборки рассматриваемых соединений в значительной мере определяются величиной относительного натяга N_{cp}/d . График зависимости относительного среднего натяга, построенного в качестве примера для рассматриваемой посадки Н7/с6, показывает, что величина N_{cp}/d резко возрастает в области малых диаметров (до $d = 100...120$ мм), это необходимо учитывать при проектировании соединений [5].

Рассмотрим влияние соотношения диаметров деталей соединения (рис. 2), являющихся параметрами расчетных формул и, прежде всего, известных коэффициентов Ляме [1,2]:

$$C_v = \frac{1+(d_1/d)^2}{1-(d/d_2)^2} - \mu_v;$$

$$C_o = \frac{1+(d/d_2)^2}{1-(d_1/d)^2} + \mu_o,$$

где μ_v и μ_o — коэффициенты Пуассона материалов охватываемой и охватывающей деталей.

Как показывают зависимости, построенные для случая, когда обе соединяемые детали стальные ($\mu_v = \mu_o = 0,3$), особенно резко значения коэффициентов увеличиваются, начиная от соотношения диаметров d/d_2 (d_1/d) = 0,4...0,5.

При расчете минимально необходимого натяга $N_{min(расч)}$ как при сдвигающем усилии, так и при наличии крутящего момента его величина, рассчитываемая по известным формулам [1,2], обратно пропорциональна коэффициенту трения (сцепления), длине соединения и его номинальному диаметру. При проектировании изделия оптимизация последних двух параметров не вызывает затруднений и определяется лишь конструктивно-технологическими особенностями узла.

Зато большие затруднения вызывает учет коэффициента трения, поскольку он зависит от большого количества факторов (величины и профиля микронеровностей, материала сопрягаемых поверхностей, наличия покрытий и смазки, метода сборки и пр.) и поэтому колеблется в широких пределах (0,06...0,25). С целью выбора оптимальных значений коэффициента трения оператор согласно разработанному алгоритму и программе указывает его величину, пользуясь составленными по материалам литературы специальной таблицей. Кроме того, в формулы для определения минимально необходимого натяга введен коэффициент запаса $k = 1,2$ [2].

Прочность и несущая способность соединений с натягом в значительной мере зависят от качества поверхностного слоя сопрягаемых деталей и, прежде всего, от его геометрической характеристики — шероховатости.

Установлено, что на работоспособность соединения влияет не только высота микронеровностей, но также их форма и шаг [2]. Много здесь определяется выбором метода сборки: при сборке с нагревом и охлаждением наибольшая прочность получается в соединениях с грубообработанными поверхностями ($Ra = 2,5...5$ мкм), а при механической запрессовке — при шероховатости $Ra = 0,4...0,8$ мкм. В результате в [2] составлена таблица рекомендуемой шероховатости в зависимости от метода сборки, диаметра и качества точности поверхностей отверстия и вала, которая и принята в алгоритме расчетов.

Следует обратить внимание, однако, на весьма приблизительный характер этих рекомендаций, поскольку они не учитывают долю расчетной величины натяга в общем значении $N_{\min(\text{расч})}$. Предварительные расчеты по разработанной программе показали довольно значительную разницу в степени влияния величины шероховатости на расчетное значение $N_{\min(\text{расч})}$, а значит, и на выбор стандартной посадки с предельными натягами.

Действительно, поправка $N_{\text{ш}}$, учитывающая смятие микронеровностей контактных поверхностей деталей при образовании соединения, определяется по формуле

$$N_{\text{ш}} \approx 1,2(Rz_{\text{в}} + Rz_{\text{о}}) \approx 4,8(Ra_{\text{в}} + Ra_{\text{о}}),$$

где $Rz_{\text{в}}$, $Ra_{\text{в}}$, $Rz_{\text{о}}$, $Ra_{\text{о}}$ – параметры шероховатости соединяемых деталей.

Эту зависимость обычно используют при расчетах посадок с натягом, хотя первоначальная связь натяга и шероховатости была получена с использованием параметра Rz [1, 2]. Это объясняется тем, что до последнего времени в странах СНГ при нормировании шероховатости предпочтение отдавалось (причем и для

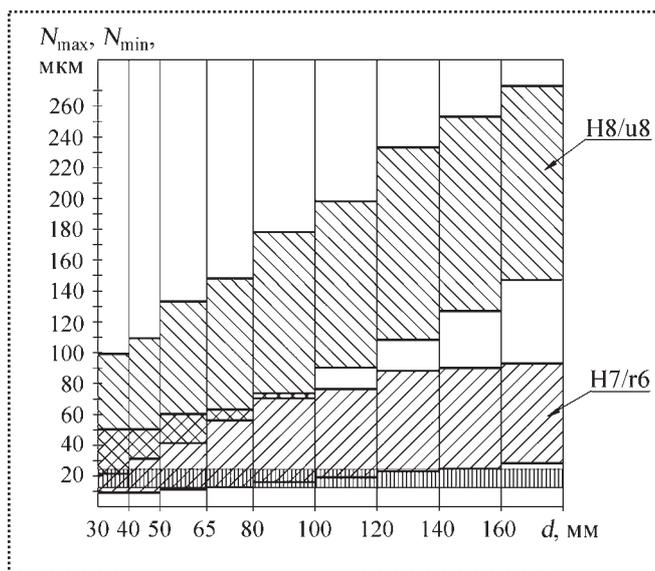


Рис. 3. Графики соотношений шероховатости поверхностей сопрягаемых деталей и натягов в посадках H8/u8 и H7/r6 соединений диаметром 30–180 мм:

▨ – зона неровностей; Ra 0,8 – 1,6 для втулки;
 Ra 1,6 – 3,2 для вала

грубых поверхностей) параметру Ra , который в отличие от Rz или R_{\max} определяется по всем точкам (или достаточно большому числу точек) профиля. Однако такие рекомендации в значительной мере были обусловлены отсутствием удобных для пользования в производственных условиях измерительных средств контроля Rz и R_{\max} .

Стандарт ISO 4287–1 не содержит указаний о предпочтительности параметра Ra , и в настоящее время большинство переносных (в том числе и портативных) измерительных средств одинаково просто и точно измеряют как все высотные параметры, так и другие параметры, регламентированные международными и национальными стандартами.

К тому же следует отметить, что для эквивалентного пересчета Ra в Rz и наоборот не имеется ни теоретического обоснования, ни эмпирического подтверждения – соотношение их числовых значений весьма различно в зависимости от технологических особенностей. Между параметрами шероховатости существуют корреляционные связи, и, согласно [6], например, при точении, фрезеровании и строгании $Ra = Rz/5 = R_{\max}/6$, при полировании и притирке $Ra = Rz/4 = R_{\max}/5$, в целом для всего множества технологических операций $Rz = (6...12) Ra$ и лишь в случае равномерных неровностей можно считать, что в среднем $Rz = 4 Ra$.

Поэтому считаем целесообразным при нормировании шероховатости сопрягаемых поверхностей соединений с натягом предпочтение отдавать параметру Rz .

На рис. 3 в качестве примера представлены графики соотношений предельных натягов N_{\min} и N_{\max} для часто применяемых посадок H7/r6 и H8/u8, построенные с учетом значений рекомендуемой [2] шероховатости для соединений $\varnothing 30$ –180 мм (показаны области натягов от N_{\min} до N_{\max} и зона соответствующей шероховатости контактирующих поверхностей обеих деталей).

Из графиков видно, что параметр шероховатости наиболее сильно влияет в зоне малых



диаметров, особенно в легких посадках, т.е. в соединениях с небольшими натягами (в этих случаях величина рекомендуемой шероховатости соизмерима с натягом в сопряжении деталей).

Поэтому при проектировании соединения поправка на шероховатость выделена в выходных данных, что позволяет оценить ее влияние на расчетную величину натяга и при необходимости ввести коррективы за счет изменения задаваемой величины Ra (разумеется, с учетом возможного метода обработки, для чего используют специальную таблицу).

Программа оптимизации предусматривает назначение рациональных конструктивно-технологических параметров узла и особенностей обработки и сборки на основе анализа значимости промежуточных данных, в которых содержатся расчетные значения коэффициентов Ляме, поправок, учитывающих смятие микронеровностей, различие рабочей температуры деталей и температуры сборки, а также коэффициентов линейного расширения материалов соединяемых деталей, ослабление натяга под действием центробежных сил, увеличение давления у торцов охватывающей детали, уменьшение натяга при повторных запрессовках.

Повышение точности соединения, увеличение срока службы и надежности соединения, а зачастую и большая определенность характера сопряжения в большинстве случаев требуют назначения посадок с более жесткими допусками, что приводит к необходимости использования более точного и дорогостоящего оборудования для обработки и контроля. Общеизвестно к тому же, что с увеличением точности деталей соединений увеличивается количество брака, что никак не согласуется с современными представлениями о системе управления качеством продукции на предприятиях согласно стандартам ISO серии 9000.

При назначении окончательного варианта посадки следует добиваться, прежде всего, максимальных запасов прочности — эксплуатационного (разница между минимальными значе-

ниями натяга назначаемой посадки и расчетной) или технологического (разница между наибольшим расчетным натягом и максимально допустимым натягом посадки). Поэтому результаты расчетов содержат возможные посадки по приведенным выше группам с указанием этих запасов в абсолютных величинах и в процентах к расчетным значениям, причем в порядке снижения эксплуатационного запаса.

При окончательном выборе посадки определяющими факторами являются заданные условия эксплуатации (нормальные или с перегрузками, ударами, вибрацией) и степень стабильности технологических процессов сборки (при стабильном, отработанном техпроцессе может быть принята меньшая величина технологического запаса). При этом обязательно учитывают наличие сборочного оборудования, методов и средств контроля. Значительные возможности для оптимизации посадки с повышенной величиной максимально допустимого натяга открывает назначение материала с более высокими физико-механическими свойствами, что также учтено в описываемой работе.

Если по какой-либо группе не выполняются расчетные условия выбора, в отчетном листке результатов расчетов для этой группы приводится сообщение о том, что посадку невозможно подобрать из-за неприемлемого соотношения предельных натягов.

Наконец, в случае, если после анализа промежуточных расчетных данных и соответствующих коррективов не удастся подобрать посадку с натягом, пользователь вправе дополнить соединение крепежными деталями или предусмотреть для передачи нагрузки вместо посадки с натягом иной вид соединения (с переходной посадкой и соответствующим дополнительным креплением, шпоночное, шлицевое).

На основе анализа результатов расчета выходных параметров по трем методам сборки (с предварительным нагревом охватывающей, с предварительным охлаждением охватываемой деталей и механическая запрессовка) выбирают наиболее подходящие посадку и метод сборки с получением необходимых технологи-



ческих параметров (температура нагрева или охлаждения, усилие запрессовки). В зависимости от метода сборки назначаются размерные характеристики входных поясков соединяемых деталей.

Таким образом, в разработанных концепции расчетов и алгоритме исключены все нетворческие задачи и приемы, зато решения, наиболее подходящие для заданных технологических возможностей производства и с учетом конструктивно-технологических особенностей соединения, принимает сам пользователь благодаря тому, что программа обладает интуитивно понятным интерфейсом.

Разработанная методика оптимизации выбора всех возможных посадок с использованием полей допусков ISO позволяет управлять качеством неподвижных соединений с учетом конкретных особенностей производства продукции на предприятии, что открывает более широкие возможности применения посадок с натягом вместо других видов неподвижных соединений.

Выводы

1. Предложена концепция выбора посадок с натягом из числа всех рекомендуемых ЕСДП и ISO на основе учета особенностей проектируемого узла и технологических процессов изготовления и сборки на конкретном машиностроительном предприятии.

2. Показаны возможности исследования и учета при проектировании степени влияния различных факторов, определяющих качество

соединения. Так, относительный натяг в соединениях наиболее резко возрастает в области малых диаметров (до $d = 100...120$ мм), коэффициент Ляме – при соотношении диаметров сопрягаемых деталей $0,4-0,9$, а шероховатость наиболее сильно влияет в легких соединениях с натягом и особенно при небольших диаметрах сопряжения.

3. Разработана методика автоматизированного проектирования, которая позволяет оптимизировать указанные параметры и другие конструктивно-технологические особенности и обеспечить управление качеством сборки неподвижных соединений.

Библиографический список

1. Палей М.А., Романов А.Б., Брагинский В.А. Допуски и посадки: Справочник: В 2 ч. Ч. 1 – 8-е изд., перераб. и доп. – СПб.: Политехника, 2001. 576 с. ISBN 5-7325-0513.
2. Зенкин А.С., Арпентьев Б.М. Сборка неподвижных соединений термическими методами. – М.: Машиностроение, 1987. 128 с.
3. Василенко Ф.І. Взаємозамінність, стандартизація та технічні вимірювання. Курсове проектування з використанням ПК: Навчальний посібник, – Кіровоград: Імекс, 2005. 315 с. ISBN 966-7531-17-1.
4. Никифоров А.Д. Взаимозаменяемость, стандартизация и технические измерения: Учебное пособие для машиностр. спец. вузов. – М.: Высшая школа, 2000. 510 с.
5. Мартынов А.П., Пациора А.П., Васильев А.П. Управление качеством сборки соединений с натягом при проектировании изделий. – Вісник Донбаської державної машинобудівної академії /Зб. наук. пр. № 2 – Краматорськ-Київ, 2005. С. 113–117.
6. Клепиков В.М., Порошин В.В., Голов В.А. Качество машин. – М.: Машиностроение, 2004. 228 с. ISBN 5-276-00-697-0.



УДК 621.791.62 462.2:621.3-523.8

А.Н. Шилин, д-р техн. наук, С.А. Петров
 (Волгоградский государственный технический университет)
 E-mail: eltech@vstu.ru, plc_life@mail.ru

Определение центров профилограмм обечаек при сборке корпусов нефтеаппаратуры

Проанализированы технические реализации некоторых методов определения центра профилограммы обечайки и рассчитаны их погрешности на основе разработанной имитационной модели.

Present technical implementations of some shell ring Talyrond trace center determination methods are analyzed and their errors are calculated on the base of developed simulation model in the article.

Ключевые слова: сборка, корпус нефтегазового оборудования, центр профилограммы обечайки, методическая погрешность, имитационная модель, алгоритм.

Key words: assembly, oil-and-gas equipment body, center of shell ring Talyrond trace, method error, simulation model, algorithm.

При сборке крупногабаритных корпусов нефтеаппаратуры не всегда удается выдержать ограничение на величину смещения кромок. Для устранения этого недостатка применяют различные компьютерные программы [1], позволяющие по дискретным измерениям профилограмм соседних обечаек минимизировать отклонения их контуров при сварке. В этом случае в качестве центра профилограммы, относительно которого осуществляют расчет отклонений (ГОСТ 28187–89), рекомендуют выбирать центр прилегающей окружности. Однако известные технические решения, реализующие поиск последнего, не позволяют автоматизировать процесс контроля поперечного сечения обечайки. В связи с этим особенную актуальность приобретает проблема поиска альтернативных методов определения центра профилограммы, анализа их погрешностей и технической реализации.

Из механики известен метод центра масс, применяемый для описания положения системы рассредоточенных масс в пространстве. Однако для крупногабаритных оболочек тел вращения, изготавливаемых на листогибочном оборудовании, он неприменим из-за сложности технической реализации ввиду необходимости проведения большого объема измерений при значительной вариации толщин стенок изделия по его периметру.

Этих недостатков лишен спектральный метод средней окружности, согласно которому в настоящее время для контроля геометрии поверхностей крупногабаритных изделий используют формулы Спрэгга:

$$x_0 = \frac{2}{n} \sum_{i=1}^n x_i;$$

$$y_0 = \frac{2}{n} \sum_{i=1}^n y_i;$$

$$R_0 = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n r_i,$$

где x_0, y_0 — декартовы координаты;

R_0 — центр средней окружности;

x_i, y_i — декартовы координаты текущей точки профиля обечайки;

r_i — абсолютная величина текущего радиус-вектора относительно фиксированного центра;

n — количество измерений.

В работе [2] рассматриваемый метод применяют для определения отклонений от круглости. Известна также техническая реализация спектрального метода, основанная на созда-

нии с внешней стороны тела вращения оптических баз измерения в виде квадрата. Измеряют расстояния от этих баз до контролируемых точек сечения и для определения отклонений формы рассчитывают декартовы координаты последних. Этот метод трудоемок, так как базы измерения строятся на каждом контролируемом сечении, а его точность ограничена тем, что контролируемые размеры соизмеримы с размерами поперечного сечения тела вращения. Кроме того, некоторые точки недоступны для контроля из-за наличия внешних конструкций.

Нами разработано устройство [3], где измерение профилограммы поперечного сечения обечайки в полярных координатах относительно произвольного центра выполняют посредством задания основной базовой линии с помощью лазерного дальномера и мишени. Текущие радиус-векторы измеряют как функцию полярного угла поворотом лазерного пучка. Полученную профилограмму раскладывают в ряд Фурье, после чего по амплитуде и фазе первой гармоники находят центр средней окружности.

