ЕЖЕМЕСЯЧНЫЙ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ И ПРОИЗВОДСТВЕННЫЙ ЖУРНАЛ

СБОРКА В МАШИНОСТРОЕНИИ, ПРИБОРОСТРОЕНИИ

ЖУРНАЛ ВЫХОДИТ ПРИ СОДЕЙСТВИИ МЕЖДУНАРОДНОГО СОЮЗА МАШИНОСТРОИТЕЛЕЙ

ЖУРНАЛ ВХОДИТ В ПЕРЕЧЕНЬ УТВЕРЖДЕННЫХ ВАК РФ ИЗДАНИЙ ДЛЯ ПУБЛИКАЦИЙ ТРУДОВ СОИСКАТЕЛЕЙ УЧЕНЫХ СТЕПЕНЕЙ

11 2010 (124)

СОДЕРЖАНИЕ

Проблемы машиностроения и их высокоэффективное решение

Первухина Е.Л., Голикова В.В., Степанченко Т.Л. Информационные технологии в задачах выявления неисправных машиностроительных изделий в ходе приемосдаточных испытаний после сборки . . . 3

Хайбуллов К.А. Сборка уплотнительных соединений с использованием упругих прокладок . . . 8

Тараховский А.Ю. Способы деформации уплотнительных колец круглого сечения при установке их во внутренние канавки цилиндрических поверхностей . . . 10

Филипович О.В., Копп В.Я. Оценка нижней границы незавершенного производства при двухпараметрической селективной сборке . . . 16

Рапацкий Ю.Л., Липка В.М. Исследование влияния параметров резьбовых крепежных деталей на качество сборки изделий машиностроения . . . 20

Житников Ю.З., Воркуев Д.С. Обоснование конструктивных особенностей и разработка высокоточных многошпиндельных гайковертов нового класса . . . 28

Современные технологии сборки

Семенов П.В., Цветков Ю.Б. Анализ точности базирования при совмещении слоев многослойных печатных плат . . . 32

Малышев Е.Н., Бысов С.А. Обоснование принятия решения о концентрации обработки и сборки на одном станке . . . 41

Обеспечение качества. Испытания. Контроль.

Ланщиков А.В. Обеспечение качества операций сборки резьбовых соединений. . 47

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.

Председатель редакционного совета
Ф.М. МИТЕНКОВ, *академик РАН*

Редакционный совет

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

Региональные редсоветы

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

Украина
КИЕВ
А.С. ЗЕНКИН
В.А. МАТВИЕНКО
ДОНЕЦК
А.Н. МИХАЙЛОВ
СЕВАСТОПОЛЬ
Е.Л. ПЕРВУХИНА

Беларусь
МИНСК
В.Л. БАСИНЮК
ГОМЕЛЬ
В.Е. СТАРЖИНСКИЙ
ПОЛОЦК
М.Л. ХЕЙФЕЦ

Ответственные за подготовку и выпуск номера:
Л.Д. ПАРШЕНКОВА, И.М. ГЛИКМАН

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

© Издательство “Машиностроение”, “Сборка в машиностроении, приборостроении”, 2010

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

11 2010 (124)

CONTENTS

Problems of mechanical engineering and highly efficient solution

Pervukhina E.L., Golikova V.V., Stepanchenko T.L. Information technologies in problems on machines with failure during acceptance testing after assemblage 3

Khaybullov K.A. Guarantee of assembling sealing joints with the use of the resilient spacers 8

Tarakhovskyi A.Yu. Methods of deformation of rings of round section during setting them in the internal ditches of cylindrical surfaces 10

Filipovich O.V., Kopp W.Ya. Estimation of the bottom border of incomplete production at two-parametrical selective assembling 16

Rapatskiy Yu. L., Lipka V.M. Research of influence of parameters of screw-thread reinforcing details for quality of assembling of machine-building wares 20

Zhitnikov Yu.Z., Vorkuyev D.S. Substantiation of design features and working out high-precision multi-spindle screwing devices a new class 28

Modern technologies in assembly

Semenov P.V., Tsvetkov Yu.B. Analysis of registration accuracy of multilayer printed circuit board layers alignment 32

Malyshev E.N., Bysov S.A. Substantiation of decision-making on concentration of processing and assembly operations on one machine-tool 41

Quality assurance. Testing. Monitoring

Lanshchikov A.V. Quality assurance operations assembling threaded connections . . 47

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; tsmm@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.
IZHEVSK
ABRAMOV I.V.
YAKIMOVICH B.A.
OSETROV V.G.
PITCHUGIN I.K.
KAZAN
ADGAMOV R.I.
KOVROV
ZHITNIKOV Yu.Z.
KOLOMNA
AMIROV Yu.D.
KOMSOMOLSK-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.
SEMENOV 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:
PARSHENKOVA L.D., GLIKMAN I.M.

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

© "Mashinostroenie Publishers", "Assembling in Mechanical Engineering and Instrument-Making", 2010

ПРОБЛЕМЫ МАШИНОСТРОЕНИЯ И ИХ ВЫСОКОЭФФЕКТИВНОЕ РЕШЕНИЕ

Под таким названием в МГТУ "Станкин" 21–22 октября 2010 г. прошел Международный семинар. Предлагаем вниманию наших читателей некоторые из представленных работ.

УДК 621.002:681.324

Е.Л. Первухина, *д-р техн. наук,* **В.В. Голикова,** *канд. техн. наук,* **Т.Л. Степанченко**
(Севастопольский национальный технический университет, Украина)
E-mail: elena@pervuh.sebastopol.ua

Информационные технологии в задачах выявления неисправных машиностроительных изделий в ходе приемосдаточных испытаний после сборки

Предложен алгоритм выявления неисправных машиностроительных изделий, программная реализация которого может быть равноценной составляющей информационной технологии оперативного анализа информации и принятия решений в автоматизированной системе приемосдаточных испытаний.

The algorithm to identify faulty machines is proposed. Its software realization could be important component of information technology for operative data processing and decision-making in the automated system of acceptance testing after assemblage.

Ключевые слова: машиностроительные изделия, приемосдаточные испытания, информационные технологии.

Key words: engineering products, acceptance testing, information technologies.

Эффективность приемосдаточных испытаний машиностроительных изделий, проводимых для проверки возможности их поставки заказчику, определяется эффективностью используемых ресурсов и достоверностью принимаемых решений. В России и Украине приемосдаточным испытаниям подвергается каждое выпущенное изделие, поэтому для обеспечения конкурентоспособности продукции задача повышения эффективности испытаний в условиях серийного производства особенно актуальна.

Повышение эффективности испытаний возможно путем снижения трудо-, материало-, фондо- и капиталоемкости испытаний, с одной стороны, и увеличения точности и достоверности результатов – с другой. Это, в первую очередь, может быть достигнуто совершенствованием технологии и методов управления испытаниями на базе новых информационных технологий и современных методов математического моделирования, ориентированных главным образом, исходя из целей испытаний, на оценку технического состояния изделий.

Теоретические и практические аспекты оценки состояния изделий на разных стадиях их жизненного цикла изучает техническая диагностика. К настоящему времени в этой области знаний существует большое количество работ [например, 1–5], раскрывающих разные подходы к диагностике разных изделий на основе физических принципов и математических моделей различной сложности. Однако практическое применение большинства из них в серийном производстве затруднено из-за высокой стоимости специализированного диагностического оборудования, ограниченного числа измеряемых в ходе приемосдаточных испытаний параметров и существующих ограничений на различные виды ресурсов.

Актуальность и сложность задачи анализа диагностических данных, в том числе при испытаниях изделий после сборки, подчеркивается многими исследователями и испытателя-

ми [6, 7]. Однако трудно назвать работы, содержащие научные основы производственных испытаний изделий машиностроения на базе новейших информационных технологий.

В работе предложен алгоритм выявления неисправных машиностроительных изделий, программная реализация которого может быть равноценной составляющей информационной технологии оперативного анализа информации и принятия решений в автоматизированной системе приемосдаточных испытаний.

Для достижения цели приемосдаточных испытаний решают задачи выявления, локализации и классификации производственных дефектов. Последняя необходима не только для устранения дефектов (не годные к эксплуатации изделия возвращают в сборочный цех для устранения неисправностей, а затем повторно испытывают), но и для определения "проблемных" звеньев в технологической цепочке. Основными причинами дефектов, например, погрешностей взаимного расположения поверхностей деталей или недостаточных (чрезмерных) усилий в резьбовых соединениях, в предположении отбраковки некачественных деталей на стадии контроля могут быть погрешности сборочного процесса. Параметры, отражающие связь и взаимодействие между элементами изделия и его функционирование в целом, называют структурными. Их размерность зависит от физической природы порождающего параметр явления.

Техническое состояние изделий определяется совокупностью основных структурных параметров. Их предельные величины обусловлены вероятностью производственных дефектов. Так, например, одним из главных показателей неисправности цилиндропоршневой группы двигателя внутреннего сгорания может быть предельный зазор в стыке компрессионного кольца, при котором компрессия становится ниже допустимой.