Такая реализация метода позволяет значительно повысить надежность измерительного комплекса и точность измерения ввиду применения единой измерительной базы. Однако установленные внутри тела вращения технологические элементы могут препятствовать измерению отдельных участков его поверхности. При невозможности проведения измере-

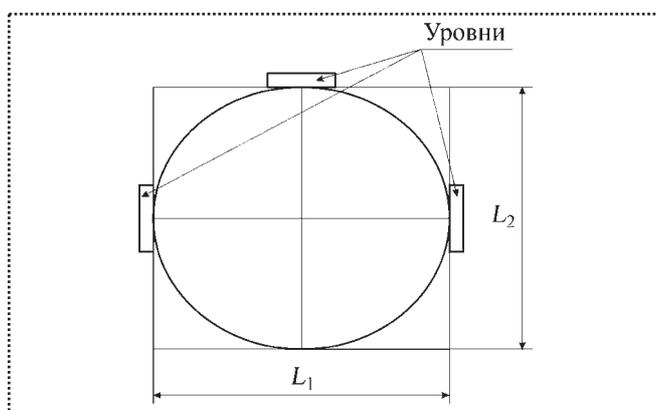


Рис. 1. Техническая реализация метода прямоугольника

ний в абсолютных координатах цеха измерительный комплекс устанавливают внутри каждой секции собираемого корпуса изделия, что требует предварительного определения центра профилограммы другим методом.

В работе [4] описан метод прямоугольника, сущность которого заключается в опико-электронном радиальном сканировании контура детали, позволяющем измерять положение касательной к контуру проекции обечайки относительно оптической оси. В качестве центра профилограммы выбирают центр прямоугольника. Этот метод контроля формы непротяженных крупногабаритных оболочек тела вращения перспективен и позволяет определять центр профилограммы в автоматическом режиме даже при установленных внутри обечаек каких-либо элементах конструкции.

Авторами предложена более надежная техническая реализация данного метода (рис. 1). На торце в верхней точке горизонтально расположенной обечайки размещен уровень, от которого по отвесу до диаметрально противоположной точки натягивают первую струну. Определяют, например лазерным дальномером, среднюю точку струны как половину длины L_2 .

На этом же торце обечайки устанавливают в вертикальном положении два уровня, между которыми натянута вторая струна, проходящая через среднюю точку первой струны. Находят среднюю точку второй струны как половину длины L_1 и корректируют положение уровня, установленного в верхней точке обечайки, чтобы первая струна проходила через среднюю точку второй струны. Пересечение двух струн определяет положение центра профилограммы по методу прямоугольника.

Для оценки методических погрешностей определения центра профилограммы рассмотренными методами авторами предложена имитационная модель для генерирования случайных профилей обечаек. В основу положен характерный технологический процесс изготовления обечаек на листогибочном оборудовании, при котором случайные составляющие погрешно-



сти радиуса, амплитуд гармоник некруглости и фазовых углов являются взаимно независимыми величинами. При этом функция профиля каждой обечайки представлена в виде ряда Фурье:

$$\rho(\Theta) = P + \sum_{k=1}^{10} A_k \cos(k\Theta - \Theta_k),$$

где P – радиус средней окружности;

A_k – амплитуда;

k – номер гармоники;

Θ – фазовый угол;

Θ_k – фаза k -й гармоники.

При моделировании генерировали погрешности ΔP , подчиненные нормальному закону, и $\Delta\Theta_k$ – равновероятному, амплитуды A_k задавали постоянными. Допускалось изменение диаметра обечайки в пределах допуска T , установленного действующим стандартом. Влияние десяти первых гармоник ограничивали значением $0,8T$, а среднего радиуса – $0,2T$. Амплитуды третьей и последующих гармоник подчинены зависимости

$$A_k = e^{-\alpha k},$$

где α – безразмерный коэффициент, соответствующий заданному параметру эллипсности.

Амплитуду первой гармоники принимали равной нулю, а второй – рассчитывали по формуле

$$A_2 = 0,8T - \sum_{k=3}^{10} e^{-\alpha k}.$$

Так, на рис. 2 приведен пример равенства амплитуды второй гармоники и суммы последующих при $\alpha = 0,525$. Для моделирования случайных величин y , распределенных по нормальному закону, ввиду того, что обратная функция не выражается в замкнутом виде через элементарные функции, использовали аппроксимацию по известной зависимости:

$$y = \sigma \sqrt{-2 \ln x_1} \sin 2\pi x_2,$$

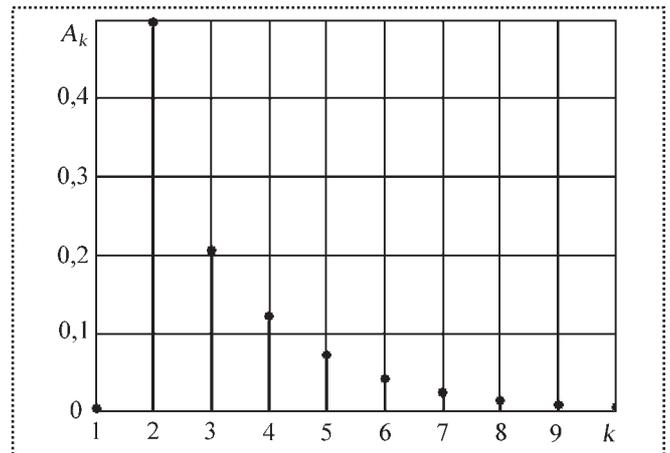


Рис. 2. Распределение амплитуд гармоник профиля обечайки

где x_1 и x_2 – независимые случайные величины, равномерно распределенные в интервале $(0; 1)$, полученные "Вихрем Мерсенна" [5], генератором псевдослучайных чисел.

Блок-схема разработанного алгоритма определения координат центра профилограммы методом вписанной окружности приведена на рис. 3. Суть алгоритма заключается в построчном сканировании области профиля сгенерированной обечайки окружностью переменного радиуса до выполнения условий нахождения вписанной окружности или достижения минимального значения радиуса.

Первоначально в блоке 1 производится задание текущего радиуса сканирующей окружности, в блоке 2 определяется смещение в сторону уменьшения абсциссы, а в блоке 3 в зависимости от направления сканирования – в сторону увеличения или уменьшения ординаты ее центра. При этом в каждом новом положении окружности в блоке 4 осуществляется проверка выхода за пределы области обечайки.

В случае положительного исхода производится досрочное прекращение текущего цикла и смещение окружности в новое положение, а отрицательного – дополнительная проверка в блоке 5 количества точек касания. Если оно равно трем, алгоритм переходит к блоку 6, вписанная окружность найдена. В противном случае в блоке 7 производится сдвиг по вертикали и последующая проверка достижения

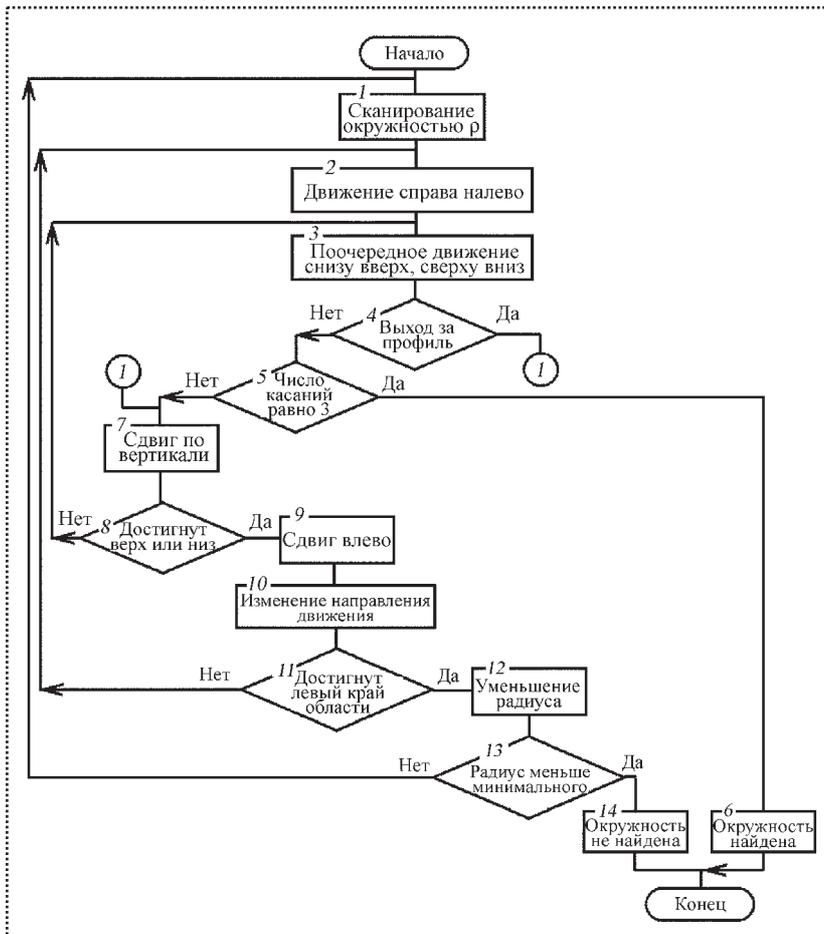


Рис. 3. Алгоритм метода вписанной окружности

верхней или нижней границы профиля обечайки в блоке 8. Если граница не достигнута, цикл сканирования по вертикали продолжается, если достигнута – в блоке 9 окружность сдвигается по горизонтали с одновременным изменением направления сканирования по вертикали в блоке 10. В блоке 11 осуществляется проверка достижения левого края области обечайки.

При отрицательном результате цикл сканирования продолжается, а при положительном алгоритм переходит к блоку 12, в котором радиус окружности уменьшается. В блоке 13 проверяется достижение минимальной границы радиуса: при отрицательном результате цикл сканирования продолжается, а при положительном – завершается блоком 14. Вписанная окружность не найдена.

При нахождении координат центров профилограммы методом прямоугольника осуществляется перебор всех точек профиля обечайки и поиск максимального и минимального значений абсциссы и ординаты, по соответствующей разности которых находится ширина и высота описанного прямоугольника. К известным значениям абсциссы крайней левой точки профиля обечайки прибавляется половина ширины прямоугольника, а к ординате крайней нижней точки профиля – половина высоты прямоугольника.

При реализации спектрального метода также осуществляется перебор всех точек профиля обечайки и находятся средние арифметические значения их абсцисс и ординат.

Для исследования влияния распределения гармонических составляющих профиля обечайки на методические погрешности методов определения центра профилограммы были сгенерированы партии по 600 обечаек с различными коэффициентами α для каждой партии. Для всех центров, определенных методами спектральным, прилегающей окружности и прямоугольника, находили относительные величины векторов смещений к допуску на диаметр обечайки:

$$\delta A = \frac{\sqrt{(x - x_0)^2 + (y - y_0)^2}}{T},$$

где x_0, y_0 и x, y – координаты центра, полученные методами соответственно центра масс и проверяемым.

На рис. 4 представлены зависимости математического ожидания M и среднеквадратического отклонения σ относительной величины вектора смещения в партии для методов прилегающей окружности и прямоугольника от коэффициента α . Результаты, полученные

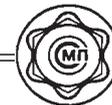
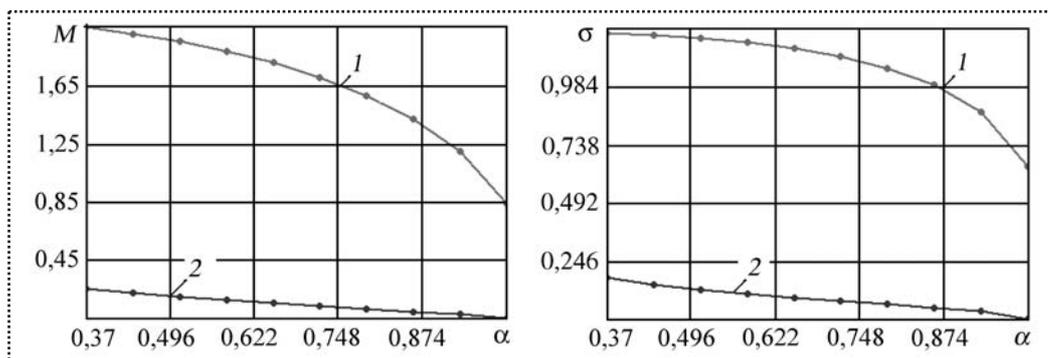


Рис. 4. Графики зависимости математического ожидания M и среднеквадратического отклонения σ относительной величины вектора смещения в партии от коэффициента α для методов: 1 – прилегающей окружности; 2 – прямоугольника



спектральным методом, показали отсутствие смещения, т.е. полное совпадение с координатами, рассчитанными по методу центра масс.

На рис. 4 видно, что методическая погрешность метода прямоугольника в среднем на порядок меньше, чем погрешность рекомендованного действующим стандартом метода прилегающей окружности, при любых соотношениях гармонических составляющих профиля обечайки, характерных для технологического процесса ее производства.

Таким образом, при сборке корпусов нефтеаппаратуры из соображений максимальной точности следует отдавать предпочтение спектральному методу, если это технически реализуемо. В остальных случаях целесообразно использовать метод прямоугольника.

Библиографический список

1. Панков В.В., Кравченко Г.М., Богородский И.Г. Оптимизация на ЭВМ сборки для сварки цилиндрических аппаратов // Сварочное производство. – 1988. № 12. С. 33–34.
2. Сысов Ю.С. Координатные методы определения параметров средней окружности при анализе профиля реальной окружности // Измерительная техника. – 1995. № 10. С. 22–25.
3. Свидетельство на полезную модель № 92175, РФ. МПК G01B 9/00. Оптико-электронное устройство для измерения геометрических параметров и разметки крупногабаритных изделий / С.А. Петров, А.Н. Шилин, А.С. Пономарев; ГОУ ВПО ВолгГТУ. – 2010.
4. Шилин А.Н. Оптико-электронное устройство контроля профиля обечайки с автоматическим базированием измерительного преобразователя // Известия вузов. Приборостроение. – 2004. № 2. С. 53–58.
5. Matsumoto M., Nishimura T. Mersenne Twister: A 623-dimensionally equidistributed uniform pseudorandom number generator [Электронный ресурс] – 2010. – Режим доступа: <http://www.math.sci.hiroshima-u.ac.jp/~m-mat/MT/ARTICLES/mt.pdf>.



УДК 621.436.0015

А.А. Макушин, канд. техн. наук (Камская государственная инженерно-экономическая академия, г. Набережные Челны)
E-mail: alma9497@mail.ru

Оптимизация параметров сборки подшипников коленчатого вала двигателя

Приведены результаты аналитических и экспериментальных исследований изменения условий работы подшипников коленчатого вала двигателя внутреннего сгорания. Обобщенными структурными параметрами подшипникового узла являются зазор и состояние поверхности трения. Параметры определяют несущую способность подшипников, давление в слое масла, условия трения, напряжения и деформацию вкладышей.

Результаты исследований могут быть использованы при расчете и оптимизации параметров сборки двигателей и разработке системы диагностики их технического состояния.

In work analytical and experimental researches of greasing conditions changing of engine crankshaft bearings are resulted. The generalised structural parameters of bearing mount assembly are the spacing and a condition of friction surfaces. These parameters define bearing ability of bearings, pressure in a lubricant layer, friction conditions and working capacity. The probes results can be used at calculation and optimization of parameters of assembly of engines and engineering of diagnosing system of a technical condition of engines.

Ключевые слова: двигатель внутреннего сгорания, коленчатый вал, подшипник, вкладыш, давление, износ, напряжение, деформация, прогиб.

Key words: internal combustion engine, crankshaft, bearing, liner, pressure, deterioration, spacing, deformation, deflection.

Качество изделия характеризуется системой показателей и регламентируется нормативно-технической документацией. Как показывает анализ, в настоящее время качество в основном формируется на завершающем этапе машиностроительного производства и определяется параметрами технологии и организации сборки. Необходимость обеспечения требуемо-

го качества соединений и изделия в целом предполагает высокие и обоснованные технико-экономические показатели технологических процессов сборочных работ и испытаний.

Формируемые при сборке деталей контактные связи определяют, во-первых, точностные и силовые параметры как технологического процесса соединения деталей, так и изделия в производстве, а во-вторых, качество, показатели надежности и ресурс собранных узлов и изделия в эксплуатации.

В работе рассмотрены вопросы повышения качества сборки, надежности и долговечности двигателей внутреннего сгорания (ДВС).

Современные тенденции производства ДВС характеризуются повышением мощности двигателей путем форсирования их по среднему эффективному давлению, что приводит к росту тепловых и механических нагрузок на основные детали сборочных единиц. Анализ информации о надежности форсированных двигателей в эксплуатации показывает, что около 90 % всех отказов являются постепенными (износными).

В связи с этим возникает потребность определения главного эксплуатационного показателя качества — интенсивности изнашивания рабочих поверхностей трибосопряжений, установления ее связи с технологическими параметрами сборки, испытаний и эксплуатации. Знание такого показателя позволит решить ряд теоретических и практических задач:

— создать математическую модель процесса изнашивания соединения;

— оценить качество сборки, ресурс изделия при изготовлении, а также израсходованный и остаточный ресурс в эксплуатации;



– выполнить техническую диагностику трибосопряжения;

– определить интенсивность изнашивания при изменении материала деталей трибосопряжения, технологии изготовления и термообработки и наметить пути повышения качества и надежности.

К числу наиболее ответственных сборочных единиц ДВС относят кривошипно-шатунный механизм, в первую очередь, подшипники скольжения и сопряжение шатунная шейка кривошипа коленчатого вала – шатунный вкладыш – кривошипная головка шатуна.

Аналитическое определение параметров посадки шатунного вкладыша в корпус подшипника при сборке

Качество подшипника скольжения коленчатого вала двигателя определяется величиной натяга при сборке соединения, которая должна обеспечивать требуемое усилие для удержания вкладыша в кривошипной головке шатуна (рис. 1) в течение всего срока службы подшипника.

Основной характеристикой натяга при сборке является радиальное давление вкладышей на постель кривошипной головки шатуна. Исследование вкладышей двигателей, поступивших в ремонт, показало, что в середине вкладыша появляется зона натиров и прижогов, имеющая форму эллипса [1].

Условие неустойчивости положения вкладышей в шатуне [2] характеризуется тем, что момент $M_{\text{п}}$ трения в подшипнике от вращения коленчатого вала должен превысить момент $M_{\text{к}}$ сил трения на поверхностях контакта вкладышей и постели:

$$M_{\text{п}} > M_{\text{к}} \quad \text{или} \quad \Phi \frac{\eta d^3 \pi n b}{240 S} > \frac{\pi}{2} D^2 b f q_{\Sigma}, \quad (1)$$

где Φ – безразмерная функция;

η – динамическая вязкость, кгс·с/м²;

d – диаметр шейки вала, м;

n – частота вращения коленчатого вала, мин⁻¹;

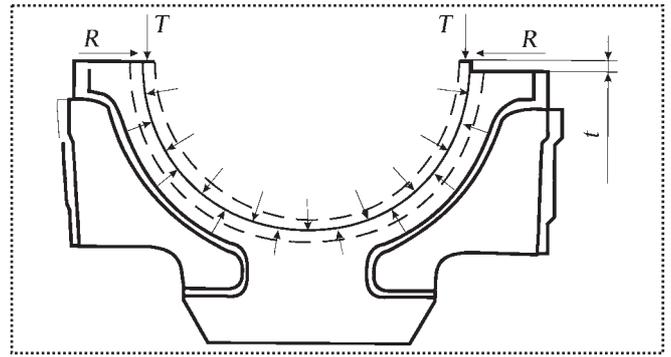


Рис. 1. Схема для расчета посадки вкладыша в шатун

S – радиальный зазор, м;

f – коэффициент трения;

q_{Σ} – общее радиальное давление вкладышей на постель, МПа;

D – диаметр расточки шатуна, м;

b – ширина вкладыша, м.

В процессе эксплуатации момент трения в подшипнике возрастает из-за уменьшения фактического зазора в подшипнике вследствие образования и возрастания прогиба вкладышей. Момент трения в контакте вкладыш – шатун может снижаться из-за уменьшения выступания вкладышей вследствие их пластической деформации с ростом наработки.

Причиной процесса развития и возможного проворачивания вкладышей может быть напряженно-деформированное состояние деталей вследствие увеличения нагрузок из-за форсирования ДВС. Суммарное усилие на торец вкладыша при монтаже

$$T_{\Sigma} = T_{\text{к}} + T_{\text{в}} - T_{\text{у}}, \quad (2)$$

где $T_{\text{к}}$, $T_{\text{в}}$, $T_{\text{у}}$ – усилия на стыке вкладыша, создаваемые соответственно при нагружении контрольным усилием (6,1 кН), затяжке в постели на величину выступания t и от увеличения диаметра постели при затягивании вкладышей.

Расчеты с учетом конструктивных и технологических факторов по формулам (1) и (2) показали, что в среднем $T_{\Sigma} = 15,5$ кН. При этом в среднем напряжение сжатия от монтажа в поперечном сечении вкладыша

$$\sigma_{\text{сж}} = \frac{T_{\Sigma}}{bS} = 226 \text{ МПа}. \quad (3)$$



При установке вкладыша в шатун его диаметр уменьшается до диаметра расточки в нижней головке шатуна, что приводит к появлению боковой силы R (см. рис. 1) и напряжений изгиба в поперечном сечении вкладыша. Максимальные напряжения возникают по оси симметрии вкладыша на внутренней (рабочей) поверхности и составляют

$$\sigma_{\text{и}} = \frac{Rr}{W} = 124 \text{ МПа}, \quad (4)$$

где r – радиус вкладыша;

W – момент сопротивления на изгиб.

Средняя величина суммарных напряжений на внутренней поверхности составляет 350 МПа. С учетом допусков на размеры вкладышей и шатуна напряжения сжатия и изгиба могут находиться в интервале $\sigma_{\text{сж}} = 218 \dots 284$ МПа; $\sigma_{\text{и}} = \pm 62 \dots 186$ МПа. Лабораторными испытаниями определено значение предела текучести при сжатии $\sigma_{\text{T}} = 500$ МПа. Разница между суммарными максимальными напряжениями и σ_{T} незначительна (30 МПа, или 6 %), а средними – 150 МПа, или 30 %. Поскольку при работе двигателя возникают тепловые напряжения во вкладыше, то вероятность превышения предела текучести и накопления остаточных деформаций (прогиба) в процессе эксплуатации довольно велика.

При работе двигателя, особенно на переходных режимах, возможны два вида перепадов температур в шатунном подшипнике: внутреннего и наружного слоев вкладыша Δt_1 (перепад по толщине); между вкладышами и телом шатуна Δt_2 . Часть выделившейся в подшипнике теплоты отводится в шатун. По закону Фурье перепад температур на плоской стенке толщиной s зависит от теплового потока Q :

$$\Delta t_1 = \frac{kQs}{\lambda}, \quad (5)$$

где k – коэффициент, учитывающий отвод теплоты через вкладыши;

λ – коэффициент теплопроводности системы вкладыш–шатун.

Температура рабочей поверхности вкладышей во время работы находится в пределах 120 – 150 °С (в среднем 135 °С), температура шатуна при этом равна температуре масла, которая в эксплуатации поддерживается на уровне 80 – 90 °С (в среднем 85 °С). С учетом этого средний перепад температур между внутренней и наружной стенками вкладыша $\Delta t_1 = 35$ °С, а между серединой вкладыша и шатуном $\Delta t_2 = 30$ °С. Более нагретые внутренние слои вкладыша стремятся удлинить на величину Δl по окружности и Δb по ширине вкладыша:

$$\begin{aligned} \Delta l &= l\alpha\Delta t; \\ \Delta b &= b\alpha\Delta t, \end{aligned} \quad (6)$$

где l – длина полуокружности вкладыша; $\alpha = 12 \cdot 10^{-6} 1/^\circ\text{C}$ – температурный коэффициент расширения.

Поскольку удлинению вкладыша по окружности препятствует сопряженный вкладыш, то в нем возникают дополнительные напряжения сжатия

$$\sigma_{\Delta t_1} = \alpha\Delta t_1 E = 84 \text{ МПа}, \quad (7)$$

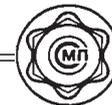
где E – модуль упругости (для бронзы и латуни $E = 0,85 \cdot 10^5$ МПа).

Под действием перепада температур Δt_2 вкладыш стремится удлинить и в нем появляются дополнительные напряжения сжатия по всему поперечному сечению:

$$\sigma_{\Delta t_2} = \alpha\Delta t_2 E = 72 \text{ МПа}. \quad (8)$$

Определенные по средним значениям суммарные механические и тепловые напряжения во внутренних слоях вкладыша при работе двигателя достигают предела текучести, а по максимальным – превышают его, что приводит к остаточным деформациям этих слоев. Так как вдоль образующей вкладыша деформации не ограничены, то относительное удлинение (по ширине) при двухосном напряженном состоянии составит

$$e_x = \frac{1}{E}(\sigma_x - m\sigma_y), \quad (9)$$



где σ_x, σ_y – напряжения по осям X (ширине) и Y (полуокружности) вкладыша, МПа;

m – коэффициент Пуассона (для стали $m = 0,3$).

При отсутствии сопротивления вдоль образующей $\sigma_x = 0$ и относительное удлинение (по ширине) внутреннего слоя при разнице напряжений в пределах упругости $\Delta\sigma = 330$ МПа составляет $e_x = 5 \cdot 10^{-4}$. Внутренние слои удлиняются по сравнению с наружными на величину $\Delta b' = 0,014$ мм.

Кроме того, происходит удлинение внутренних слоев относительно наружных от действия перепада температур на величину $\Delta b'' = 0,011$ мм. Таким образом, суммарное удлинение внутренних слоев относительно наружных составит $\Delta b = \Delta b' + \Delta b'' = 0,025$ мм. При этом прогиб вкладыша в поперечном направлении из геометрических соотношений (рис. 2) после преобразований составит

$$\Delta = r - \sqrt{r^2 - (b/2)^2} = 0,035 \text{ мм.} \quad (10)$$

Как видно, величина прогиба вкладыша соизмерима с величиной зазора в шатунном подшипнике (70–128 мкм). Следовательно, при работе двигателя повышается вероятность непосредственного контактирования середины вкладыша с шейкой вала.

Превышение предела текучести во внутренних слоях стальной основы по окружности приводит к остаточным деформациям (укорочению) этих слоев на некоторую глубину и снижению напряжений от средних монтажных

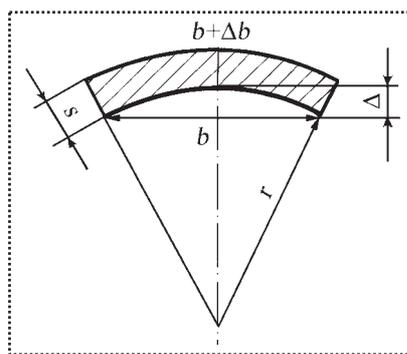


Рис. 2. Схема поперечной деформации вкладыша

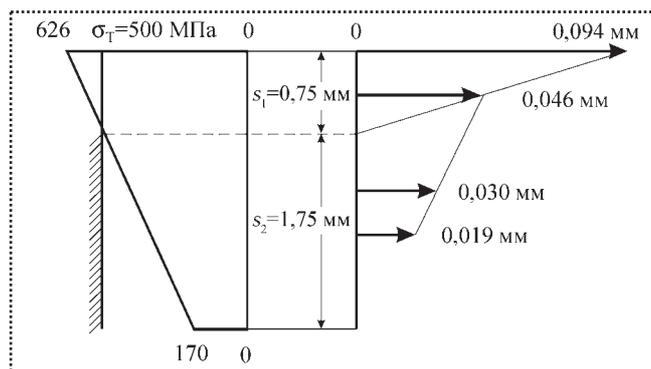


Рис. 3. Определение толщины пластической деформации слоев и величины снижения натяга

напряжений на $\Delta\sigma = 150$ МПа. Величина укорочения поверхностных слоев

$$\Delta l = \frac{\Delta\sigma}{E} l = 0,094 \text{ мм,} \quad (11)$$

где $l = 125,5$ мм – длина полуокружности вкладыша.

Остаточное укорочение получают слои на глубину до $s_1 = 0,75$ мм (рис. 3). Они будут вызывать упругое сжатие остальных смежных слоев по толщине $s_2 = 1,75$ мм. Рассматривая их в соответствии с законом Гука и используя графические построения, определено укорочение длины центральных волокон, которое представляет фактически уменьшение выступания вкладыша на величину $\Delta l_{\text{ср}} = 0,03$ мм. Одновременно из-за укорочения поверхностных слоев вкладыша с внутренней стороны (неравномерности по толщине) вдоль окружности происходит уменьшение диаметра вкладыша в свободном состоянии.

Методика измерения геометрических и механических параметров шатунных вкладышей

При разборке двигателей, поступивших в ремонт, выявлено состояние вкладышей: потеря натяга (выступания), прогиб по образующей, уменьшение диаметра в свободном состоянии, натиры на рабочей поверхности [3–5]. Статистические данные по изменению геометрической формы вкладышей получали по результатам микрометрирования. Диаметр

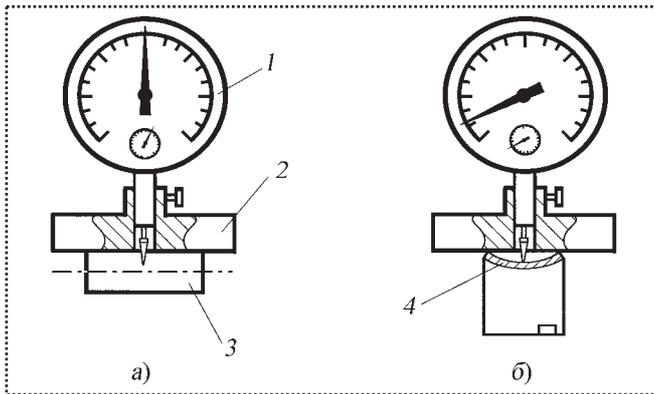


Рис. 4. Схема измерения прогиба вкладыша:
1 – индикатор; 2 – основание глубиномера; 3 – цилиндр;
4 – вкладыш

вкладыша в свободном состоянии измеряли микрометром МК-100 ГОСТ 6507–80 (точность 0,01 мм) и затем определяли отклонение от минимального размера по чертежу.

Площадь натиров на рабочей поверхности вкладыша в процентах от его общей площади определяли с помощью прозрачного шаблона из оргстекла с нанесенной на нем сеткой 2×2 мм.

Прогиб вкладыша измеряли индикаторным глубиномером с индикатором МИГ-1. Настройку индикатора на ноль (рис. 4, а) проводили по эталону, выполненному в виде цилиндра диаметром 45 мм. При измерении глубиномер устанавливали по оси симметрии вкладыша с тыльной стороны и покачивали в одну и другую стороны для нахождения крайнего положения стрелки, в котором она показывает величину прогиба вкладыша (рис. 4, б).

Для определения упруго-пластических характеристик вкладышей использовали машину нагружения типа Instron (рис. 5) и специальное приспособление. Калибром служила шатунная крышка 2 с упором 3 на одном торце и сошлифо-

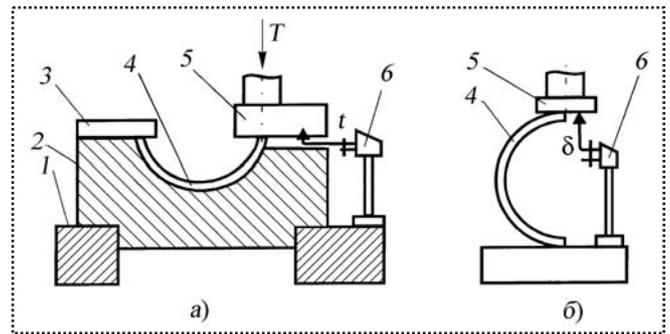


Рис. 5. Схема нагружения шатунного вкладыша для определения предела текучести и жесткости на сжатие (а) и жесткости в радиальном направлении (б):
1 – станина; 2 – крышка; 3 – упор; 4 – вкладыш; 5 – силовой датчик; 6 – датчик перемещения; t – величина выступания вкладыша, δ – величина его распрямления

ванным на 0,3 мм вторым торцом. Крышка опиралась на жесткую массивную опору 1, установленную на машину нагружения.

При определении жесткости и предела текучести на сжатие свободный торец вкладыша 4 нагружали силой T через датчик 5; перемещение торца вкладыша измеряли тензодатчиком 6 типа Instron. Измерение жесткости вкладыша при изгибе боковой силой R проводили по схеме, приведенной на рис. 5, б. Сигналы по величинам силы и перемещения выводили на самописец машины.

В результате измерений партии вкладышей находили предел их текучести и жесткость (рис. 6).

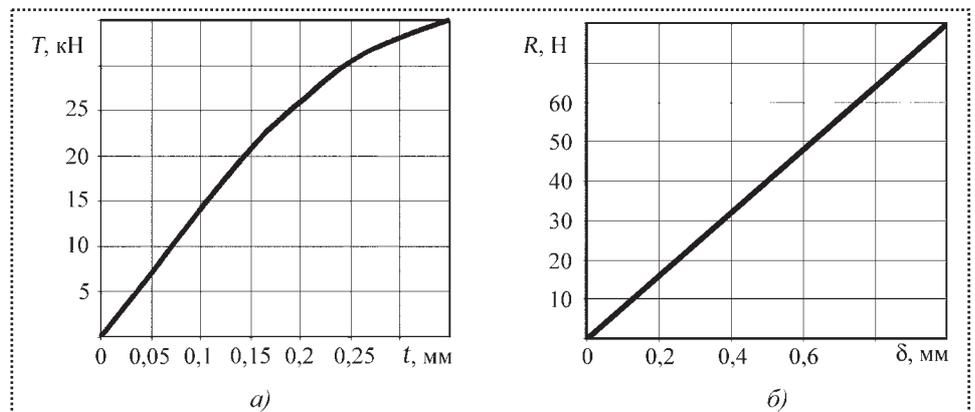
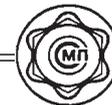


Рис. 6. Зависимость изменения силы нагружения шатунного вкладыша:
а – тангенциальной силы T от выступания t ;
б – боковой силы R от распрямления δ



Экспериментальные исследования параметров сборки подшипников

Выступление вкладышей определяет натяг вкладышей шатунных подшипников в собранном состоянии и радиальное давление вкладыша на постель. Контроль величины выступления вкладыша проводили в приспособлении (рис. 7) при приложении к стыку нагрузки 6,1 кН. Нагрузку изменяли при помощи пневмоцилиндра, в который подается воздух через ресивер объемом 0,2 м³ с редуктором на входе. Давление в ресивере контролировали манометром класса 04.