Прямое измерение структурных параметров собранных изделий ограничено или невозможно. Однако их диагностические параметры, характеризующие рабочие процессы, которые, в свою очередь, зависят от технического состояния, содержат необходимую диагностическую информацию [8–10]. Например, для карбюраторных двигателей внутреннего сгорания это мощность, удельный расход топлива, величина, скорость и ускорение вибраций, температура охлаждающей жидкости и отработавших газов, давление, концентрация в масле продуктов изнашивания. Взаимно однозначное соответствие между диагностическими признаками (параметрами) и состоянием испытуемых изделий не определено. Поэтому техническое состояние изделий оценивают по совокупности диагностических параметров и их качественным зависимостям от структурных параметров.

В ходе приемосдаточных испытаний измеренные значения диагностических параметров представляют нестационарные случайные процессы даже при работе изделий на установившихся режимах. Для исправных изделий комбинации нестационарных случайных процессов изменения основных диагностических параметров стационарны [12, 13]. При дефектах или поломках изделий, сопровождающихся отклонением значений структурных параметров от номинальных, меняются значения диагностических параметров. Они либо увеличиваются (для двигателей это – вибрации, расход топлива), либо уменьшаются (давление масла, мощность).

Стандартные характеристики функционирования изделий также отклоняются от номинальных, происходит разрушение статистических связей между параметрами [11, 14]. В этих случаях стационарных комбинаций нестационарных процессов изменения диагностических параметров не существует, связи между ними нарушаются. Однако такие ситуации должны быть отделены от тех, когда изменения вызваны только сменой режима работы изделия. В этих ситуациях статистические зависимости между параметрами не нарушаются.

Эти выводы позволили разработать алгоритм выявления неисправных испытуемых изделий, который может быть основой для организации процедуры принятия по результатам

испытаний решений о годности изделий к эксплуатации.

Любой случайный процесс есть функция некоторой случайной величины и времени. При наблюдении за случайными процессами в фиксированные промежутки времени получают временные ряды, т.е. выборки из последовательностей случайных величин [4]. При моделировании испытуемых изделий по реализации случайных значений диагностических параметров ищут многомерную модель, которая могла бы генерировать такую реализацию.

При таком подходе математическое описание случайных процессов представляет сумму нескольких составляющих в виде тренда, колебаний относительно тренда, периодических изменений и "нерегулярных" составляющих. В общем случае для разных типов случайных процессов существуют специальные методы моделирования. Анализ нестационарных процессов $X_{i,t}$ изменения диагностических параметров, например, карбюраторных двигателей внутреннего сгорания, показал необходимость перехода к стационарным процессам $\nabla X_{i,t} = X_{i,t} - X_{i,t-1} = (1 - U)X_{i,t}$. Здесь U – разностный оператор; i – номер измеряемого параметра; t – дискретное время.

Аналитическое описание новых стационарных процессов имеет вид:

$$\nabla X_{i,t} = \mu_0 + \sum_{j=1}^{p-1} \alpha_j \nabla X_{i,t-j} + \varepsilon_t, \qquad (1)$$

где ε_t – стационарный случайный процесс с нормальным распределением; μ_0, α_j – константы; p – количество значений параметров в предыдущие моменты времени.

Алгоритм эмпирического определения коэффициентов модели (1) подробно описан в работе [12] и реализован с использованием прикладного программного обеспечения RATS/CATS (ESTIMA). Структура моделей случайных процессов изменения диагностических параметров для исправных двигателей одинакова. Поэтому выдвигается гипотеза о наличии между процессами причинно-следственных зависимостей,

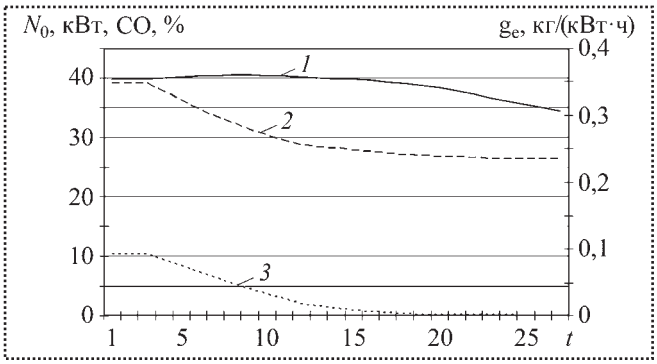


Рис. 1. Измерения параметров ДВС:
1 – эффективная мощность N_0;
2 – удельный расход топлива g_e;
3 – содержание СО в отработавших газах

которая проверяется построением модели векторной авторегрессии, связывающей текущие значения вектора основных диагностических параметров $x_t = \lfloor X_{1,t}, X_{2,t}, \ldots, X_{n,t} \rfloor'$ ($'$ – символ транспонирования) со своими прошлыми значениями:

$$x_t = A_0 + A_1 x_{t-1} + \ldots + A_p x_{t-1} + \varepsilon_t, \; t = 1, \ldots, T, \qquad (2)$$

где $A_j = (\alpha_{ik}(j))$;

$i, k = 1, \ldots, n, j = 1, \ldots, p$ – матрицы коэффициентов;

$\varepsilon_t = (\varepsilon_{1t}, \ldots, \varepsilon_{nt})^T$ – вектор ошибок оценивания.

Например, изменение вектора трех диагностических параметров карбюраторного двигателя: эффективной мощности двигателя N_0, удельного расхода топлива g_e и содержания СО в отработавших газах (рис. 1), связанных между собой корреляционными зависимостями (табл. 1), представляет многомерный нестационарный случайный процесс.

Таблица 1

Корреляционная зависимость между параметрами

Параметры	N_0, кВт	СО, %	g_e, кг/(кВт·ч)
N_0, кВт	1	0,556	0,554
СО, %	0,556	1	0,998
g_e, кг/(кВт·ч)	0,554	0,998	1

Параметры коррелированы, гипотеза о существовании причинно-следственной зависимости между ними проверена по указанному алгоритму. Зависимость имеет вид:

$$\hat{N}_{0_t} = -278{,}34 - 13{,}337\mathrm{CO}_t + 1315{,}625 g_{e_t}. \quad (3)$$

Здесь $\hat{N}_{0_t}$ обозначает эмпирическую оценку эффективной мощности, которая может быть получена по значениям других параметров.

Параметры N_0, g_e, CO содержат информацию о техническом состоянии кривошипно-шатунного механизма, цилиндропоршневой группы, системы зажигания и питания воздухом и топливом. Для исправного двигателя при изменении режима работы зависимость (2) сохраняется, эмпирические коэффициенты лежат в пределах 95 % доверительного интервала.

Различие технических состояний отражается в изменении вероятностных характеристик случайных процессов изменения диагностических параметров, которые, однако, не всегда заметны без специальной статистической обработки. Сравнение и анализ случайных процессов в случае возможных изменений отличается от анализа в отсутствие изменений [4, 5]. В свою очередь, вовремя не обнаруженное различие в вероятностных характеристиках эталонных и реальных случайных процессов может привести к ошибочным решениям, принимаемым по результатам испытаний. Прежде всего это объясняется неадекватностью моделей, построенных для исправных изделий, значениям диагностических параметров изделий с дефектами. Кроме того, резко снижается мощность тестов многомерного статистического анализа при проверке гипотез о типе процессов и наличии между ними стационарных линейных комбинаций.

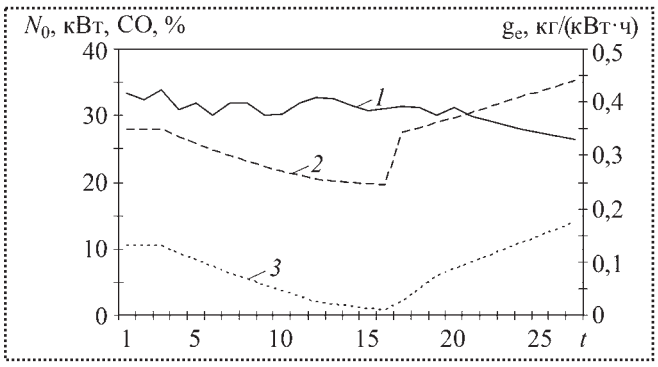


Рис. 2. Изменение параметров неисправного двигателя:
1 – эффективная мощность N_0;
2 – удельный расход топлива g_e;
3 – содержание CO в отработавших газах

Таблица 2

Вероятностные характеристики параметров

Двигатель	N_0, кВт		CO, %		g_e, кг/(кВт·ч)	
	m_i	σ_i^2	m_i	σ_i^2	m_i	σ_i^2
Исправный	38,865	3,351	3,241	14,385	0,269	0,002
Неисправный	30,623	3,654	6,727	15,965	0,331	0,004

Рассмотрим, например, как изменится характер и коэффициенты причинно-следственной зависимости (2) между параметрами при отклонении значений CO и g_e от номинальных значений при нарушении настройки карбюратора, например, холостого хода, или использовании некачественных свечей зажигания (рис. 2) [12].

Прежде всего, изменятся выборочные оценки вероятностных характеристик процессов (табл. 2): первого $m_i = \frac{1}{T}\sum_{t=1}^{T} X_{i,t}$ и второго $\sigma_i^2 = \frac{1}{T-1}\sum_{j=1}^{T}(X_{i,t} - m_i)^2$ моментов, а также коэффициенты корреляции (табл. 3).

Установление вида зависимостей между процессами возможно только для процессов одного типа, для которых переход к стационарным процессам достигается однократным (редко двукратным) применением разностного оператора. Поскольку стандартные тесты

Таблица 3

Корреляционная зависимость между параметрами неисправного изделия

Параметры	N_0, кВт	CO, %	g_e, кг/(кВт·ч)
N_0, кВт	1	–0,504	–0,652
CO, %	–0,504	1	0,868
g_e, кг/(кВт·ч)	–0,652	0,868	1

многомерного статистического анализа не учитывают возможные изменения вероятностных характеристик процессов, применяют специальные тесты [5], позволяющие определить типы процессов с учетом этих изменений. Результаты тестирования новых процессов изменения анализируемых параметров подтвердили гипотезу об отсутствии линейной стационарной зависимости между ними.

Таким образом, при наличии дефектов в двигателях, когда отклонения параметров функционирования от номинальных значений перестают быть случайными, происходит нарушение связей между параметрами.

Предлагаемый алгоритм выявления неисправных изделий в ходе приемосдаточных испытаний предполагает следующую последовательность шагов.

1. Переход от нестационарных процессов изменения диагностических параметров к стационарным.

2. Если установлено, что переход достигается однократным (двукратным) применением разностного оператора, обычным методом наименьших квадратов вычисляется регрессионная зависимость между процессами изменения параметров.

3. Проверяется независимость ошибок моделирования и стационарность последовательности ошибок.

4. При невозможности определения стационарных линейных комбинаций между процессами изменения параметров делается заключение о возможных неисправностях испытуемого изделия. Дополнительная экспертная проверка значений диагностических параметров снижает вероятность принятия неверного решения по результатам испытаний.

В общем случае могут меняться не только типы, но и среднее значение процесса, дисперсия, коэффициенты модели. В ходе испытаний обнаружение этих изменений по текущим наблюдениям за значениями диагностических параметров возможно на базе разработанных в последнее время алгоритмов последовательного анализа [2], когда случайные процессы анализируются после каждого нового наблюдения и принимается решение о наличии либо отсутствии изменения их свойств по сравнению с некоторым эталонным процессом.

Программная реализации алгоритма при соответствующей настройке моделей может быть использована не только для моделирования параметров автомобильных бензиновых двигателей различных модификаций, но и в качестве основы разработки информационных технологий производственных испытаний (приемосдаточных, контрольных) широкого класса сложных машиностроительных изделий.

Главное преимущество алгоритма и его программной реализации перед существующими связано с использованием упрощенных моделей на основе установления стационарных зависимостей между нестационарными случайными процессами изменения диагностических параметров изделий.

Библиографический список

1. **Адгамов Р.И., Берхеев М.М., Заляев И.А.** Автоматизированные испытания в авиастроении. – М.: Машиностроение, 1989. 160 с.

2. **Биктимиров Р.Л., Садыков И.Х, Хайруллин А.Х.** Математическое обеспечение автоматизированных систем исследований и испытаний ДВС. – М.: Машиностроение, 1995. 256 с.

3. **Воронин В.В.** Разработка и исследование концептуальной диагностической модели технических объектов: Дисс. ... д-ра техн. наук: 05.13.01,05.13.17, Хабаровск: Тихоокеанский государственный университет, 2007. 34 с.

4. **Гребенюк Е.А.** Методы анализа нестационарных временных рядов с неявными изменениями свойств // Автоматика и телемеханика, 2005. № 12. С. 3–30.

5. **Гребенюк Е.А.** Обнаружение изменений свойств нестационарных случайных процессов // Автоматика и телемеханика, 2003. № 12. С. 44–59.

6. **Загрутдинов Г.М.** Статистические методы повышения точности измерений в системах автоматизированного контроля и испытаний ГТД. – Казань: Изд-во Казанского ун-та, 2002. 200 с.

7. **Коломенцев А.И.** Метод локализации неисправностей двигателей летательных аппаратов на основе математических моделей // Авіаційно-космічна техніка і технологія, вип. 7 (42), 2003. С. 118–121.

8. **Методы** оптимизации испытаний и моделирование систем управления газотурбинными двигателями / Под. ред. В.Т. Дедеша. – М.: Машиностроение, 1990.

9. **Обработка** и анализ информации при автоматизированных испытаниях ГТД / Р.И. Адгамов и др. – М.: Машиностроение, 1987. 216 с.

10. **Павленко Е.А.** Статистические методы диагностирования технического состояния автомобильных транспортных средств // Автомобильная промышленность, 2009. № 7. С. 29–30.

11. **Первухина Е.Л., Осипов К.Н., Голикова В.В.** Контроль качества сборки машиностроительных изделий по диагностическим параметрам // Сборка в машиностроении, приборостроении, 2010. № 6. С. 14–20.

12. **Первухина Е.Л., Голикова В.В., Сопин П.К.** Оценка состояния машиностроительных изделий в ходе производственных испытаний после сборки // Сборка в машиностроении, приборостроении, 2009. № 10. С. 3–9.

13. **Первухина Е.Л., Голикова В.В., Степанченко Т.Л.** Организация оперативного анализа информации в системе поддержки принятия решений по результатам производственных испытаний машиностроительных изделий // Известия МГТУ "МАМИ", 2009. № 1 (7). С. 138–144.

14. **Первухина Е.Л., Степанченко Т.Л., Первухин А.В.** Информационные технологии в задачах оценки технического состояния машиностроительных изделий // Сборка в машиностроении, приборостроении, 2006. № 8. С. 44–48.

УДК 621.757.06

К.А. Хайбуллов, *канд. техн. наук (МГТУ "Станкин")*
E-mail: ka2011@mail.ru

Сборка уплотнительных соединений с использованием упругих прокладок

Изложен метод расчета, обеспечивающий сокращение числа групп компенсации, а следовательно, числа регулировочных пластин при использовании упругих прокладок в собираемых изделиях. Это особенно важно при автоматической сборке изделий, поскольку сокращение количества деталей уменьшает число исполнительных устройств, сокращает затраты на их изготовление и эксплуатацию ввиду повышения их надежности.

The method of calculation providing reduction of number of groups of indemnification, and consequently numbers of adjusting plates is stated, at use of elastic linings in collected products. It is especially important at automatic assemblage of products as reduction of number of details reduces number of actuation mechanisms. Expenses for their manufacturing and operation in view of increase of their reliability are reduced.

Ключевые слова: сокращение деталей, точность, регулирование, упругие прокладки.

Key words: reduction of details, accuracy, regulation, elastic linings.

Уплотнительные прокладки широко применяются в машиностроении для герметизации изделий. Их упругая податливость часто сопоставима с суммарной точностью составляющих звеньев размерной цепи, а их жесткость может быть подобрана согласно рабочим нагрузкам, действующим в размерной цепи, включающей уплотнение.

Автоматическую сборку соединений целесообразно осуществлять по методу регулировки с использованием подвижных или неподвижных компенсаторов. Если

$$u > \sum_{i=1}^{n-1} T_i, \qquad (1)$$

где u – осадка (упругая податливость прокладки);

T_i – допуск i-го звена;

n – число звеньев в размерной цепи, включая прокладку (см. рисунок),

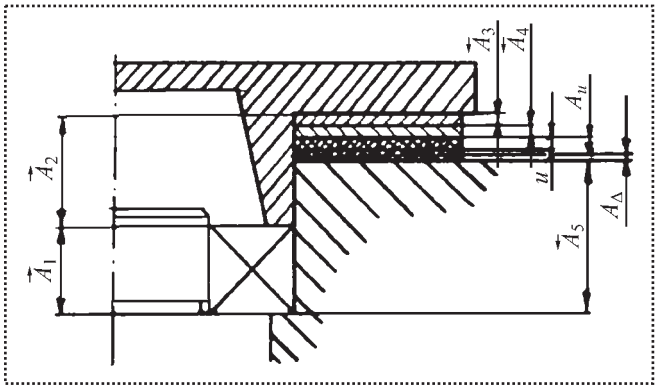
то регулировка возможна посредством затяжки прокладки в соединении.

При

$$u \le \sum_{i=1}^{n-1} T_i \qquad (2)$$

для регулировки и последующей затяжки необходимы компенсационные регулировочные прокладки, т.е. использование метода регулировки с применением неподвижных компенсаторов:

$$\sum_{i=1}^{n-1} T_i = T_к = K|u|, \qquad (3)$$



Размерные связи в изделии с использованием уплотнительной прокладки

где $T_к$ – величина компенсации, обеспечиваемая регулировочными прокладками;

K – часть усадки прокладки, служащей для компенсации колебания размеров соединяемых деталей.

Предельные отклонения без учета звена компенсатора:

$$\text{ВО} = \sum_{i=1}^{i=k} \overrightarrow{\text{ВО}}_i - \sum_{i=k+1}^{m-2} \overleftarrow{\text{НО}}_i - |u|, \qquad (4)$$

$$\text{НО} = \sum_{i=1}^{i=k} \overrightarrow{\text{НО}}_i - \sum_{i=k+1}^{m-2} \overleftarrow{\text{ВО}}_i, \qquad (5)$$

где ВО_i, НО_i – верхнее и нижнее отклонения i-го составляющего звена;

ВО, НО – верхнее и нижнее отклонения замыкающего звена.

Число групп компенсации

$$N = \frac{T_к}{T_\Delta - T_{комп}} + 1, \qquad (6)$$

где T_Δ, $T_{комп}$ – допуски соответственно замыкающего и компенсационного звеньев размерной цепи.