Гнездо под вкладыш и калибр-грибок для настройки контрольного приспособления выполнены с допуском на диаметр и высоту, равным $\pm 0,0015$ мм. Выступление стыков вкладышей над диаметральной плоскостью гнезда контрольного приспособления измеряли индикатором типа МИГ-1 с ценой деления 1 мкм. Для снижения ошибки проводили измерения согласно инструкции предприятия–потребителя вкладышей, а также выполняли следующие условия: скорость подвижного упора постоянная; контроль давления при каждом измерении; настройка и проверка по грибку-калибру не реже чем через 10 измерений; одинаковая температура вкладышей и приспособления.

Для определения параметров сборки шатунных подшипников коленчатого вала и установления их предельных значений с целью предотвращения деформирования вкладышей и их проворачивания проведены экспериментальные исследования для различных значений наработки двигателя с начала эксплуатации.

Стендовые испытания двигателя проводили в объеме 1000 ч испытаний на безотказность в соответствии с действующей на предприятии-изготовителе инструкцией. На двигатель установили комплект шатунных вкладышей, измеренных перед испытаниями. В дальнейшем двигатель останавливали через первые 50 ч и затем через каждые 200 ч для измерения вкладышей и технического обслуживания.

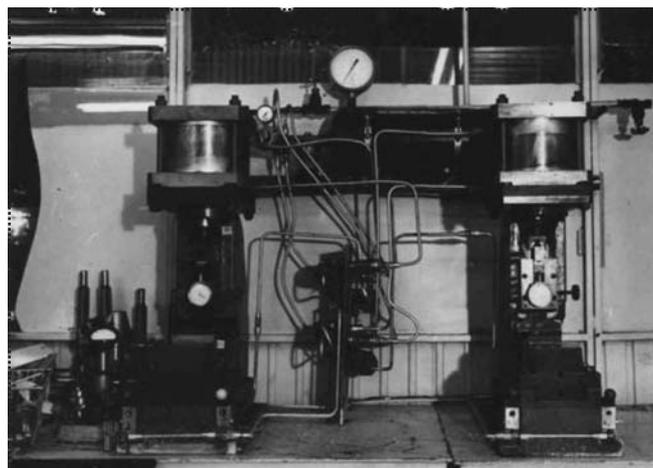


Рис. 7. Приспособление для измерения выступления шатунных вкладышей

На протяжении испытаний параметры двигателя (температура и давление масла, частота вращения коленчатого вала, температура охлаждающей жидкости, мощность) были в пределах, предусмотренных техническими условиями. Измерения вкладышей выполняли в соответствии с методикой, изложенной ранее. Исходные параметры шатунных вкладышей перед испытаниями соответствовали техническим условиям.

Величину деформаций вкладыша определяют исходные геометрические параметры и напряженное состояние вкладыша, уровень которого находили по формулам (1) – (11). Для анализа использовали максимальное напряжение в стальной основе вкладышей, которое при обычной их посадке наблюдается со стороны рабочей поверхности.

Для изучения процесса деформации вкладышей с различными величинами выступления t и распрямления δ были проведены испытания трех комплектов (48 шт.) шатунных вкладышей последовательно на одном двигателе. Вкладыши подобраны с различными исходными значениями: диаметр в свободном состоянии 85,4...86,0 мм (соответственно $\delta = 0,4...0,6$ мм), $t = 50...130$ мкм под нагрузкой 6,1 кН в контрольном приспособлении.

Каждый из комплектов вкладышей последовательно отработал на одном и том же дви-



гателе по 200 ч по одинаковой программе (продолжительность каждого этапа, режимы и параметры работы двигателя), что позволило достоверно оценить результаты, полученные при проведении аналитических и экспериментальных исследований.

Методика, разработанная на основании выполненных аналитических и экспериментальных исследований, обеспечивает высокую точность измерений выступания вкладышей над плоскостью гнезда контрольного приспособления и определения параметров натяга при сборке в зависимости от типа двигателя и степени его форсирования по величине среднего эффективного давления, что позволяет повысить качество

сборки двигателей в производстве и увеличить их безотказность, ресурс и долговечность в эксплуатации.

Библиографический список

1. **Денисов А.С., Кулаков А.Т.** Обеспечение надежности автотракторных двигателей. — Саратов: ГТУ 2007. 422 с.
2. **Орлов П.И.** Основы конструирования: в 2 т. М.: Машиностроение, 1977.
3. **Макушин А.А.** "КамАЗ": развитие сети автоцентров в Казахстане //Автомобильный транспорт Казахстана, 1978, № 10. С. 23.
4. **Макушин А.А.** Фирменная система ремонта и обслуживания автомобилей "КамАЗ" //Автомобильная промышленность, 1986, № 8. С. 24–26.
5. **Макушин А.А.** Двигателям "КамАЗ" — надежную эксплуатацию //Автомобильная промышленность, 1987, № 8. С. 23–24.



ИНСТРУМЕНТ ДЛЯ ВЫСОКОПРОИЗВОДИТЕЛЬНОГО И ЭКОЛОГИЧЕСКИ ЧИСТОГО РЕЗАНИЯ.

(Библиотека инструментальщика)

В.Н. Андреев, Г.В. Боровский, В.Г. Боровский, С.Н. Григорьев

2010 г. 480 с. ISBN 978-5-94275-571-1

Цена 700 р.

Представлены результаты исследований эффективности применения новых инструментальных материалов (твердые сплавы и быстрорежущие стали, керамические материалы, сверхтвердые материалы) и износостойких покрытий для высокоскоростного резания.

Приведены различные конструкции режущего инструмента для обработки тел вращения, плоскостей и отверстий, способствующие эффективному использованию режущего инструмента.

В связи с ужесточением экологических требований к смазочно-охлаждающим технологическим средствам рекомендованы альтернативные способы улучшения условий в зоне стружкообразования.

Для конструкторов инструмента, технологов, может быть полезна студентам вузов.

Приобрести книгу по цене издателя можно, прислав заявку в отдел продаж, маркетинга и рекламы:
по почте: 107076, г. Москва, Стромьинский пер., 4; по факсу: (499) 269-48-97; по e-mail: realiz@mashin.ru
Дополнительную информацию можно получить по телефонам: (499) 269-66-00, 269-52-98 и на сайте WWW.MASHIN.RU

УДК 621.86

Е.В. Давыдова, канд. техн. наук, **В.В. Прейс**, д-р техн. наук
(Тулский государственный университет)
E-mail: elen-davidova@rambler.ru, preys@klax.tula.ru

Аналитическая модель и методика расчета производительности вертикального бункерного загрузочного устройства

Предложена аналитическая модель производительности вертикального бункерного загрузочного устройства для деталей в форме колпачков с отношением наибольшего диаметра и высоты $1...1,5$, позволяющая выбрать рабочую скорость захватывающих органов, при которой будет обеспечена требуемая производительность устройства.

The developed analytical model of productivity of the hopper feeding device with radial nests and the ring orientator is considered, allowing to choose the constructive and kinematic parameters of the device providing its demanded productivity at feeding of small parts with implicitly expressed asymmetry of end faces.

Ключевые слова: ориентирование деталей, бункерное загрузочное устройство, автоматическая загрузка; производительность.

Key words: orientation of small parts, the hopper feeding device, automatic feeding, productivity.

В системах автоматической загрузки сборочных машин и линий деталями в форме колпачков с отношением наибольшего диаметра и высоты $d/h = 1...1,5$ используют механические вертикальные бункерные загрузочные устройства (БЗУ) [1], имеющие диск с горизонтальной осью вращения.

Одна из конструкций вертикального БЗУ показана на рис. 1. Принцип его действия заключается в следующем. Детали в форме колпачка засыпаются в бункер 3 и скользят по его дну к захватывающим органам – гнездам, форма которых соответствует наружному очертанию загружаемых деталей. Гнезда расположены радиально по периферии вращающегося диска 2, ко-

торый приводится в движение от вала 1. При вращении диска запавшие в гнезда детали через окно попадают в приемник 6. В случае переполнения приемника детали из гнезд возвращаются обратно в бункер. Застрявшие в гнездах детали выталкиваются зубцами звездочки 4.

Предохранительное устройство 5 обеспечивает остановку вращающегося диска в случае какой-либо задержки, например, заклинивания деталей при выходе из захватывающих гнезд диска в приемник. После устранения причины остановки движение вращающегося диска возобновляется.

Производительность БЗУ определяется выражением

$$P_{\text{бзу}} = \frac{60v}{t} \eta, \quad (1)$$

где v – окружная скорость захватывающих органов БЗУ, м/с;

t – шаг захватывающих органов, м;

η – коэффициент выдачи БЗУ.

На основе расчетной схемы (рис. 2) шаг захватывающих органов определим по выражению

$$t = d + \Delta t + \delta_{\text{п}}, \quad (2)$$

где d – диаметр детали; Δt – зазор по шагу, м; $\delta_{\text{п}}$ – толщина перегородки между захватывающими гнездами, выбираемая конструктивно, м.

Зазор по шагу обеспечивает захват детали движущимся гнездом. Так как в вертикальном БЗУ захват и ориентирование деталей совме-

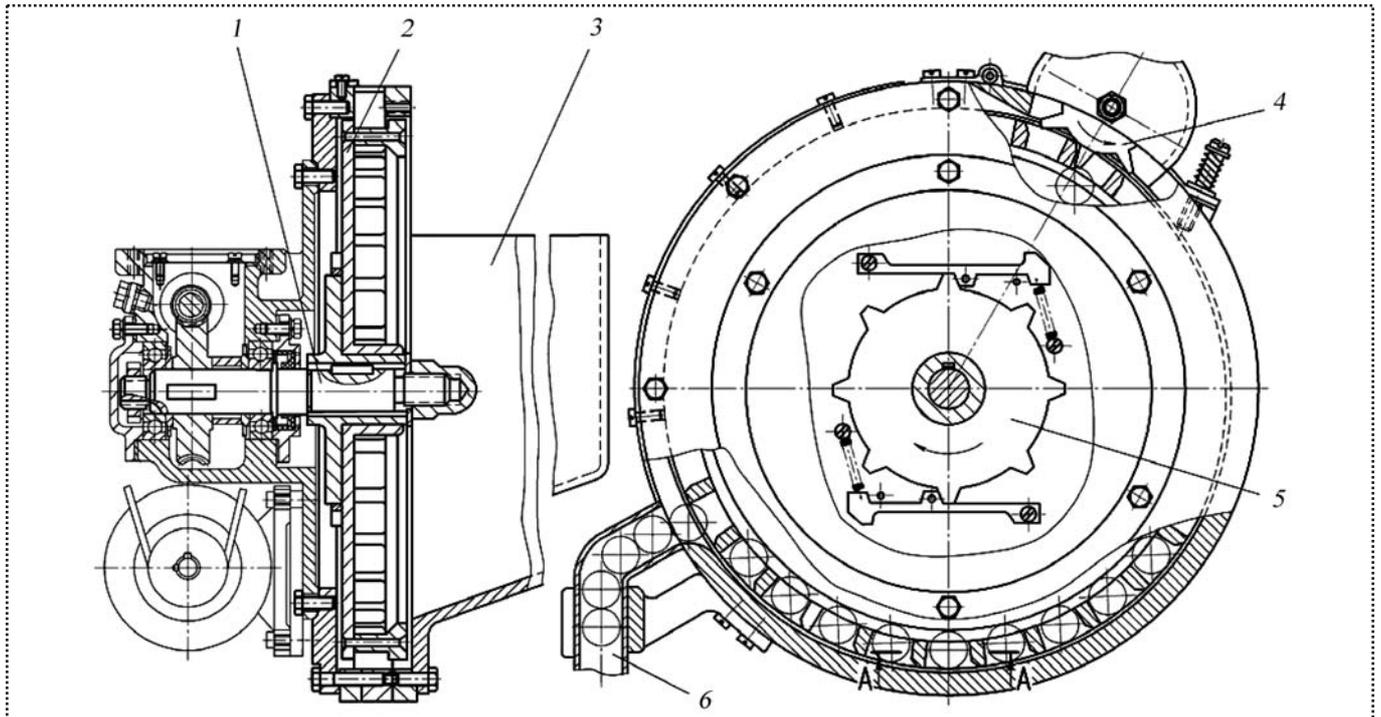


Рис. 1. Механическое вертикальное БЗУ

щены, т.е. захватывающий орган БЗУ является также и ориентирующим, то величина Δt ограничена возможным западением в гнездо детали в неправильном положении. Поэтому следует принимать [2]

$$0,05d \leq \Delta t \leq 0,1d. \quad (3)$$

Основываясь на работах В.Ф. Прейса [2], аналитическую зависимость коэффициента выдачи от окружной скорости захватывающих органов БЗУ будем искать в виде

$$\eta = \eta_{\max} (1 - \varepsilon v^4), \quad (4)$$

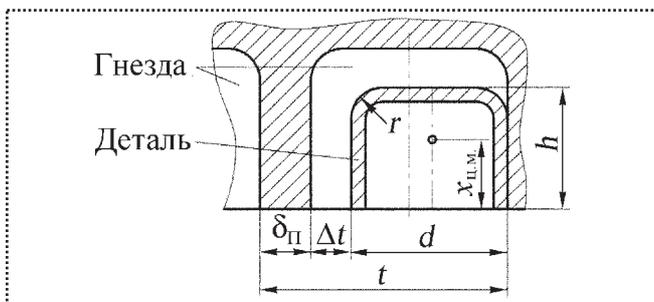


Рис. 2. Схема расположения детали в захватывающем гнезде диска (А–А по рис. 1)

где η_{\max} – наибольшая величина коэффициента выдачи, соответствующая окружным скоростям гнезда, близким к нулю;

ε – коэффициент [3].

Определим η_{\max} на основе подхода, предложенного М.В. Медвидем [4]:

$$\eta_{\max} = p_i p_c, \quad (5)$$

где p_i – вероятность нахождения детали на пути захватывающего органа в требуемом ориентированном положении;

p_c – вероятность того, что захвату деталей гнездом не помешает их взаимосцепляемость.

Вероятность p_i зависит от вероятностей p_k того, что деталь ляжет на дно бункера поверхностью, при нахождении на которой возможен переход в требуемое ориентированное положение, p_l – поворота детали требуемой поверхностью к захватывающему органу и p_m – отсутствия помех в осуществлении перехода. Поэтому для нахождения зависимости, описывающей p_i , были рассмотрены положения,



которые может занимать деталь в бункере БЗУ.

Засыпаемые в бункер детали в форме колпачка могут лечь на дно одной из своих поверхностей

(рис. 3): закрытым торцом (положение I), открытым торцом (положение II), цилиндрической боковой поверхностью (положения III–VI). Обозначим вероятности такого их расположения соответственно $p_{k_1}, p_{k_2}, p_{k_3}$. Так как деталь, брошенная на дно бункера, ляжет на него обязательно какой-либо из трех ограничивающих ее поверхностей, то

$$p_{k_1} + p_{k_2} + p_{k_3} = 1. \quad (6)$$

Переход детали в требуемое ориентированное положение III, в котором деталь подходит к диску с захватывающими органами открытым торцом вперед (см. рис. 1, 2), возможен из всех положений, кроме положения II (см. рис. 3).

Тогда $p_i = (p_{k_1} + p_{k_3} p_l) p_m$ или с учетом (6)

$$p_i = [p_{k_1} + (1 - p_{k_1} - p_{k_2}) p_l] p_m. \quad (7)$$

На основе методики М.В. Медвидя получены выражения:

$$p_{k_1} = \frac{1}{2} - \frac{1}{2\sqrt{1 + \left(\frac{0,5d-r}{h-x_{ц.м.}}\right)^2}}; \quad (8)$$

$$p_{k_2} = \frac{1}{2} - \frac{1}{2\sqrt{1 + \left(\frac{d}{2x_{ц.м.}}\right)^2}},$$

где $x_{ц.м.}$ — расстояние от плоскости открытого торца до центра масс детали;

r — радиус (см. рис. 2).