Для обеспечения необходимого натяга в соединении для достижения герметизации необходимо также, чтобы между торцами крышки и базовой детали (корпуса) был гарантированный зазор, превышающий по величине толщину упругой прокладки. Для этого сумма наименьших размеров увеличивающих звеньев размерной цепи должна быть больше суммы наибольших размеров ее уменьшающих звеньев, включая толщину S упругой прокладки:

$$\sum_{i=1}^{i=k} \vec{A}_i - \sum_{i=k+1}^{m-2} \overleftarrow{A}_i + S; \qquad (7)$$

$$\sum_{i=1}^{i=k} \vec{A}_i - \sum_{i=k+1}^{m-2} \overleftarrow{A}_i = S - u, \qquad (8)$$

где A_i – размер увеличивающего i-го звена размерной цепи;

k – k-е звено размерной цепи.

Например, нужно определить число компенсаторов, если ширина подшипника $25_{-0,01}$ мм, выступ крышки $10^{+0,1}$ мм и глубина расточки отверстия в корпусе $32^{+0,1}$ мм. Толщина компенсационных пластин 0,05±0,005 мм, упругой прокладки – 3 мм с осадкой 0,2 мм.

Решение:

24,99 + 9,9 = 34,89 мм (наименьшее);

25,0 + 10,0 = 35,0 мм (наибольшее);

$32{,}1 + 3_{-0,2} + 0{,}05 = 34{,}95$ мм;

34,95 – 34,89 = 0,06 мм.

Таким образом, для обеспечения сборки соединения методом регулировки с использованием упругой прокладки, обеспечивающей герметизацию, потребуется одна компенсационная прокладка толщиной $0{,}05_{-0,005}$ мм при деталях с предельными наиболее неблагоприятными линейными размерами. В остальных случаях компенсационная прокладка вовсе не нужна, так как компенсация будет осуществляться за счет упругих свойств прокладки.

Для автоматической сборки соединения деталей потребуется установка для свинчивания и затяжки крепежных деталей с целью поджатия торцом крышки упругой прокладки, обеспечивающей герметизацию соединения. Величина затяжки крепежных деталей зависит от осевой рабочей нагрузки, воздействующей через подшипники на крышку и болты (винты, шпильки, гайки) их крепления. При этом крепежные детали подвергаются растяжению.

При сборке изделий для предотвращения нарушения их работоспособности в процессе эксплуатации необходимо произвести затяжку всех крепежных деталей с крутящим моментом, обеспечивающим создание момента сопротивления $M_с$ [1]:

$$\Sigma M_с = \Sigma M_р + M_т,$$

где $\Sigma M_р$ – сумма моментов сопротивления по резьбовым поверхностям деталей;

$M_т$ – момент сопротивления по торцам крышки и крепежных деталей (болтов, гаек).

Действующие осевые рабочие нагрузки с учетом коэффициента запаса позволяют выбрать число крепежных деталей, их размеры и глубину ввинчивания в корпусную деталь, а также крепежную резьбу для соединяемых деталей. Если выбор уже сделан конструктором, то провести проверку, в том числе на возможность среза и смятия резьбы у деталей в процессе затяжки.

В условиях автоматизированного производства предпочтительно использовать метод регулировки с использованием подвижного компенсатора, а если это невозможно – то с применением неподвижных компенсаторов.

Обеспечить необходимую величину компенсации можно посредством затяжки резьбовыми деталями. Глубина ввинчивания винтов определяется материалами и размерами сопрягаемых деталей, а также величиной компенсации. Это позволяет определить размеры крепежных резьбовых деталей в зависимости от усадки прокладок.

Достоверность вышеизложенного подтверждена экспериментами.

Библиографический список

1. **Кулаков Г.А., Гусева И.А., Житников Ю.З., Рыльцев И.К.** Автоматизация и механизация серийной сборки изделий. –М.: Янус-К, 2003. 324 с.

УДК 621.757

А.Ю. Тараховский *(Севастопольский национальный технический университет, ул. Университетская, 33, Севастополь, Украина, 99053)*
E-mail: atarahovsky@rambler.ru

Способы деформации уплотнительных колец круглого сечения при установке их во внутренние канавки цилиндрических поверхностей

Рассмотрены возможные способы деформирования резинового уплотнительного кольца при его установке во внутреннюю канавку цилиндрической поверхности. Приведены функции, описывающие форму деформированного резинового уплотнительного кольца при его деформации в четырех точках.

The possible methods of deformation of rubber ring are considered during its setting in the internal ditch of cylindrical surface. Functions describing the form of the deformed rubber ring are resulted, during its deformation in four points.

Ключевые слова: деформация, резиновое уплотнительное кольцо, внутренняя канавка цилиндрической поверхности, метод Ритца, упругая линия деформированного кольца, тригонометрические полиномы.

Key words: deformation, rubber sealing ring, internal flute of a cylindrical surface, Ritz method, elastic line of the deformed ring, trigonometrical polynoms.

Одной из основных причин негерметичности уплотнительных устройств является повреждение уплотнительного кольца при сборке. Треть объема брака возникает по этой причине [1].

Технологический процесс сборки в общем случае включает следующие этапы (рис. 1, ветвь 1): загрузка собираемых деталей, ориентирование, транспортирование, питание, базирование, сопряжение и выгрузка собранного узла [2]. Применительно к сборке узлов с уплотнительными кольцами они не представляют технической сложности и реализуются с использованием известных механизмов и устройств [2, 3]. Подробного рассмотрения требует этап сопряжения. Соотношение размеров (диаметров) сопрягаемых поверхностей узла таково, что кольцо необходимо деформировать. Эластичность позволяет обеспечить изменение габаритов и, в ряде случаев, формы.

Монтаж колец во внутренние канавки является трудоемкой операцией и выполняется в основном вручную простейшим инструмен-

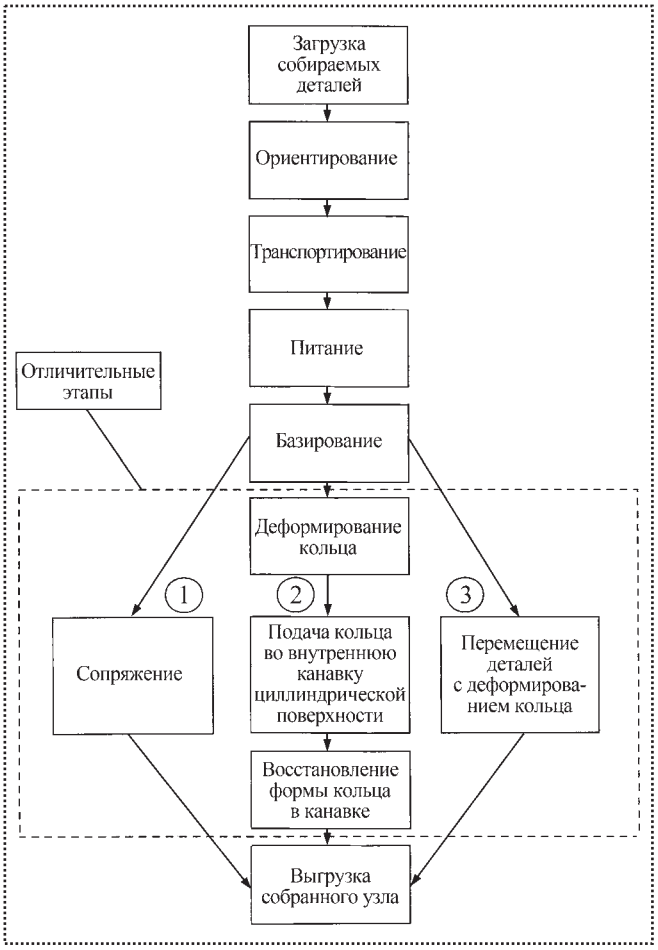


Рис. 1. Технологический процесс сборки

том, например, с помощью отверток прямых или с отогнутым под углом в 90° концом. Если диаметр цилиндра достаточно велик, то инструмент не применяют. Для упрощения монтажа колец используют цилиндрические оправки-ограничители, которые заводят в цилиндр со стороны, противоположной подаче кольца. Все это приводит к повреждению поверхностей и уплотнительных колец, к их скручиванию и разрыву.

Известны и более совершенные способы и средства сборки уплотнительных соединений. Большая часть устройств основана на принципе проталкивания уплотнительного кольца сквозь конусную оправку (а.с. №1273228) либо вместо конусной оправки используют саму базовую деталь (а.с. № 1618564).

Недостатком описанных конструкций является то, что при установке уплотнительное кольцо контактирует с поверхностью конусной оправки и базовой детали, что может привести к перекосу или закручиванию кольца, а в итоге – к его ускоренному изнашиванию и выходу из строя. Наличие в устройствах рычагов и пуансона, захватывающих уплотнительное кольцо и подающих его в отверстие базовой детали, прижимая к конусной оправке (базовой детали), может привести к защемлению кольца между рычагами (пуансоном) и конусной оправкой (базовой деталью), а это приведет к деформации поперечного сечения кольца, что влечет за собой снижение качества собираемого изделия. При обратном ходе рычагов (пуансона) за счет сил трения между их поверхностями и уплотнительным кольцом в совокупности с упругими свойствами последнего может произойти выдергивание края кольца из канавки базовой детали, что приводит к ненадежной сборке.

Для монтажа во внутреннюю канавку базовой детали уплотнительное кольцо необходимо предварительно деформировать таким образом, чтобы радиус описанной окружности деформированной формы вписывался в цилиндрическую ограничивающую поверхность (ЦОП) базовой детали. Процесс сопряжения разделяют на три этапа:

– деформирование уплотнительного кольца;

– подача к канавке базовой детали;

– восстановление деформированной формы кольца в канавке (собственно сопряжение уплотнительного кольца с канавкой базовой детали).

Эти этапы могут быть совмещены в один или производиться последовательно.

Деформация кольца должна быть проведена перед или, по крайней мере, совместно с его подачей к канавке. В процессе сборки нагрузки на кольцо разнообразны и представляют собой совокупность сил, различно ориентированных в пространстве. Деформировать уплотнительное кольцо можно как в плоскости, так и в пространстве. Существует комбинированная (последовательная) деформация, когда

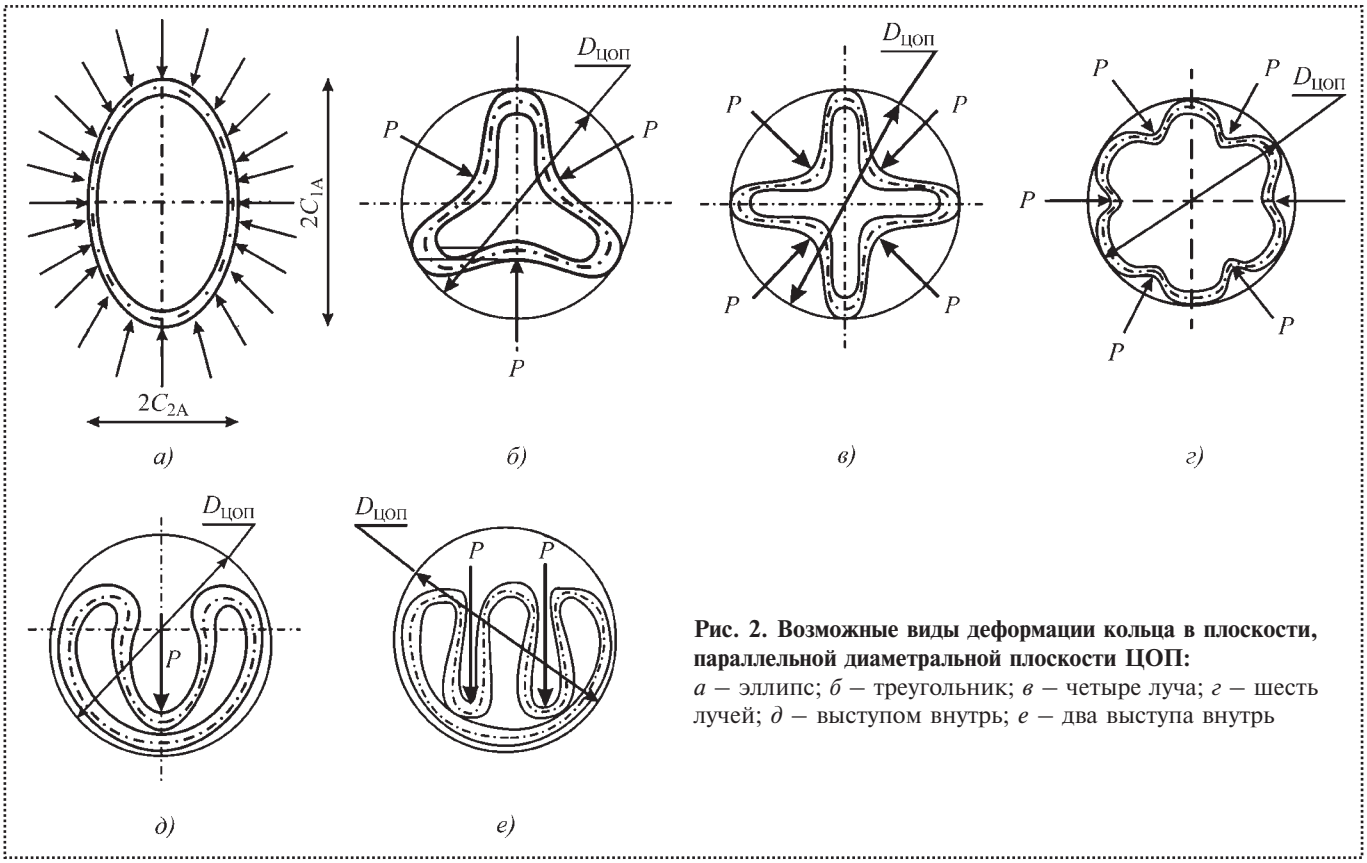


Рис. 2. Возможные виды деформации кольца в плоскости, параллельной диаметральной плоскости ЦОП:
а – эллипс; *б* – треугольник; *в* – четыре луча; *г* – шесть лучей; *д* – выступом внутрь; *е* – два выступа внутрь

кольцо деформируется сначала в плоскости, а затем в пространстве.

Рассмотрим возможные виды деформации уплотнительного кольца круглого сечения. Наиболее простой из них – деформация в диаметральной плоскости ЦОП – эллипс с большой $2C_{1A}$ и малой $2C_{2A}$ осями (рис. 2, *а*). Кольцо при этом испытывает наименьшие изгибные деформации. При этом должно выполняться условие:

$$2C_{1A} = \sqrt{D_{ЦОП}^2 + L_{ЦОП}^2} - d_2;$$
$$2C_{2A} = D_{ЦОП} - d_2,$$

где $D_{ЦОП}$ и $L_{ЦОП}$ – диаметр и длина ЦОП;
d_2 – диаметр сечения кольца.

Длина S эллипса при заданном $D_{ЦОП}$ зависит от $L_{ЦОП}$. В виде эллипса кольцо может быть вписано только при условии, что $S \geq S_а^{кр}$, где $S_а^{кр} = 2\pi R$ – критическая длина деформированного кольца.

Распределенной в плоскости кольца равномерной нагрузкой уменьшить его габаритные размеры невозможно. При равномерном сжатии, для того чтобы кольцо вписать в ЦОП, деформация кольца должна составлять

$$\varepsilon_а \approx \frac{2d_2}{d_1 + d_2},$$

где d_1 – наружный диаметр кольца.

Обеспечить вписание формы, деформируя кольцо в плоскости, параллельной диаметральной плоскости ЦОП, можно лишь, создавая кольцу большие прогибы (рис. 2, *б–е*). Такая деформация сложнее и предполагает большие перемещения отдельных участков кольца с образованием ветвей. Изгибные деформации остаются малыми, однако перемещения отдельных участков – большие. Деформация в плоскости достигается нагрузками, приложенными внутри кольца и снаружи. При этом возможны как симметричные, так и асимметрич-

ные формы расположения ветвей упругой линии. Для симметричных число наружных и внутренних нагрузок одинаково и равно числу ветвей, для асимметричных число нагрузок, приложенных снаружи кольца, на единицу меньше.

Увеличение количества нагрузок, воздействующих на кольцо снаружи, а значит и увеличение ветвей деформированной формы резко снижает надежность процесса сборки, так как только эти нагрузки могут оказаться расположенными между поверхностью кольца и ЦОП. Поэтому при одинаковых условиях уменьшения габаритных размеров кольца всегда следует стремиться к максимальному сокращению количества нагрузок, т.е. числа ветвей.

При деформации в пространстве кольцо может принимать как устойчивую, так и не устойчивую форму. Первую можно придать воздействием на весьма малый участок кольца. При повороте одного из его поперечных сечений на угол $2\pi\pm\pi/20$ кольцо приобретает устойчивую эллипсоидную форму и в одном измерении значительно уменьшается габаритный размер (рис. 3). При этом деформированная форма может оказаться устойчивой. В таком виде кольцо можно хранить, накапливать и передавать к месту последующей сборки.

На рис. 4 изображены возможные виды устойчивой пространственной деформации кольца.

В условиях автоматизированной сборки для эффективного уменьшения габаритных размеров уплотнительного кольца при его установке во внутреннюю канавку цилиндрической поверхности наиболее удобно деформировать его в плоскости, создавая большие прогибы. Такой способ деформирования позволяет наиболее простыми средствами привести кольцо в состояние, пригодное для его ввода в зону сборки без контакта с поверхностью уплотняемой базовой детали, осуществить в дальнейшем сопряжение уплотнительного кольца с зазором и избежать при этом установки его в закрученном состоянии.

Рис. 3. Пространственная деформация кольца

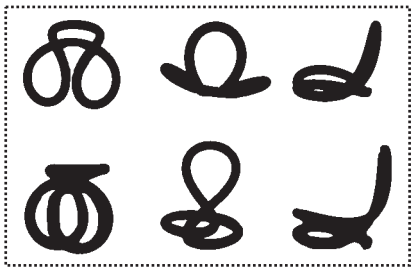


Рис. 4. Виды устойчивой пространственной деформации кольца

Неизвестные функции, описывающие деформацию уплотнительного кольца, будем искать с использованием условия минимума функционалов. Такой подход позволяет применить ряд эффективных методов для определения неизвестных функций [4]. Плоские деформированные формы, вписанные в ограничивающую поверхность с диаметром сечения $D_{ЦОП}$, при уменьшении габаритных размеров по рис. 2 могут быть найдены минимизацией потенциальной энергии деформации.