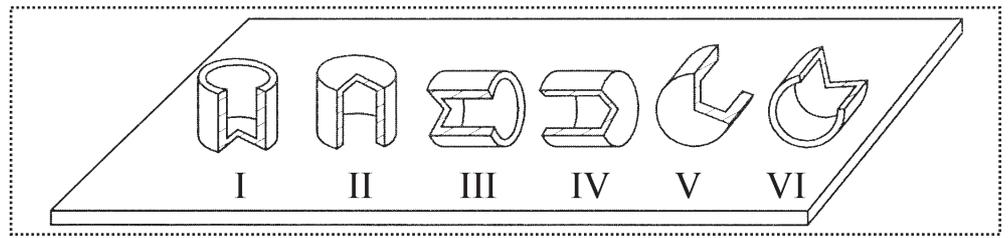


Рис. 3. Положения детали в форме колпачка на дне бункера

Вероятность поворота детали к захватывающему органу требуемой стороной

$$p_l = \frac{1}{\pi} \left[\arccos \frac{1}{\sqrt{1 + \left(\frac{0,5d-r}{h-x_{ц.м.}}\right)^2}} + \arccos \frac{1}{\sqrt{1 + \left(\frac{d}{2x_{ц.м.}}\right)^2}} - 2 \arcsin \frac{\mu}{\operatorname{tg} \alpha_{\text{бун}}} \right], \quad (9)$$

где μ — коэффициент трения деталей о дно бункера БЗУ;

$\alpha_{\text{бун}}$ — угол наклона дна бункера вертикального БЗУ к горизонту, град:

$$35^\circ > \alpha_{\text{бун}} > \operatorname{arctg} \mu. \quad (10)$$

Вероятности p_m и p_c определили по выражениям [4]:

$$p_m = \frac{2}{1+d/h}, \quad (11)$$

$$p_c = 1 - \frac{\operatorname{arctan} \mu}{\pi} \cdot \frac{0,9 + 1,4 \frac{1}{d/h}}{1 + 2 \frac{1}{d/h}}. \quad (12)$$

Коэффициент ε можно определить из выражений (1), (4), полагая, что при некоторых значениях окружной скорости $v_{\text{пред}}$ захваты-

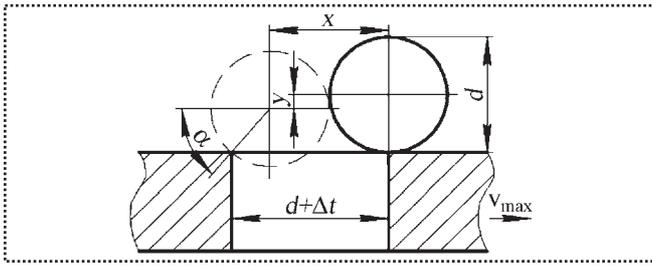


Рис. 4. Расчетная схема к определению предельной окружной скорости захватывающих органов

вающих органов производительность БЗУ будет равна нулю. Тогда

$$\varepsilon = v_{\text{пред}}^{-4} \quad (13)$$

Известно, что производительность БЗУ равна нулю в случае, если захватывающими органами БЗУ не будет захвачена хотя бы одна деталь, т.е. если деталь в процессе вращения гнезда с постоянной окружной скоростью $v_{\text{пред}}$ не сможет запасть на глубину Δh , необходимую для захвата. Найдем предельную окружную скорость захватывающих органов, при которой начинается выбрасывание детали. Вероятность захвата детали равна нулю, когда кинетическая энергия, сообщенная детали движущимся гнездом, достаточна для ее выброса из гнезда с глубины y (рис. 4). Тогда граничное выражение запишется в виде

$$\frac{mv_{\text{пред}}^2}{2} = mgy \text{ или } y = \frac{v_{\text{пред}}^2}{2g}, \quad (14)$$

где m – масса детали, кг;

g – ускорение свободного падения, м/с².

Пользуясь расчетной схемой, можно записать:

$$x = v_{\text{пред}} t_{\text{дв}} = d + \Delta t - 0,5d \cos \alpha; \quad (15)$$

$$y = \frac{gt_{\text{дв}}^2}{2} = \frac{d}{2}(1 - \sin \alpha), \quad (16)$$

где x – путь, проходимый диском при западении детали в гнездо на глубину y , м;

$t_{\text{дв}}$ – время движения диска и детали, с;

α – угол (см. рис. 4), град.

Решая совместно уравнения (14) – (16), после преобразований получим выражение для предельной окружной скорости захватывающих органов БЗУ, при которой деталь начинает выбрасываться из гнезда:

$$v_{\text{пред}} = \sqrt{0,2g[(4\Delta t + 5d) \pm (4\Delta t + 5d)^2 - 20(d + \Delta t)^2]}. \quad (17)$$

Подставляя полученные выражения (4), (17) в формулу (1), получим аналитическую модель производительности вертикального БЗУ для заданных параметров детали:

$$P_{\text{БЗУ}} = \frac{60v}{t} \eta_{\text{max}} \left[1 - \frac{v^4}{0,04g^2[(4\Delta t + 5d) \pm \sqrt{(4\Delta t + 5d)^2 - 20(d + \Delta t)^2}]^2} \right], \quad (18)$$

где η_{max} определяется выражениями (5), (7) – (9), (11), (12).

Дифференцируя выражение (18) и приравняв его к нулю, можно получить формулу для определения окружной скорости захватывающих органов, при которой производительность БЗУ достигает максимального значения:

$$v_{\text{рек}} = 0,67v_{\text{пред}}. \quad (19)$$

В соответствии с рекомендациями [5] рабочую скорость захватывающих органов БЗУ следует принимать на 10–20 % ниже максимальной. Тогда с учетом выражения (19) получим

$$v_{\text{рек}} \leq 0,6v_{\text{пред}}. \quad (20)$$

Пример. Рассмотрим построение аналитической модели производительности вертикального БЗУ для деталей в форме колпачка с параметрами $d = 0,017$ м, $h = 0,012$ м, $r = 0,0017$ м; $x_{\text{ц.м.}} = 0,008$ м, $\mu = 0,3$.

В соответствии с исходными данными и рекомендациями (10) принимаем угол наклона дна бункера БЗУ $\alpha_{\text{бун}} = 30^\circ$.



Шаг захватывающих органов определим по выражению (4), приняв с учетом рекомендаций (3) $\Delta t = 0,1d$ и $\delta_{\text{п}} = 0,01$ м. Тогда $t = 0,0287$ м.

По формулам (8), (9), (11) вычисляем значения вероятностей $p_{k_1} = 0,25$, $p_{k_2} = 0,15$, $p_l = 0,17$, $p_m = 0,83$ и, подставляя их в (7), определяем вероятность $p_i = 0,33$. По выражению (12) находим вероятность $p_c = 0,93$, а затем по (5) вычисляем $\eta_{\text{max}} = 0,31$.

Подставляя исходные данные и полученное максимальное значение коэффициента выдачи в формулу (18), получим аналитическую модель производительности вертикального БЗУ в виде

$$P_{\text{БЗУ}} = \frac{60v}{t} [0,311 \cdot (1 - 15,45v^4)],$$

на основе которой строим графики зависимостей коэффициента выдачи и производительности БЗУ от окружной скорости захватывающих органов (рис. 5).

Максимальную скорость определим по формуле (19): $v_{\text{max}} = 0,34$ м/с. Тогда максимальная производительность из формулы (18) составит 175 шт./мин. Рабочая скорость в соответствии с рекомендациями (20) не должна превышать $v_{\text{рек}} = 0,3$ м/с, для которой проектное значение производительности БЗУ составит 170 шт./мин (см. рис. 5).

Таким образом, на основе разработанной аналитической модели производительности вертикального БЗУ, учитывающей влияние на его производительность параметров как самого устройства, так и загружаемых деталей, возможен выбор рабочей скорости захватывающих органов, при которой будет обеспечена требуе-

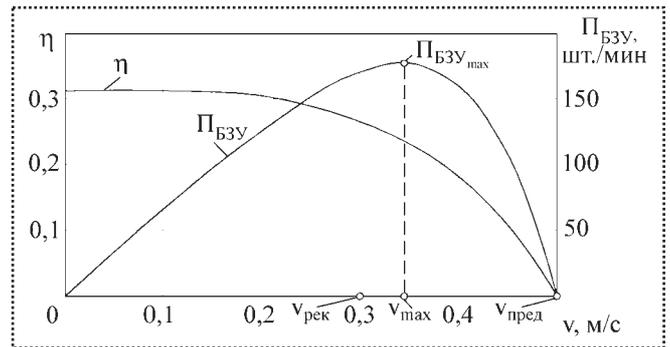


Рис. 5. Графики фактической производительности вертикального БЗУ для стальных деталей с параметрами: $d = 0,017$ м; $h = 0,012$ м; $r = 0,0017$ м

мая производительность БЗУ. Предложенная модель может быть использована при проектировании систем автоматической загрузки на базе механического вертикального БЗУ для загрузки деталей в форме колпачков с отношением наибольшего диаметра и высоты 1...1,5 в сборочные машины и линии.

Библиографический список

1. Прейс В.В., Усенко Н.А., Давыдова Е.В. Автоматические загрузочно-ориентирующие устройства. Ч. 1. Механические бункерные загрузочные устройства: учеб. пособие для вузов. Тула: Изд-во ТулГУ, 2006. 125 с.
2. Автоматизация загрузки прессов штучными заготовками / В.Ф. Прейс [и др.]; под ред. В.Ф. Прейса. М.: Машиностроение, 1975. 280 с.
3. Давыдова Е.В., Прейс В.В. Аналитическая модель производительности бункерного загрузочного устройства с радиальными гнездами и кольцевым ориентатором // Сборка в машиностроении, приборостроении, 2009. № 11. С. 23–30.
4. Медвидь М.В. Автоматические ориентирующие загрузочные устройства. М.: Машгиз, 1963. 299 с.
5. Давыдова Е.В., Прейс В.В. Автоматическая загрузка стержневых предметов обработки с неявно выраженной асимметрией по торцам / Под ред. В.В. Прейса. Тула: Изд-во ТулГУ, 2009. 112 с.



УДК 621.865

Б.Ю. Житников, д-р техн. наук (ВЮИ, г. Владимир), **Ю.З. Житников**, д-р техн. наук
("Ковровская государственная технологическая академия им. В.А. Дегтярева")
E-mail: kgta_tms@mail.ru

Обеспечение требуемой скорости срабатывания схвата при закреплении заготовки

Обоснована возможность обеспечения требуемой скорости срабатывания схвата при установке в полость пневмоцилиндра пружины или дросселя на его входе.

Substantiation of possibilities of maintenance of demanded speed of operation grab at installation in a cavity of the air cylinder of a spring or a throttle on its input.

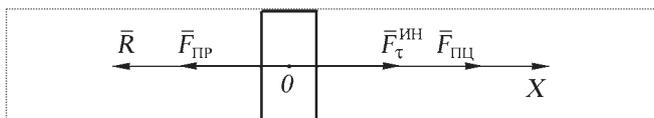
Ключевые слова: схват, скорость срабатывания, пружина, дроссель, робот-манипулятор.

Key words: grab, speed of operation, a spring, a throttle, the robot-manipulator.

Обоснуем возможность обеспечения требуемой скорости срабатывания схвата робота-манипулятора, т.е. предельную скорость движения губок, обеспечивающую при ударе о поверхность заготовки возникновение упругих или упругопластических деформаций в заданных пределах.

Пусть требуемая скорость движения губок схвата обеспечивается за счет торможения движения поршня путем установки витой цилиндрической пружины во внутреннюю полость пневмоцилиндра между крышкой и поршнем. Рассмотрим положение поршня пневмоцилиндра в момент окончания движения, когда создается необходимая сила надежного закрепления заготовки.

Воспользуемся принципом Даламбера [1]. Расчетная схема силового взаимодействия



Расчетная схема

представлена на рисунке. Запишем уравнение равновесия сил:

$$F_{\tau}^{\text{ин}} + F_{\text{пц}} - F_{\text{пр}} - R = 0, \quad (1)$$

где $F_{\tau}^{\text{ин}}$ – тангенциальная сила инерции, действующая на поршень в момент торможения в его крайнем положении;

$F_{\text{пц}}$ – сила поршня пневмоцилиндра;

$F_{\text{пр}}$ – сила действия пружины для торможения движения поршня;

R – сила вязкого трения.

Сила инерции

$$F_{\tau}^{\text{ин}} = mW_{\tau}, \quad (2)$$

где m – масса элементов схвата, приведенная к центру масс поршня;

W_{τ} – тангенциальное ускорение поршня в момент торможения.

Считаем движение поршня равнозамедленным, тогда

$$S = \frac{W_{\tau} t^2}{2}; \quad (3)$$

$$v = v_0 - W_{\tau} t,$$

где S – путь торможения поршня, равный его перемещению;

t – время торможения;

v, v_0 – соответственно конечная и начальная скорость движения поршня.

Из выражений (3) найдем тангенциальное ускорение с учетом того, что в начальный момент движения $v_0 = 0$:

$$W_{\tau} = \frac{v^2}{2S}. \quad (4)$$

Сила сопротивления вязкого трения

$$R = bv, \quad (5)$$

где b – коэффициент вязкого трения.



Сила поршня пневмоцилиндра

$$F_{\text{пц}} = [P] \frac{\pi D_{\text{п}}^2}{2}, \quad (6)$$

где $[P]$ – давление сжатого воздуха в магистрали;

$D_{\text{п}}$ – внутренний диаметр пневмоцилиндра.

Подставляя в (1) выражения (2), (5), (6), с учетом (4) найдем

$$F_{\text{пц}} = m \frac{v^2}{2S} + [P] \frac{\pi D_{\text{п}}^2}{4} - bv. \quad (7)$$

Проверим возможность обеспечения требуемой скорости движения губок схвата при закреплении детали за обработанную поверхность при ее упругой деформации или поверхностей заготовок при упругопластической деформации за счет установки витой цилиндрической пружины. Данные для расчетов приведены в табл. 1.

Упругая деформация поверхности обработанной детали

Из выражения (7) найдем $F_{\text{пр}}$, кг:

$$F_{\text{пр}} = \frac{0,4 \cdot 10^{-3} \cdot 23,69^2}{2 \cdot 2,5} + \frac{4 \cdot 3,14 \cdot 10^2}{4} - 0,35 = 305,75,$$

т.е. для обеспечения требуемой скорости движения губок необходимо устанавливать пружину,

сила которой практически соизмерима силе, развиваемой поршнем пневмоцилиндра. Следовательно, не будет выполнено условие надежного закрепления заготовки.

Упругопластическая деформация поверхности обработанной детали

$$F_{\text{пр}} = \frac{0,4 \cdot 10^{-3} \cdot 215,32^2}{2 \cdot 2,5} + \frac{4 \cdot 3,14 \cdot 10^2}{4} - 0,35 \cdot 215,32 = 244,34 \text{ (кг)}.$$

Аналогично предыдущему случаю не выполняется условие надежного закрепления заготовки. Можно попытаться решить эту проблему увеличением диаметра пневмоцилиндра, но это нежелательно из-за резкого возрастания габаритных размеров схвата.

Упругопластическая деформация заготовки

$$F_{\text{пр}} = \frac{0,4 \cdot 10^{-3} \cdot 372,58^2}{2 \cdot 2,5} + \frac{4 \cdot 3,14 \cdot 10^2}{4} - 0,35 \cdot 372,58 = 195,1 \text{ (кг)}.$$

Даже при закреплении заготовок с припуском на обработку 0,74 мм условия надежного закрепления заготовки не обеспечить. Следовательно, получить требуемую скорость движения призматических губок схвата за счет установки в полость пневмоцилиндра витой цилиндрической пружины невозможно. Только установкой дросселя или дросселя с пружиной можно решить проблему надежного закрепления заготовки и обеспечить в заданных пределах требуемую скорость движения губок, а также упругих и упругопластических деформаций поверхностей заготовок.

Найдем параметры дросселя, при которых обеспечивается требуемая скорость движения губок схвата. Скорость изменения давления в полости пневмоцилиндра при истечении сжатого воздуха через дроссель описывается выражением [2]:

$$\frac{dP}{dt} = \frac{k}{W - Sx} (-\mu f k_0 P \sqrt{RT} + PS\dot{x}), \quad (8)$$

Таблица 1

Скорость движения губки v_g , см/с, при:	
упругой деформации детали $\alpha_y = 10$	6,84
упругопластической деформации	
детали $\alpha_y + \delta_d/3 = 33,7$ мкм	62,16
заготовки $\alpha_y + \delta_z/3 = 711$ мкм	107,56
Скорость движения поршня $v_{\text{п}}$, см/с, при:	
упругой деформации детали	23,69
упругопластической деформации	
детали	215,32
заготовки	372,58
Перемещение поршня S , см	2,5
Коэффициент вязкого трения b , кг-с/см	0,35
Масса элементов схвата, приведенная к центру масс поршня, m , кг-с/см	$0,4 \cdot 10^{-3}$



где P – давление в полости пневмоцилиндра, в которую поступает сжатый воздух через дроссель;

t – время;
 k – коэффициент адиабаты (для воздуха $k = 1,4$);
 W – полный объем полости пневмоцилиндра;
 S – площадь поршня;
 x – его перемещение;
 μ – коэффициент расхода газа ($\mu = 0,9$);
 f – площадь сечения дросселя;
 k_0 – постоянный коэффициент:

$$k_0 = \sqrt{k \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k+1}{k-1}}}; \quad (9)$$

R – газовая постоянная:

$$R = \frac{R_0}{\mu_0} = 296,8 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}},$$

здесь $R_0 = 8314,2 \frac{\text{Дж}}{\text{кмоль} \cdot \text{К}}$ – универсальная газовая постоянная;

$\mu_0 = 28,016 \frac{\text{кг}}{\text{кмоль}}$ – молекулярная масса

газа;
 T – температура сжатого воздуха по Кельвину;
 \dot{x} – скорость движения поршня.

При установившемся движении поршня

$$PS\dot{x} = \mu f k_0 P \sqrt{RT}, \quad (10)$$

откуда площадь сечения дросселя

$$f = \frac{S\dot{x}}{\mu k_0 \sqrt{RT}}. \quad (11)$$

Скорость движения поршня в зависимости от скорости движения губок и с учетом передаточного отношения

$$\dot{x} = v_{\text{п}} = v_0 i, \quad (12)$$

Таблица 2

$D_{\text{п}}, \text{мм}$	μ	k	k_0	$R, \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$	$T, \text{К}$	i
100	0,9	1,4	0,685	286,8	293	3,464

Таблица 3

Скорость движения губок v_t , см/с	6,84	62,16	107,56
Расчетный диаметр дросселя d_0 , мм	3,64	10,97	14,44
Принятый диаметр дросселя d_d , мм	3,5	10,5	14

где v_0 – скорость движения губки;

i – передаточное отношение механизма схвата.

Площадь поршня

$$S = \frac{\pi D_{\text{п}}^2}{4}. \quad (13)$$

Площадь сечения дросселя

$$f = \frac{\pi d^2}{4}, \quad (14)$$

где d_d – диаметр дросселя:

$$d_d < \sqrt{\frac{D_{\text{п}}^2 v_{0i}}{\mu k_0 \sqrt{RT}}}. \quad (15)$$

Исходные данные для расчетов диаметров дросселя приведены в табл. 2, диаметры дросселей в зависимости от скоростей движения губок схвата – в табл. 3.

Для пневмоцилиндров с диапазоном диаметров внутренней полости 63–100 мм согласно [3] рекомендуются проходные сечения штуцеров от 4 до 6 мм (допустимо 8 мм).

Следовательно, в случае закрепления детали за обработанную поверхность необходимо изготовить штуцер с отверстием не более 3,5 мм, а в двух других случаях нужно устанавливать штуцер с большим диаметром.

Библиографический список

1. Бутенин Н.В., Лунц Д.Р., Меркин Д.Р. Курс теоретической механики: В 2-х т.: Учебник для вузов (МО). Т.1,2: Статика и кинематика. Динамика. – 5-е, 6-е изд., испр. – СПб.: Лань, 2004. 736 с.
2. Уплотнения и уплотнительная техника: Справочник / Л.А. Кондаков, А.И. Голубев и др. – М.: Машиностроение, 1986. 464 с.
3. Ануриев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя. В 3-х т. М.: Машиностроение, 2001, Т. 2.

УДК 624.869.72-5

И.В. Антонец, М.А. Белов, д-ра техн. наук (Ульяновский ГТУ, кафедра "Металлорежущие станки и инструменты")

E-mail: e.bruzgina@ulstu.ru

Динамометрические упругие элементы весоизмерительных устройств

Рассмотрены структурные цепи весоизмерительных устройств, использующих упругие чувствительные элементы и предназначенных для работы в автоматизированных механизмах. Исследовано влияние параметров упругого кольца на величину его деформации. Выполнен анализ влияния производственных погрешностей на метрологические характеристики весоизмерительного устройства.

There are considered structural chains of weight measuring devices, using elastic sensitive elements and intended for work in automatized mechanisms. There was carried out investigation of influence of parameters of an elastic ring on size of its deformation. There was accomplished the analysis of influence of industrial errors on metrological characteristic of weight measuring devices.

Ключевые слова: упругий элемент, деформация, весоизмерительное устройство, структурная цепь, размерная цепь, точность.

Key words: elastic element, deformation, weight measuring device, structural chain, dimension chain, precision.

Динамометрические упругие элементы входят в группу механических чувствительных элементов, реагирующих на усилие. Схема структурной цепи весоизмерительного устройства представлена на рис. 1.

Упругий элемент 1 воспринимает воздействие измеряемой величины x (массы груза) и переводит ее в другую неэлектрическую величину δ – деформацию упругого элемента, способную воздействовать на преобразователь 2, изменяя его электрический параметр j (величину светового потока). Электрическая измерительная цепь 3 переводит его в электрическую

величину y – ток, на который реагирует измерительное устройство 4, осуществляющее путем подачи задающего воздействия α управление работой исполнительного механизма 5. Таким образом, структурная цепь весоизмерительного устройства представляет собой датчик, содержащий упругий элемент и преобразователь, а также измеритель, включающий преобразователь светового потока в электрический ток и исполнительный механизм. Электрическое питание устройства осуществляется от источника 6.

Приведенная структурная цепь может работать как весоизмерительное устройство лишь при условии, что все функциональные зависимости между величинами x, δ, j, y и α являются однозначными. Тогда зависимость $\alpha = f(x)$ также является однозначной функцией и каждому значению величины x соответствует только одна строго определенная величина α .

Весоизмерительные устройства, предназначенные для работы в автоматизированных механизмах, могут иметь различные структурные цепи. Схема структурной цепи весоизмерительного устройства автоматического дозатора дискретного действия представлена на рис. 2.

Датчик 1 воспринимает воздействие измеряемой величины x и переводит ее в электри-

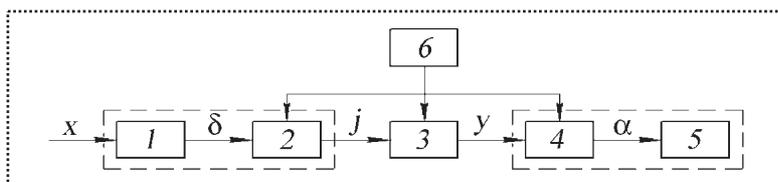


Рис. 1. Структурная цепь весоизмерительного устройства

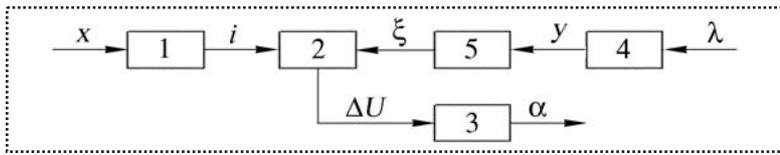


Рис. 2. Схема структурной цепи автоматического дозатора устройства

ческую величину i , способную воздействовать на электрическую цепь сравнения 2. Опорное напряжение ξ определяется формирователем 5, причем его значение варьируется выходным сигналом y задающего устройства 4, входное воздействие λ на который устанавливается вручную. Напряжение разбаланса ΔU поступает на релейный усилитель мощности 3. При напряжении разбаланса, близком к нулю, сигнал α скачком достигает рабочего значения, определяя окончание процесса дозирования.

Каждый элемент структурной цепи весоизмерительного устройства имеет характеристику

$$D = f(E),$$

где аргумент E – величина, воздействующая на вход элемента;

функция D – величина, получаемая на его выходе.

Так как характеристики датчика цепи сравнения и усилителя определяются выражениями $i = f_1(x)$; $\xi = f_2(y)$; $\alpha = f_3(\Delta U)$, то для чувствительности этих элементов имеем:

$$S_d = di / dx;$$

$$S_{оп} = d\xi / dy;$$

$$S_y = d\alpha / d(\Delta U),$$

где S_d , $S_{оп}$ и S_y – чувствительность соответственно датчика, электрической цепи управления и усилителя.

Следовательно, чувствительность весоизмерительного устройства

$$S = S_d S_{оп} S_y.$$

Однако реальная чувствительность устройства зависит от воздействия множества внешних и внутренних факторов: климатических,

временных, производственных погрешностей и др. В итоге одному значению входной величины x_i может соответствовать множество значений выходной величины y_i :

$$y_i = \Delta_S + S(1 + \delta_S)x_i,$$

где Δ_S – аддитивная погрешность;

δ_S – мультипликативная погрешность.

Конструктивно упругие элементы весоизмерительного устройства выполняют в форме кольца, эллипса, плоского овала, сплюсненной восьмерки (или Φ -образные) и др. Схема конструкции весоизмерительного устройства с кольцевым упругим элементом представлена на рис. 3.

Конструкция включает упругое кольцо 1 с приливами, причем к верхнему приливу крепится оптоэлектронная пара, содержащая источник 4 и приемник 5 светового излучения. К верхнему и нижнему приливам крепятся соответственно верхняя 2 и нижняя 3 шторки. Принцип работы устройства следующий. В исходном состоянии кольцо не деформировано, шторки сомкнуты и световой поток от излучателя к приемнику равен нулю. При воздействии нагрузки кольцо деформируется, зазор между шторками увеличивается и, соответствен-

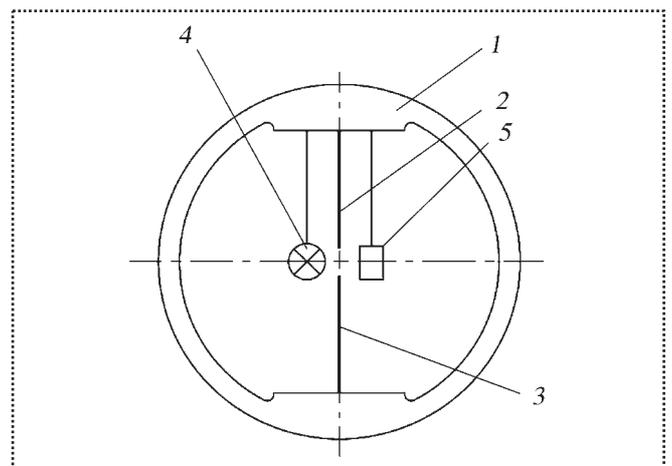
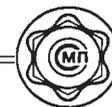


Рис. 3. Схема весоизмерительного устройства с кольцевым упругим элементом:

1 – упругое кольцо; 2, 3 – шторки; 4 – источник излучения; 5 – приемник излучения



но, возрастает световой поток на приемнике излучения. Следовательно, величина светового потока пропорциональна массе измеряемого груза. К достоинствам данной конструкции относятся простота, надежность, высокая чувствительность и малая инерционность.

Фактически упругое кольцо является основным составляющим элементом весоизмерительного устройства, конструктивные параметры которого влияют на выходной сигнал. В данном случае за величину выходного сигнала принимаем деформацию кольца под действием нагрузки. Известны расчетные теоретические зависимости деформации упругого кольца от геометрических параметров [2–4]. Однако их применение не всегда возможно. Это связано в первую очередь с тем, что реальные конструкции и процессы, происходящие в них, могут иметь серьезные отличия от идеальных расчетных схем.

Параметры кольца, влияющие на величину деформации, – ширина, толщина, диаметр. Влияние на его чувствительность к нагрузке оказывает также ширина технологических башмаков, определяющая величину угла жесткой заделки.

Для определения влияния конструктивных параметров на чувствительность колец была проведена серия экспериментов. В табл. 1 представлены геометрические размеры выбранных для исследования колец. Материал колец – сталь 40Х. Упругие кольца, закрепленные на стенде, подвергали воздействию растягивающей силы от 0 до 5000 Н с шагом 100–1000 Н.

Расчеты параметра δ проводили с использованием ЭВМ в соответствии с разработанной методикой. Был построен план матрицы планирования полного факторного эксперимента типа 2^k , где k – число факторов. При $k = 3(h, b, d_0)$ число точек плана $N = 8$.

В результате расчета получено приведенное уравнение регрессии с коэффициентами значимости каждого фактора:

$$\delta = 5,412 - 0,42h - 0,079b - 0,122d_0,$$

Таблица 1

Геометрические размеры исследуемых колец, мм

Толщина h	Ширина b	Диаметр d_0
7	40	137
8	40	137
6	40	137
7	35	137
7	45	137
7	40	140
7	40	143

где δ – деформация кольца в логарифмическом виде;

h, b, d_0 – приведенные к логарифмическому виду соответственно толщина, ширина и диаметр кольца.

Очевидно, что наибольшее влияние на величину деформации оказывает толщина кольца (коэффициент значимости $h = 0,4114$); изменение диаметра может существенно повлиять на выходной параметр лишь в случае значительного изменения габаритов ($d_0 = 0,117$); наименьшее влияние оказывает изменение ширины кольца ($b = 0,087$).

Выведено также уравнение регрессии в виде степенной функции, которое более точно описывает реальный процесс:

$$\delta = \frac{d_0}{e^{10,42} h^{2,92} b^{1,18}},$$

где e – основание натурального логарифма.

Найденные зависимости достаточно полно описывают влияние геометрических параметров упругого кольца на его деформацию, что дает возможность выбирать в ходе проектирования оптимальные размеры колец при заданных нагрузке и чувствительности.

Имея линейную модель, определяющую зависимость деформации от геометрических параметров кольца, сравнивали значения δ , рассчитанные по этой модели, с полученными по зависимости [3] величинами деформации идеального кольца от прямолинейной нагрузки.

Таблица 2

Сравнительная характеристика рассмотренных методов

Параметры кольца, мм	δ, мкм		ε, %	δ, мкм		ε, %
	По данным эксперимента	Рассчитанная теоретически		По расчетной модели	ε, %	
$h = 8$ $b = 40$ $d_0 = 137$	12	13,39	11,6	12,07	1,6	
$h = 7$ $b = 35$ $d_0 = 137$	20,2	22,85	21,07	21,07	4,3	
$h = 6$ $b = 40$ $d_0 = 137$	28	31,75	27,57	27,57	1,8	

Результаты расчетов и экспериментальные данные для ряда колец при нагружении растягивающей силой $P = 1000$ Н, а также погрешность ε метода приведены в табл. 2.

Анализ рассмотренных методов позволяет сделать следующие выводы: теоретическая зависимость более универсальна, однако в ограниченной области наиболее часто встречающихся типоразмеров колец эмпирическая зависимость не только применима, но и предпочтительна по точности.

К недостаткам рассмотренной выше конструкции весоизмерительного устройства относится использование лишь нижней шторки в

качестве варьируемого элемента, что снижает чувствительность устройства. Поэтому предложена конструкция (рис. 4, а) с упругим кольцом в виде сплюсненной восьмерки, которая лишена указанного недостатка.

Проанализируем влияние производственных погрешностей этой конструкции на метрологические характеристики устройства.

Исходя из служебного назначения весоизмерительного устройства, необходимо обеспечить совмещение плоскостей симметрии зазора между шторками и светоприемника в

пределах $\pm 0,25$ мм, т.е. области линейности позиционной характеристики. Определим требования к точности элементов устройства на основе расчета соответствующих конструкторских размерных цепей (см. рис. 4).

Замыкающим звеном C_{Δ} размерной цепи является несовпадение плоскостей симметрии зазора между шторками и светоприемником:

$$C_{\Delta} = 0 \pm 0,25 \text{ мм.}$$

Составляющие звенья этой цепи:

C_1 – отклонение от соосности оси симметрии светоприемника и его базовой цилиндрической поверхности;

C_2 – отклонение от соосности базовой поверхности светоприемника и отверстия в упругом элементе под его установку, обусловленное зазором в соединении светоприемника и элемента;

C_3 – несовпадение оси отверстия под установку светоприемника в упругом элементе и плоскости симметрии приливов под установку шторок;

C_4 – несовпадение плоскостей симметрии паза в упругом

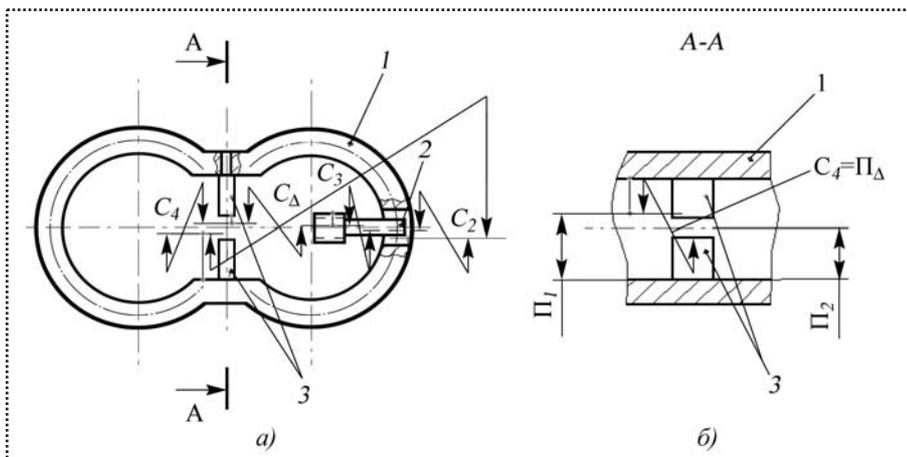
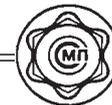


Рис. 4. Основная (а) и производная (б) размерные цепи устройства с упругим элементом в виде сплюсненной восьмерки:

1 – упругий элемент; 2 – светоприемник; 3 – шторки



элементе под установку шторок и зазора между ними.

Исходя из среднего допуска в размерной цепи

$$T_{cp} = \frac{T_{C_{\Delta}}}{m-1} = 0,125 \text{ мм},$$

где $T_{C_{\Delta}} = 0,5$ мм – допуск замыкающего звена C_{Δ} ;

m – число звеньев в размерной цепи, принимаем для достижения требуемой точности метод полной взаимозаменяемости.

Номиналы всех звеньев размерной цепи равны нулю. Назначим допуски на составляющие звенья этой размерной цепи:

$C_1 = 0,2$ мм исходя из технических требований на изготовление светоприемника;

$C_2 = 0,085$ мм обеспечивается посадкой $\varnothing 8 H9/f9$;

$C_3 = 0,1$ мм исходя из технологии изготовления упругого элемента.

Рассчитаем допуск на звено C_4 :

$$T_{C_4} = T_{C_{\Delta}} - (T_{C_1} + T_{C_2} + T_{C_3}) = 0,115 \text{ мм}.$$

Координаты средин полей допусков всех составляющих звеньев принимаем равными нулю. В итоге получим $C_1 = 0 \pm 0,1$ мм; $C_2 = 0 \pm 0,0425$ мм; $C_3 = 0 \pm 0,05$ мм; $C_4 = 0 \pm 0,0575$ мм.

Составляющее звено C_4 является замыкающим звеном P_{Δ} производной размерной цепи P (рис. 4, б). Рассчитав последнюю методом полной взаимозаменяемости, получим размеры упругого элемента и шторок. Расстояние между базовыми плоскостями элемента под установку шторок $2 P_1 = 34 \pm 0,035$ мм, а высота шторки $P_2 = 17 \pm 0,04$ мм. При этом

$$T_{C_4} = T_{P_{\Delta}} = T_{P_1} + T_{P_2} = 0,035 + 0,08 = 0,115 \text{ мм},$$

что соответствует значению допуска на звено C_4 , полученному при расчете размерной цепи устройства.