Для определения формы деформированного кольца необходимо знать координаты множества точек, определяющих упругую линию L деформированного кольца. Форма упругой линии кольца в параметрическом виде

$$x = f_1(S); \quad y = f_2(S), \qquad (1)$$

где S – длина дуги кольца, отсчитанная от некоторой начальной точки.

Точное решение дифференциальных уравнений, описывающих упругую линию деформированного кольца, невозможно [5]. Для решения можно использовать приближенные методы, одним из наиболее универсальных является метод Ритца, характеризующийся сравнительно небольшой трудоемкостью. Данный метод включает ряд операций, выполняемых в следующей последовательности:

– составляем функционал П потенциальной энергии деформации, содержащий искомые функции и их производные;

– выбираем координатные функции $\varphi_k(S)$, так чтобы удовлетворить граничным условиям задачи;

– координатные функции подставляем в приближенные решения:

$$f_1(S)=\sum a_k\varphi_k(S);\ f_2(S)=\sum b_k\varphi_k(S), \qquad (2)$$

где a_k, b_k – неопределенные коэффициенты;

– выражение (2) подставляем в функционал П, после чего он становится функцией неопределенных коэффициентов a_k, b_k:

$$\Pi=\Phi(a_k,\ b_k); \qquad (3)$$

– неизвестные a_k и b_k определяем из системы:

$$\partial\Pi/\partial a_k=0;\ \partial\Pi/\partial b_k=0. \qquad (4)$$

Это условие вытекает из минимума функции П.

Воспользуемся методом Ритца для определения формы деформированного кольца.

Был составлен функционал П потенциальной энергии деформации, содержащий искомые функции (1) и их производные. После ряда преобразований получаем в безразмерном виде

$$\Pi=\int_0^{2\pi}\left[\left(\frac{x'y''-x''y'}{(x'^2+y'^2)^{3/2}}+1\right)^2+\right.$$
$$\left.+\frac{16}{\nu}(\sqrt{x'^2+y'^2}-1)^2\right]dS, \qquad (5)$$

где x', y', x'', y'' – соответственно первая и вторая производные абсциссы и ординаты упругой линии S кривой;

$\nu=\dfrac{2d_2^*}{d_1+d_2^*}$ – геометрический параметр уплотнительного кольца;

d_1 – внутренний диаметр уплотнительного кольца;

d_2^* – диаметр окружности, описанной вокруг сечения кольца.

Для использования вариационного метода Ритца искомые функции (1) необходимо заменить приближенными выражениями, так чтобы каждое из них удовлетворяло граничным условиям.

Определим граничные условия при плоскостной деформации кольца в виде четырехлучевой звезды. Расчетная схема имеет две оси симметрии, следовательно, можно рассматривать только одну четверть кольца. Из рис. 2 видны следующие граничные условия:

$$x(0)=0;\ \ y(\pi R/2)=0;\ \ y'(0)=0, \qquad (6)$$

где $y'=\partial y/\partial S$.

На рис. 2 представлен общий вид зависимостей $x=f_1(S)$; $y=f_2(S)$ с соответствующей им формой упругой линии кольца при его последовательном деформировании, т.е. с функцией $y=F(x)$. Форма упругой линии, показанная в координатах XOY (рис. 5), зависит от положения деформирующих упоров *1* с координатами $x(1)$ и $y(1)$, *2* с координатами $x(2)$ и $y(2)$, и *3* с координатами $x(3)$ и $y(3)$, причем: $x(1)=0$; $y(1)=y_1=B_1$; $x(3)=x_1=B_1$; $y(3)=0$; $x(2)=B_2$; $y(2)=B_2$.

Поэтому форма деформированного кольца заданного радиуса средней линии определяется значениями B_1 и B_2, изменение которых приводит к изменению общего вида зависимостей (1). Их графический анализ (см. рис. 5) показывает, что на всех стадиях деформирования кольца имеет место ряд общих признаков. Так, обе функциональные зависимости являются периодическими с периодом $T=2\pi R$, причем одна из них нечетная (кривая $x=f_1(S)$), вторая – четная ($y=f_2(S)$).

Эти кривые должны хорошо описываться тригонометрическими полиномами. Выберем координатные функции (1) в виде тригонометрических, удовлетворяющих граничным условиям (6). Тогда упругая линия кольца, задаваемая выражением (1), может быть представлена в виде:

$$x(S)=\sum_{i=1}^{n}a_i\sin(iS);\ \ y(S)=\sum_{i=0}^{n}b_i\cos(iS), \qquad (7)$$

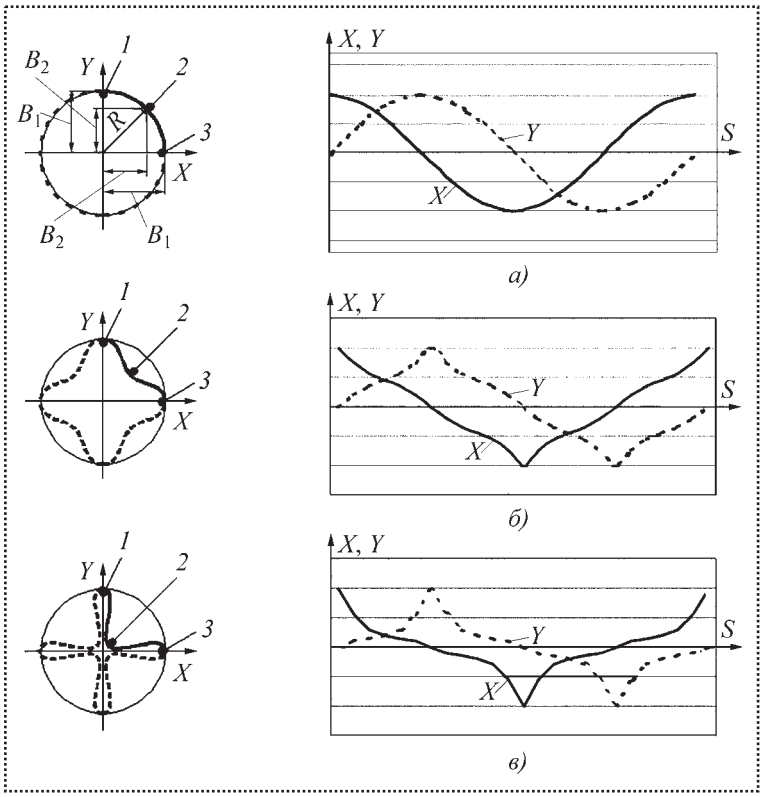


Рис. 5. Общий вид зависимостей координат *X* и *Y* от длины *S* участка кольца:
а – при недеформированном кольце;
б – при деформированном до создания четырехлучевой звезды;
в – при деформированном кольце (четырехлучевая звезда)

где a_i, b_i – коэффициенты полиномов, подлежащие определению;

i – порядковый номер;

n – степень полинома.

Для получения упругой линии деформированного кольца минимизируем функционал П, зависящий от величин $a_2...a_n$, $b_2...b_n$ и S_1 – длины дуги упругой линии, отсчитанной от точки касания упора *1* до точки касания упора *2* с кольцом. Параметры $a_2...a_n$, $b_2...b_n$ и S_1 являются варьируемыми. Для достижения минимума функционала (5) необходимо выполнение условий:

$$\frac{\partial \Pi}{\partial a_i}=0;\ \frac{\partial \Pi}{\partial b_j}=0;\ \frac{\partial \Pi}{\partial S_1}=0,\ i=\overline{2,\ n}. \qquad (8)$$

Система нелинейных алгебраических уравнений может быть решена методом Ньютона. Начальные приближенные значения коэффициентов a_i, b_i и длину S_1 дуги можно найти следующим образом. Производим деформацию реального уплотнительного кольца и рассматриваем его упругую форму в прямоугольной системе координат *XOY*. Получается некоторое множество {*X*} и {*Y*} координат, через которые проходит экспериментальная кривая – упругая линия деформированного кольца. Далее находим начальные приближения для искомых параметров по методу наименьших квадратов. Затем найденные значения коэффициентов подставляем в функционал (5), после чего решаем систему (8).

Координаты точек упругой линии вычисляем по формулам:

$$x_m=\sum_{i=1}^{n}a_i\sin(iS_m);\ \ y_m=\sum_{i=1}^{n}b_i\cos(iS_m), \qquad (9)$$

где $S_m=\dfrac{m}{m_0}$; m = 1, 2, 3, ..., m_0.

Вывод

Точное решение дифференциальных уравнений, описывающих упругую линию деформированного кольца, невозможно, однако для решения можно использовать известные приближенные методы, например, метод Ритца. Доказано, что при плоскостной деформации кольца в виде четырехлучевой звезды координатные функции, удовлетворяющие граничным условиям задачи, можно представить в виде тригонометрических полиномов.

Библиографический список

1. **Кондаков Л.А.** Уплотнения гидравлических систем. – М.: Машиностроение, 1972. 240 с.

2. **Автоматизация** сборочных процессов в машиностроении / Под общ. ред. В.И. Дикушина. — М.: Наука, 1979. 178 с.

3. **Гусев А.А.** Автоматизация сборочных работ. — М., 1975.