Результаты проделанной работы легли в основу проектирования весоизмерительных устройств, используемых в кранах-штабелерах и дозаторах сыпучих грузов.

Библиографический список

1. Антоненко И.В., Табаков В.П., Финогенов Д.Э. Весоизмерительные устройства с кольцевым упругим элементом и вторичным фотодатчиком // Сборка в машиностроении, приборостроении. 2006, № 12. С. 21–25.
2. Андреева Л.Е. Упругие элементы приборов. М.: Машиностроение, 1980. 230 с.
3. Тихонов А.И., Тихоненков В.А., Мокров В.А. Упругие элементы датчиков механических величин: Учеб. пособие. Ульяновск: УлГТУ, 1998. 120 с.
4. Проектирование датчиков для измерения механических величин / под ред. Е.П. Осадчего. М.: Машиностроение, 1979. 247 с.

УДК 519.85

Ю.Н. Матросова, канд. техн. наук, П.А. Андреев, студент
(Ковровская государственная технологическая академия им. В.А. Дегтярева)
E-mail: mjn78@yandex.ru

Программное обеспечение для автоматизированного проектирования схвата робота-манипулятора в САПР "КОМПАС-3D"

Разработано программное обеспечение для автоматизированного расчета конструктивных параметров и построения чертежей схватов роботов.

Developed software for automated calculation of design parameters and construction drawings gripper robots.

Ключевые слова: схват, робот-манипулятор, заготовка.

Key words: gripper, manipulation robot, half-finished product.

В настоящее время при проектировании технологической оснастки, инструмента и т.д. наиболее целесообразно применять средства автоматизации процесса проектирования, позволяющие значительно сократить время, затрачиваемое не только на построения чертежей разрабатываемых конструкций и изделий, но и на расчет их основных параметров. Поэтому

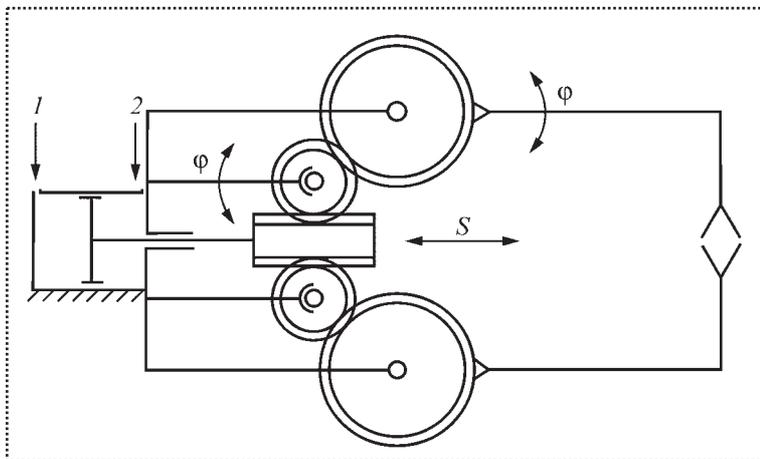


Рис. 1. Кинематическая схема схвата

разработка программного обеспечения для автоматизированного проектирования схвата весьма актуальна.

Проектирование схватов начинают после выбора объекта роботизации [1, 2]. В результате анализа множества обрабатываемых изделий выбирают типовые. По всем операциям их обработки составляют технологические схемы и определяют возможные подходы схвата и места захвата роботом; уточняют условия установки изделия в технологическую оснастку: зазоры и заходные фаски, усилия поджатия к базам и т.п.; выбирают по возможности общие подходы и места захвата для выполнения большего числа операций и изделий; выявляют ситуации, в которых невозможно обойтись без перезахвата или смены схвата.

В качестве исходной взята кинематическая схема схвата, представленная на рис. 1. Принцип его работы заключается в следующем: при подаче воздуха в полость 1 пневмоцилиндра поршень под воздействием давления перемещается на расстояние S вместе со штоком, который жестко закреплен с зубчатой рейкой, приводящей к повороту на угол φ шестерни. С шестерней связано зубчатое колесо с закрепленным на нем рычагом с губкой схвата, которые совместно совершают вращательное движение на угол ψ , зажимая тем самым заготовку.

Для обеспечения надежного удержания заготовки в схвате должны выполняться необходимые и достаточные условия.

В зависимости от движения, совершаемого рукой робота-манипулятора со схва-



том, без учета веса заготовки необходимые условия ее надежного удержания в схвате имеют вид:

$$F_{\text{тр}} > F_{\tau}^{\text{ин}}; \quad (1)$$

$$F_{\text{тр}} > F_n^{\text{ин}}; \quad (2)$$

$$N > F_{\tau}^{\text{ин}}, \quad (3)$$

где $F_{\text{тр}}$ – сила трения заготовки о губки схвата:

$$F_{\text{тр}} = Nf;$$

N – сила нормального давления губок на заготовку;

f – коэффициент трения скольжения;

$F_n^{\text{ин}}$ – центробежная сила инерции:

$$F_n^{\text{ин}} = \frac{\sigma}{g} \omega^2 r;$$

ω – угловая скорость вращения (поворота) элементов манипулятора, рад/с: $\omega = \frac{\varphi}{57,3^\circ}$;

g – ускорение свободного падения;

σ – вес заготовки;

r – радиус, т.е. расстояние от оси вертикальной стойки робота до центра масс детали, удерживаемой в схвате;

$F_{\tau}^{\text{ин}}$ – тангенциальная сила инерции:

$$F_{\tau}^{\text{ин}} = \frac{\sigma}{g} \varepsilon r;$$

ε – ускорение (замедление) движения.

Например, при повороте руки манипулятора на угол φ необходимых условий надежного удержания заготовки два:

– *первое*: при равномерном вращении руки, когда угловая скорость $\omega = \dot{\varphi} = \text{const}$, заготовка в схвате под действием центробежных сил инерции может выскользнуть или сместиться относительно его губок. В результате нарушается позиционирование заготовки в схвате и ее невозможно установить на рабочую позицию станка. Необходимое условие без учета веса заготовки

$$F_{\text{тр}} > F_n^{\text{ин}};$$

– *второе*: при торможении руки заготовка в схвате под действием вращательной силы инерции также может выскользнуть или сместиться относительно губок. Необходимое условие надежной работы

$$F_{\text{тр}} > F_{\tau}^{\text{ин}}.$$

Считая процесс торможения равнозамедленным, можно записать:

$$\Delta\varphi = \frac{\varepsilon t^2}{2}; \quad \omega = \varepsilon t, \quad (4)$$

где $\Delta\varphi$ – угол движения руки, на котором происходит ее торможение;

t – время торможения.

Задаваясь углом или путем торможения, из двух уравнений находим ε , а из двух необходимых условий надежной работы схвата – максимальную силу нормального давления N для удержания заготовки, которая и будет исходной для расчета схвата.

Достаточное условие надежной работы схвата обеспечивается, когда деформация $\Delta_{\text{см}}$ поверхности заготовки от сжатия ее губками меньше половины припуска на обработку:

$$\Delta_{\text{см}} < \frac{\delta}{2}$$

или

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{F_{\text{см}}}{S_{\text{см}}} \leq [\sigma_{\text{см}}], \quad (5)$$

где δ – припуск на обработку заготовки (при удержании в схвате заготовки за обработанную поверхность δ является допуском на размер между поверхностями, которые контактируют с губками);

$\sigma_{\text{см}}$ – напряжение смятия в заготовке;

$F_{\text{см}}$ – сила смятия;

$$F_{\text{см}} = N;$$

$S_{\text{см}}$ – площадь смятия;

$[\sigma_{см}]$ – допустимое напряжение в материале заготовки при смятии.

При расчете необходимого усилия пневмо- или гидроцилиндра схвата, обеспечивающего усилие N , используется принцип возможных перемещений, при котором сумма элементарных работ всех внешних задаваемых сил на возможном перемещении при идеальных двусторонних удерживающих связях равна нулю:

$$\sum \delta \gamma^e = 0. \quad (6)$$

Таким образом, для автоматизации расчета необходимых и достаточных условий удержания заготовки в схвате, параметров схвата и его проектирования был разработан алгоритм программного обеспечения, представленный на рис. 2, согласно которому программа выполняет следующую последовательность действий:

1. Считывание исходных данных из правой части окна программы (вес G , диаметр D заготовки, предельное напряжение сжатия $[\sigma_{сж}]$, а также путь L торможения руки, начальная скорость v_0 торможения и давление p в пневмоцилиндре).

2. Расчет параметров схвата по исходным данным: расчет необходимого условия надежного удержания заготовки; выбор диаметров пневмоцилиндра $D_{пц}$ и штока $D_{шт}$; проверка выполнения достаточного условия надежного удержания заготовки.

3. Вывод результатов в правую часть окна программы и запись результатов в файл output.txt.

4. Построение чертежа схвата с отрисовкой штриховки, простановкой размеров, выводом технических требований, заполнением основной надписи.

Программное обеспечение разработано в среде Borland Delphi с использованием инструментальных средств приложений (библиотек конструкторов, прикладных САПР) на базе системы КОМПАС-3D. Для расчета были использованы стандартные библиотеки среды Delphi, включающие в себя математические, визуальные средства, стандартные компоненты.

На рис. 3 представлен интерфейс разработанного программного обеспечения.

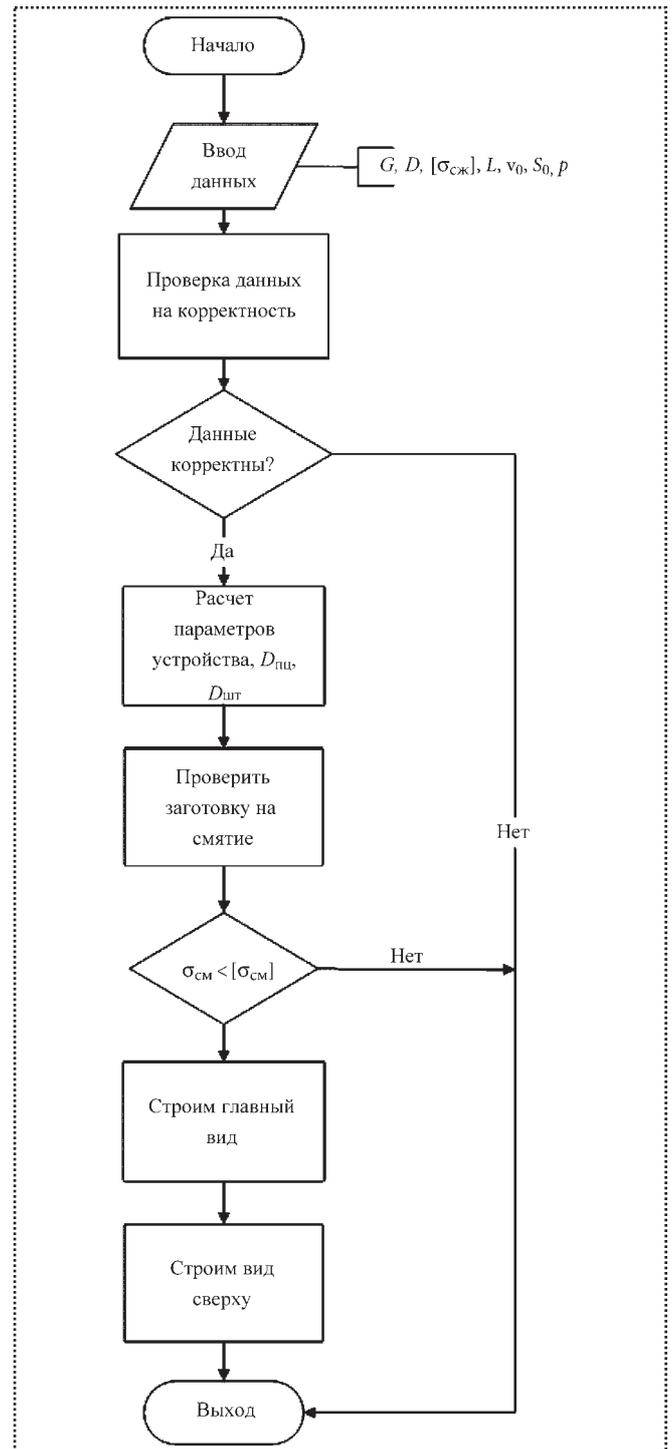


Рис. 2. Алгоритм программы

При нажатии на кнопку "Расчет схвата" происходит автоматический расчет необходимого и достаточного условий удержания заготовки схватом, сохраняемых в текстовом файле, и основных параметров схвата (рис. 4, 5). При нажатии кнопки "Показать чертеж" программа

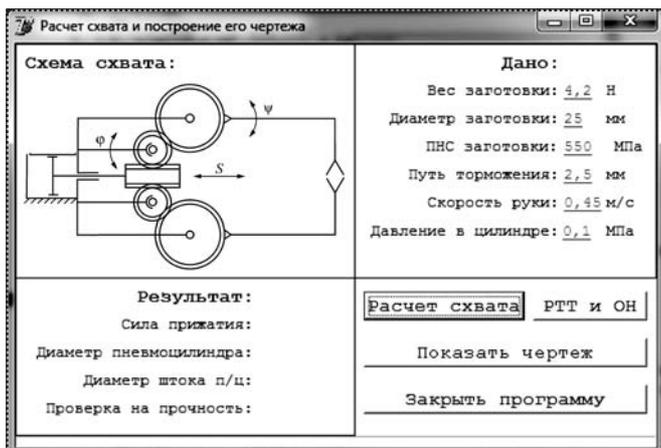
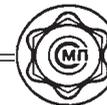


Рис. 3. Интерфейс программного обеспечения



Рис. 4. Окно вывода основных параметров схвата

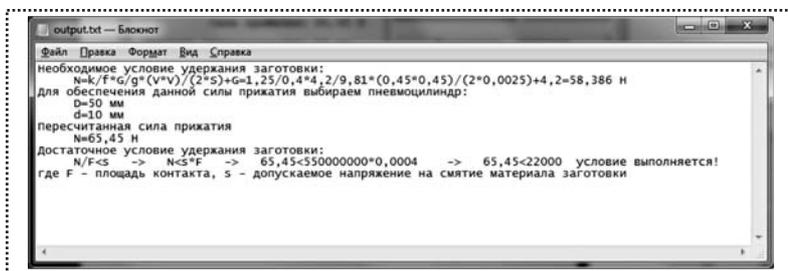


Рис. 5. Окно вывода необходимых и достаточных условий работы схвата

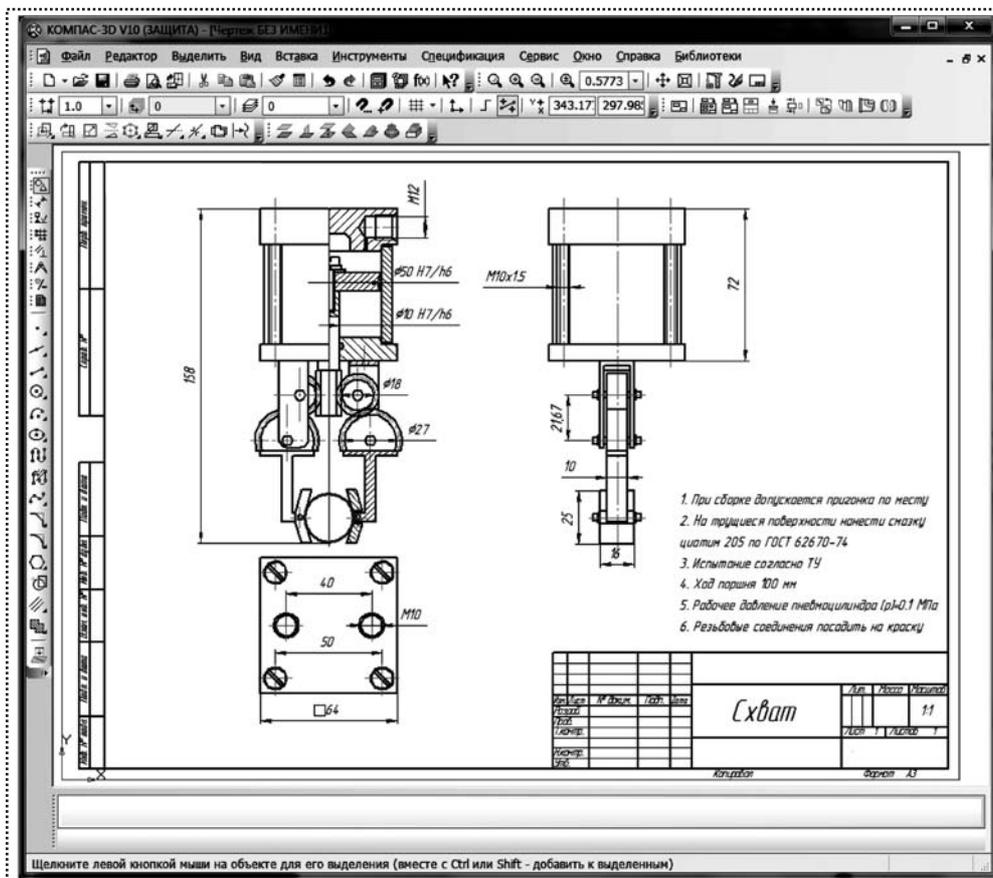


Рис. 6. Чертеж схвата

автоматически передает заданные параметры в САПР "Компас-3D", которая проводит построение чертежа (рис. 6).

Таким образом, разработанное программное обеспечение позволяет в автоматизированном режиме рассчитывать конструктивные параметры и формировать чертеж схвата робота-манипулятора, что значительно сокращает время его проектирования.

Библиографический список

1. Анурьев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя. В 3-х томах. — М.: Машиностроение, 2001.
2. Белоусов А.П. Проектирование станочных приспособлений. — М.: Высшая школа, 1980.

Инлегмаш-2010

С 20 по 22 апреля 2010 г. на территории ЦВК "Экспоцентр" проходила двенадцатая международная выставка "Оборудование и технологические процессы в легкой промышленности", в которой приняли участие 18 стран. Организаторы выставки: ЗАО "Экспоцентр" и фирма Мессе Дюссельдорф ГмбХ (Германия), она проходила под патронатом Торгово-промышленной палаты РФ. Число экспонентов выставки 150, из них 50 российских.

В настоящее время отечественные предприятия текстильной и легкой промышленности испытывают острую необходимость в оснащении своих производств современным оборудованием и новыми технологиями. Прошедшая выставка продемонстрировала оборудование и технологии, повышающие качество и конкурентоспособность выпускаемой продукции.

ООО Комтенс (г. Москва) представило *режущий плоттер мод. RP-TM1509* (рис. 1), позволяющий производить резку широкого спектра материалов, таких как картон, пластик, кожа, фольга. В швейном производстве плоттер используют для изготовления различных лекал из электрокартона. Благодаря тому, что на головке плоттера одновременно крепятся рисующий и режущий инструменты, он позволяет проводить маркировку лекал и их вырезку с минимальной потерей времени, связанной со сменой инструмента. Высокая производительность и точность резки достигаются за счет использования вакуумного прижима разрезаемого материала к столу плоттера. Максимальный размер вырезки 900×1500 мм. Скорость резки 350 мм/с,

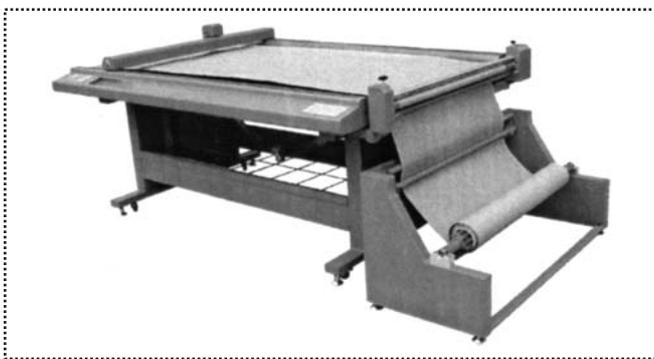


Рис. 1. Режущий плоттер мод. RP-TM1509

максимальная до 600 мм/с при максимальной толщине материала 2,5 мм. Плоттер оснащен ЖК-экраном и узлом сенсорного управления. Программное разрешение (точность резки) 0,025 мм, 0,01 мм, 0,1 мм. Питающее напряжение плоттера 220 В. Его габаритные размеры 2060×1455×405 мм.

ООО "Перевалов" (г. Москва) предложило потребителям машины для декоративной обработки, изготовленные в Японии:

- *четырёхугольная машина мод. WX-8803-1S* с верхней и нижней перекрывающей ниткой для строчки типа "ракушка" с окантовкой бейкой;

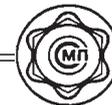
- *многоигольные машины* – 12...33-игольные машины двухниточного цепного стежка с возможностью использования эластичных ниток для образования складки и декоративной раскладки ниток – декоративной обработки;

- *плоскошовные машины серии MZ* – высокоскоростные с маленькой цилиндрической платформой (периметр 180 мм), верхней и нижней перекрывающими нитями. Машины изготовлены для работы с цилиндрическими деталями небольших размеров;

- *машины цепного стежка серии DX* – высокоскоростные многоигольные (4...6 игл), двухниточного цепного стежка с цилиндрической платформой (периметр 340 мм) с горизонтальным перемещением петлителей;

- *оверлоки и стачивающе-обметочные машины серии UK* – высокоскоростные трех- и четырехниточные оверлоки и пяти и шестиниточные стачивающе-обметочные машины. Такие машины используют для различных операций и широкого спектра тканей. Они оборудованы пневматическим устройством обрезки цепочки ниток в автоматическом режиме или гильотинным ножом с электроприводом, а также устройством закрепления начала шва.

ООО "Трансметалл" (г. Иваново) показало и предложило потребителям *раскройный настольный комплекс UL-3*, изготовленный в Польше. Он изготовлен из стальных закрытых профилей, что обеспечивает необходимую жесткость и долговечность. Рабочая столешница из ламинированной стружечной плиты толщиной 25 мм отделана с каждой стороны алюми-



ниевым уголком. Модульная конструкция раскройного стола позволяет его удлинить при необходимости. При помощи специальных болтов можно регулировать высоту стола и выравнивать его по горизонтали. Настилочный комплекс, устанавливаемый на раскройный стол SK-3, служит для многоуровневого настила ткани. После укладки материала оборудование может обслуживать один человек. Встроенная отрезная линейка позволяет автоматически отрезать каждый слой ткани. Разработчики считают, что использование стола с настильным комплексом позволяет значительно улучшить работу в закройном цехе и увеличить производительность труда.

Компания TMT Machinery INC (Япония) предложила потребителям станки и машины оригинальной конструкции.

Приемно-намоточная машина мод. ATi-409HR (рис. 2), работающая в автоматическом режиме с высокой скоростью. Длина патрона машины 600 мм обеспечивает трехнитевые паковки. Работает машина со скоростью 6000...7000 м/мин. Введение многониточных паковок обеспечивает ее высокую производительность. Простое техническое обслуживание обусловлено применением системы нитеводителей роторного типа, встроенных в отдельную легкоъемную кассету. Качество паковки достигается благодаря различным устройствам управления перемещением нити с помощью группы преобразователей, имеется узел регулировки натяжения нити. Безаварийное функционирование машины достигается благодаря установке сепаратора между уже намотанными и наматываемыми паковками; он служит для предотвращения повреждения концов нитей, намотанных на паковку, или смещения свободно бегущей нити с наматываемой паковки.

Пневматический ткацкий станок мод. ZAX 9100, к достоинствам которого относятся высокая скорость, низкая вибрация при работе и экономия энергии. Кроме того, на станке увеличена скорость благодаря системе объединения свободных барабанов, оснащенной катушками подачи пряжи. Это стабилизирует вставку с меньшим числом обрывов пряжи даже при высокоскоростном переплетении или излишне широком размере ткацкого полотна.



Рис. 2. Приемно-намоточная машина мод. ATi-409HR

Тормозная система утка WBS резко уменьшает пиковое натяжение, которое накапливается на конце вставки утка, и стремится предотвратить его поломку, а также ослабить натяжение нити. Эта функция также полезна для пряжи, которая может вызвать пики обрывов. Автоматическое регулирование осуществляется через систему навигации ткацкого процесса.

Геометрия переплетения, оптимизированная для плавного зевобразования в полотне, уменьшает его деформацию. Выровненное натяжение верхних и нижних слоев основы позволяет достичь четкого зевобразования в полотне и высокой плотности уточной нити. Увеличенный наклон прохода ткани к фронту ткацкого станка способствует устойчивому выпуску ткани.

Станок оснащен вновь разработанным клапаном парных фильер, обеспечивающим подачу сжатого воздуха к каждой из двух дополнительных фильер. Это позволяет поддерживать высокоскоростной режим работы, делает возможным создание точно направленной струи воздуха и способствует сокращению его потребления примерно на 10 %.

Также станок оснащен системой навигации ткацкого процесса. Предусмотрен ввод минимального числа параметров. Процесс управле-

ния станком отображается на мониторе, где можно получить совет по выбору в зависимости от ситуации. Система проводит управление по оптимальным параметрам ткацкого процесса в режиме реального времени. Применение управляющей системы освобождает станок от дополнительного измерительного оборудования. На панели управления станка с системой навигации ткацкого процесса отображается информация о потребности в обслуживании, например, местоположение и название частей для периодической их замены.

Компания JUKI CORPORATION (Япония) продемонстрировала промышленные швейные машины, в том числе для шитья кожи и тяжелых материалов.

Высокоскоростная одноигольная швейная машина мод. DDL-9000A-DS/PBN челночного стежка прямого привода, исключая появление "гнезд" в начале пошива, — необходимый фактор при использовании машин с автоматической обрезкой нити. Длина остатка нити после обрезки стала еще короче. Машина показала хороший результат на участках, где начало и конец строчки остаются видны. Максимальная скорость пошива 4000 ст./мин при максимальной длине стежка 4 мм, высота подъема прижимной лапки 15 мм.

Двухигольная высокоскоростная швейная машина мод. LH-4168-7 челночного стежка прямого привода с щелевым игольным стержнем и полусухой головкой. Использование метода прямого привода позволяет незамедлительно запускать и останавливать машину с высокой точностью. Машина оснащена механизмом игловодителя, позволяющим постоянно изменять операции игловодителя без нарушения работы, что способствует удобству использования машины на угловых участках материала. Максимальная скорость пошива 3200 ст./мин при длине стежка 5 мм. Межигольное расстояние 4 мм. Высота подъема прижимной лапки 12 мм.

Оверлок/машина мод. MO-6916G предохранительного стежка для очень тяжелых материалов. В машине использованы механизмы, которые наилучшим образом подходят для пошива таких материалов. Максимальная скорость пошива 6000 ст./мин, длина стежка



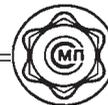
Рис. 3. Высокоскоростная одноигольная машина мод. LZ-2290A-SR-7

2,5...5 мм, межигольное расстояние 4,8 мм, ширина обметки 6,4 мм.

Высокоскоростная одноигольная машина мод. LZ-2290A-SR-7 (рис. 3) челночного стежка типа "зигзаг" прямого привода с компьютерным управлением. Машина оснащена двадцатью стандартными шаблонами зигзагообразной строчки, шаблоны Т-стежка и отделочных стежков сгруппированы в четырнадцать различных типов. Механизм продвижения контролируется шаговым двигателем, что позволяет постоянно шить на скорости до 5 000 ст./мин.

В одном и том же шаблоне используется прямая строчка, стандартный, двухшаговый, трехшаговый зигзаги, в форме полумесяца и потайной зигзаг. Это значительно расширяет возможности применения данной машины. Сухая головка машины предотвращает появление масляных пятен на материале пошива. Кроме того, она не требует периодической смазки. Максимальные: скорость пошива до 5 000 ст./мин; ширина зигзага 10 мм, длина стежка 5 мм. Объем памяти для собственных шаблонов: внутренняя — до 20 шаблонов, внешняя — до 999.

Швейная машина мод. AMS-224EHS с компьютерным управлением цикла и функцией ввода данных, обеспечивающая скорость шитья до 2500 ст./мин (длина стежка 3 мм и менее). При повышенной производительности машина выполняет различные виды строчек, максимально используя более широкую площадь шитья для выполнения различных швейных операций. Новая система шагового двигателя механизма подачи по осям



X–Y контролируется специальным датчиком. Это способствует выполнению более точного шитья и повышению производительности.

Программное обеспечение мод. PM-1 для швейных машин с компьютерным управлением предназначено для ввода и вывода данных о шитье на машинах. Его переменные функции ввода позволяют быстро вводить данные о шитье каждой модели электронных швейных машин. Разработчики считают, что такое программное обеспечение способствует созданию продукции высокого качества.

Одноигольная швейная машина мод. DU-1181N челночного стежка с увеличенным челноком и мощным зубчатым механизмом верхнего и нижнего продвижения ткани, позволяющим легко продвигать сложные материалы, а также многослойные участки, исключая пропуски стежков. Это дает возможность выполнять строчки высокого качества. Смазка машины осуществляется в автоматическом режиме. Максимальные: скорость шитья 2000 ст./мин; длина стежка 9 мм.

Высокопроизводительная одноигольная швейная машина мод. LU-1520N-7 челночного стежка с унисонной подачей и большим челноком с вертикальной осью вращения (с протягиванием игольной нити и укороченным ее остатком) предназначена для шитья автомобильных сидений. Машина предотвращает проблемы с нитью или нарушения, при которых имеет место разрыв материала ножницами во время шитья. Максимальные: скорость шитья 3 000 ст./мин; длина стежка 9 мм. Прижимная лапка имеет высоту 16 мм и работает в автоматическом режиме.

Высокоскоростная машина мод. LK-1942GA с компьютерным управлением (рис. 4), обеспечивающая улучшенное качество шитья изделий из сверхтяжелых материалов. Двигатель машины с прямым приводом имеет повышенную мощность, благодаря чему игла проникает в материал с увеличенной силой. Шаговый двигатель с повышенной силой вращения увеличивает эффективность подачи, а пневматический прижим – силу прижима материала. Площадь шитья 60×100 мм. Максимальные: скорость шитья 2200 ст./мин, длина стежка 10 мм. В программу машины можно внести до 64 шаблонов.

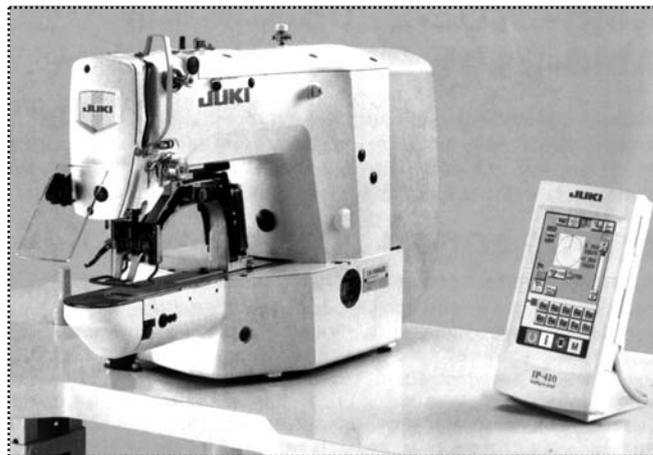


Рис. 4. Высокоскоростная машина мод. LK-1942GA с компьютерным управлением

Высокоскоростная машина мод. LBH-1790 челночного стежка для обметывания петель с компьютерным управлением. Благодаря функции многократного движения ножа нет необходимости менять его всякий раз при изменении размера петли. Нож используется для обработки петель с максимальной длиной 41 мм. Кроме того, машину можно комплектовать ножевыми механизмами для выполнения петель длиной 70 и 120 мм. Натяжение игольной нити при шитье параллельных секций петли и закрепочных секций контролируется отдельной операционной панелью. Данные относительного натяжения нити в зависимости от параметров шитья можно сохранять в памяти машины. Максимальная скорость шитья 4200 ст./мин, ширина закрепления 10 мм.

Выставка дала возможность машиностроителям разных стран, работающим в сфере технологического оборудования для предприятий легкой промышленности, расширить рамки делового сотрудничества, заключить коммерческие сделки, реализовать совместные производственные и инвестиционные проекты. Был организован круглый стол "Инновационное развитие легкой промышленности: стратегия и технология" и конференция "Решение проблем, которые могут возникнуть у предприятий легкой промышленности при внедрении новых технических регламентов".

Чл.-корр. Академии
проблем качества

А.Н. Иванов



**Памяти
Наталии Михайловны
КУЩ-ЖАРКО
1953–2010**

12 августа 2010 г. на 58-м году ушла из жизни **Наталья Михайловна Кущ-Жарко** – ведущий редактор журналов "Сборка в машиностроении, приборостроении" и "Трение и смазка в машинах и механизмах".

Наталья Михайловна работала в издательстве с 1973 г. сначала в должности экспедитора, затем младшего редактора, редактора, а с 2000 г. – ведущего редактора. Она отличалась высоким профессионализмом, любовью к своей работе, была открытой и доброжелательной по отношению к коллегам и авторам, очень энергичной и на редкость коммуникабельной.

В 2003 г. Наталии Михайловне было присвоено звание "Почетный машиностроитель".

***Светлая память о Наталии Михайловне Кущ-Жарко
навсегда сохранится в наших сердцах.***

*Коллектив издательства и редакций журналов
"Сборка в машиностроении, приборостроении"
и "Трение и смазка в машинах и механизмах"
выражает искренние соболезнования ее родным и близким.*

ООО "Издательство **Машиностроение**", 107076, Москва, Стромывский пер., 4

Учредитель ООО "Издательство **Машиностроение**".

Адрес электронной почты издательства: **E-mail: mashpub@mashin.ru;**

редакции журнала: **sborka@mashin.ru; tsmm@mashin.ru http://www.mashin.ru**

Телефон редакции журнала: (499) 268-38-42; тел./факс (499) 268-85-26; факс 269-48-97.

Технический редактор *Жиркина С.А.* Корректоры *Сажина Л.И., Солюшкина Л.Е.*

Сдано в набор 29.06.10 г. Подписано в печать 10.09.10 г. Формат 60×88 1/8. Бумага офсетная. Печать офсетная.

Усл. печ. л. 5,88. Уч.-изд. л. 5,24. Заказ 638. Свободная цена.

Оригинал-макет и электронная версия подготовлены в ООО "Издательство Машиностроение".

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