4. **Шерешевский А.Н.** Опыт автоматизации сборки уплотнительных соединений в условиях мелкосерийного производства. – Киев: Общество "Знание" Украины, 1989. 24 с.

5. **Лавендэл Э.Э.** Расчет резинотехнических изделий. М.: Машиностроение, 1976. 232 с.

УДК 621.717:621.88

О.В. Филипович, *доц., канд. техн. наук,* **В.Я. Копп,** *проф., д-р техн. наук*
(Севастопольский национальный технический университет,
ул. Университетская, 33, Севастополь, Украина, 99053)
E-mail: phiol@ukr.net v_kopp@mail.ru

Оценка нижней границы незавершенного производства при двухпараметрической селективной сборке

Предложена методика оценки нижней границы незавершенного производства при селективной сборке по двум параметрам. Приведены результаты моделирования.

The technique of an estimation of the bottom border of an incomplete production at two-parametrical selective assembling is offered. The results of modelling are given.

Ключевые слова: граничная оценка, двухпараметрическая селективная сборка, незавершенное производство, случайная величина.

Key words: boundary estimation, two-parametrical selective assembling, incomplete production, random variable.

При управлении процессом селективной сборки изделий в машино- и приборостроении и использовании в качестве одного из критериев минимального количества незавершенного производства необходимо знать его граничную оценку. Определение нижней границы незавершенного производства для однопараметрического комплектования двух деталей было подробно рассмотрено в работе [1]. Цель данной работы – получение оценки указанного выше показателя для случая двухпараметрической селективной сборки двух деталей. Для этого рассматривается процесс их комплектования одновременно по двум параметрам, обозначаемым X_i и Y_i (i = 1, 2). Данные параметры являются случайными величинами (в общем случае – зависимыми), их совокупность имеет двумерные плотности распределения $f_1(x, y)$ и $f_2(x, y)$ для каждой из деталей соответственно.

Предполагается:

1) указанные случайные величины ограничены конечными пределами (допусками) и имеют конечные начальные и центральные моменты как минимум первых двух порядков;

2) допускаемые пределы изменения значений случайных величин двух деталей равны между собой (это означает попарное равенство допусков соответствующих параметров: $TX_1 = TX_2$, $TY_1 = TY_2$, i = 1, 2);

3) произошла предварительная отбраковка деталей и значения соответствующих параметров полностью лежат в допустимых областях ($X_i \in [X_{i\min}, X_{i\max}]$, $Y_i \in [Y_{i\min}, Y_{i\max}]$, i = 1, 2);

4) данные случайные величины имеют симметричные пределы с центром в начале координат. В общем случае этого добиваются переносом начала координат в середину конечного интервала, т.е. преобразованиями исходных величин вида

$$X_i' = X_i - \frac{1}{2}(\underline{\alpha}_i + \overline{\alpha}_i), \quad Y_i' = Y_i - \frac{1}{2}(\underline{\beta}_i + \overline{\beta}_i),$$

где $\underline{\alpha}_i$, $\overline{\alpha}_i$, $\underline{\beta}_i$, $\overline{\beta}_i$ – нижние и верхние пределы изменения исходных случайных величин.

В конечном итоге, учитывая предположения 2 и 4, считаем, что сопрягаемые параметры имеют симметричные равные пределы допустимых значений [–α, α] и [–β, β] соответственно. При использовании предположения 2 получаем

$$\int_{-\alpha}^{\alpha}\int_{-\beta}^{\beta} f_1(x, y)\,dx\,dy = 1;$$

$$\int_{-\alpha}^{\alpha}\int_{-\beta}^{\beta} f_2(x,\ y)dxdy = 1.$$

Примером селективной сборки одновременно по двум параметрам может служить случай сборки распылителей форсунок дизельных двигателей по диаметральному зазору между иглой и отверстием в корпусе распылителя и ходу иглы [2]. Схема подобного комплектования приведена на рис. 1.

В данной схеме использованы условные графические обозначения, предложенные в работе [2]: кружок соответствует отдельной детали, цифра в кружке – номеру детали, каждая линия, выходящая из кружка и заканчивающаяся черточкой – одному из параметров.

Вероятность получения незавершенного производства при комплектовании по указанной схеме без разбиения деталей на селективные группы с учетом введенных ранее допущений можно определить по формуле

$$P = \int_{-\alpha}^{\alpha}\int_{-\beta}^{\beta} |f_1(x,\ y) - f_2(x,\ y)|dxdy =$$

$$= \int_{-\alpha}^{\alpha}\int_{-\beta}^{\beta} |\Delta(x,\ y)|dxdy.$$

Математическая формулировка задачи получения нижней границы незавершенного производства выглядит следующим образом: найти

$$\min Z = \left\{ \int_{-\alpha}^{\alpha}\int_{-\beta}^{\beta} |\Delta(x,\ y)|dxdy \right\} \qquad (1)$$

при ограничениях, в качестве которых принимаются:

– условия нормирования

$$\int_{-\alpha}^{\alpha}\int_{-\beta}^{\beta} f_1(x,\ y)dxdy = 1; \qquad (2)$$

$$\int_{-\alpha}^{\alpha}\int_{-\beta}^{\beta} f_2(x,\ y)dxdy = 1, \qquad (3)$$

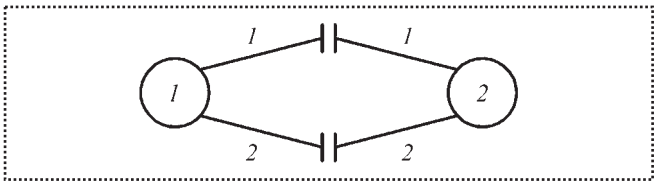


Рис. 1. Схема двухпараметрического комплектования и сборки двух деталей

– начальные моменты первого порядка (математические ожидания m_{1x}, m_{1y}, m_{2x}, m_{2y})

$$\int_{-\alpha}^{\alpha}\int_{-\beta}^{\beta} xf_1(x,\ y)dxdy = m_{1x}; \qquad (4)$$

$$\int_{-\alpha}^{\alpha}\int_{-\beta}^{\beta} yf_1(x,\ y)dxdy = m_{1y}; \qquad (5)$$

$$\int_{-\alpha}^{\alpha}\int_{-\beta}^{\beta} xf_2(x,\ y)dxdy = m_{2x}; \qquad (6)$$

$$\int_{-\alpha}^{\alpha}\int_{-\beta}^{\beta} yf_2(x,\ y)dxdy = m_{2y}, \qquad (7)$$

– центральные моменты второго порядка (дисперсии D_{1x}, D_{1y}, D_{2x}, D_{2y} и ковариации K_{1xy}, K_{2xy})

$$\int_{-\alpha}^{\alpha}\int_{-\beta}^{\beta} (x - m_{1x})^2 f_1(x,\ y)dxdy = D_{1x}; \qquad (8)$$

$$\int_{-\alpha}^{\alpha}\int_{-\beta}^{\beta} (y - m_{1y})^2 f_1(x,\ y)dxdy = D_{1y}; \qquad (9)$$

$$\int_{-\alpha}^{\alpha}\int_{-\beta}^{\beta} (x - m_{2x})^2 f_2(x,\ y)dxdy = D_{2x}; \qquad (10)$$

$$\int_{-\alpha}^{\alpha}\int_{-\beta}^{\beta} (y - m_{2y})^2 f_2(x,\ y)dxdy = D_{2y}; \qquad (11)$$

$$\int_{-\alpha}^{\alpha}\int_{-\beta}^{\beta} (x - m_{1x})(y - m_{1y}) f_1(x,\ y)dxdy = K_{1xy}; \qquad (12)$$

$$\int_{-\alpha}^{\alpha}\int_{-\beta}^{\beta}(x-m_{2x})(y-m_{2y})f_2(x,\ y)dxdy=K_{2xy}. \quad (13)$$

Вычитая попарно каждое четное ограничение из нечетного в выражениях (2)...(13) и проведя несложные преобразования, сведем поставленную задачу к следующей: найти минимум (1) при ограничениях

$$\int_{-\alpha}^{\alpha}\int_{-\beta}^{\beta}\Delta(x,\ y)dxdy=0; \quad (14)$$

$$\int_{-\alpha}^{\alpha}\int_{-\alpha}^{\alpha}\int_{-\beta}^{\beta}(x+y)\Delta(x,\ y)dxdy=M; \quad (15)$$

$$\int_{-\alpha}^{\alpha}\int_{-\alpha}^{\alpha}\int_{-\beta}^{\beta}(x^2+y^2)\Delta(x,\ y)dxdy=D; \quad (16)$$

$$\int_{-\alpha}^{\alpha}\int_{-\beta}^{\beta}xy\Delta(x,\ y)dxdy=K, \quad (17)$$

где $M = m_{1x} + m_{1y} - m_{2x} - m_{2y}$; $D = D_{1x} + D_{1y} - D_{2x} - D_{2y} + m_{1x} + m_{1y} - m_{2x} - m_{2y}$; $K = K_{1xy} - K_{2xy} + m_{1x}m_{1y} - m_{2x}m_{2y}$.

Решение поставленной задачи найти в аналитическом виде затруднительно. Для получения приближенной оценки воспользуемся известным критерием и заменим функционал (1) функционалом вида

$$\int_{-\alpha}^{\alpha}\int_{-\beta}^{\beta}\Delta^2(x,\ y)dxdy. \quad (18)$$

В итоге требуется найти минимум (18) при ограничениях (14)...(17).

Поставленная задача является вариационной задачей на условный экстремум с интегральными ограничениями. Применяя правило множителей, можно вместо исследования на условный экстремум функционала (18) при наличии связей (14)...(17) исследовать на безусловный экстремум функционал [3]:

$$\int_{-\alpha}^{\alpha}\int_{-\beta}^{\beta}[\Delta^2(x,\ y)+\Delta(x,\ y)(\lambda_1+\lambda_2(x+y)+ +\lambda_3(x^2+y^2)+\lambda_4 xy)]dxdy. \quad (19)$$

Составляя для (19) уравнение Эйлера и решая его относительно $\Delta(x)$, получаем:

$$\Delta(x,\ y)=-\frac{1}{2}(\lambda_1+\lambda_2(x+y)+ +\lambda_3(x^2+y^2)+\lambda_4 xy). \quad (20)$$

Постоянные $\lambda_1...\lambda_4$ определим, подставив (20) в изопериметрические условия и получив систему уравнений

$$\frac{1}{3}\lambda_3(\alpha^2+\beta^2)+\lambda_1=0;$$

$$-\frac{2}{3}\lambda_2\alpha\beta(\alpha^2+\beta^2)=M;$$

$$-2\lambda_3\alpha\beta\left(\frac{1}{5}\beta^4+\frac{2}{9}\alpha^2\beta^2+\frac{1}{5}\alpha^4\right)-\frac{2}{3}\lambda_1\alpha\beta(\alpha^2+\beta^2)=D;$$

$$-\frac{2}{9}\lambda_4\alpha^3\beta^3=K.$$

Отсюда

$$\lambda_1=\frac{15(\alpha^2+\beta^2)D}{8\alpha\beta(\alpha^4+\beta^4)};$$

$$\lambda_2=-\frac{3M}{2\alpha\beta(\alpha^2+\beta^2)};$$

$$\lambda_3=-\frac{45D}{8\alpha\beta(\alpha^4+\beta^4)};$$

$$\lambda_4=-\frac{9K}{2\alpha^3\beta^3}.$$

Приведем примеры получения оценок при различных исходных данных, в качестве которых используются значения соответствующих математических ожиданий, дисперсий и ковариаций.

Пример 1. Случайные величины, образующие систему, считаем зависимыми.

Исходные данные: $\alpha = \beta = 1$; $m_{1x} = m_{1y} = m_{2x} = m_{2y} = 0$; $D_{1x} = 0{,}0025$; $D_{1y} = 0{,}0004$; $D_{2x} =$

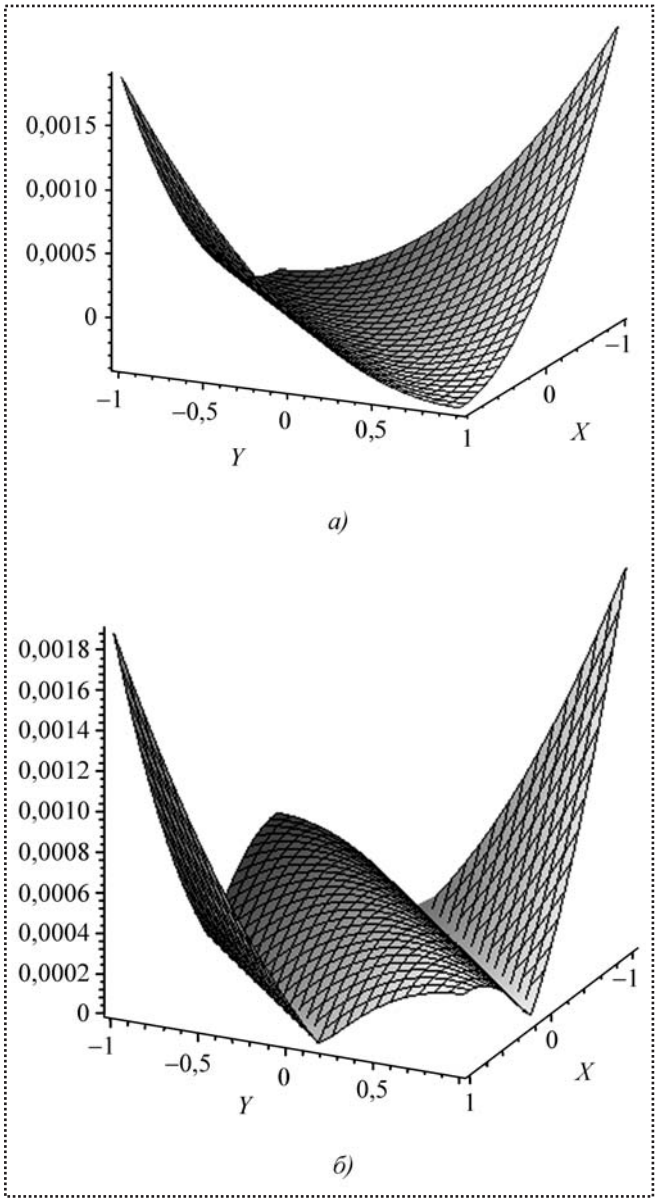


Рис. 2. Графики зависимостей $\Delta = f(x, y)$ (*а*) и $|\Delta| = f(x, y)$ (*б*) для первого примера

= 0,0009; D_{2y} = 0,0016; K_{1xy} = –0,0002; K_{2xy}= = 0,0003.

Результаты расчета: $M = 0$; $D = 0{,}0004$; $K =$ = –0,0005.

Графики зависимостей $\Delta(x, y)$ и $|\Delta(x, y)|$, найденных при использовании критерия (19), приведены на рис. 2.

Вероятность получения незавершенного производства при этих исходных данных составила 0,00139.

Пример 2. Случайные величины независимы. Исходные данные примем такие же, как и в примере 1, за исключением ковариаций, которые в нашем случае равны нулю. Графики зависимостей $\Delta(x, y)$ и $|\Delta(x, y)|$ показаны на рис. 3.

Вероятность получения незавершенного производства в данном случае равна 0,00034.

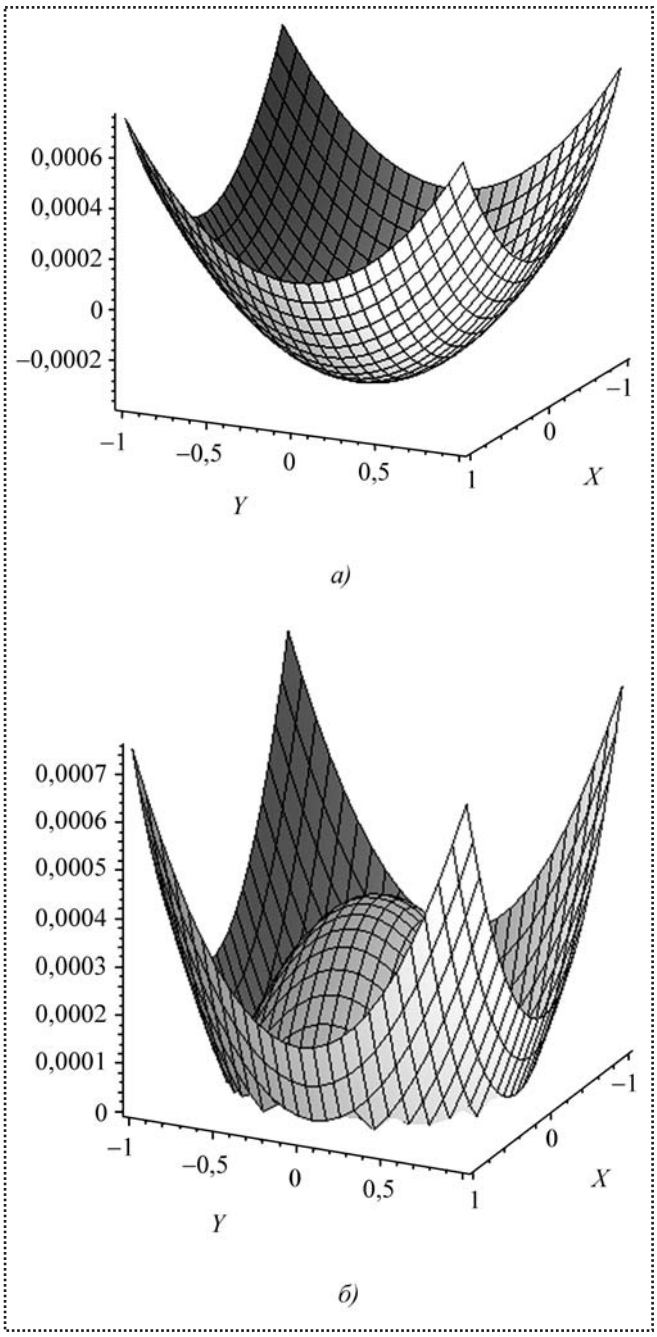


Рис. 3. Графики зависимостей $\Delta = f(x, y)$ (*а*) и $|\Delta| = f(x, y)$ (*б*) для второго примера

Предложенная методика оценки может быть использована для сравнения с данными о величинах незавершенного производства, полученными при управлении процессом двухпараметрического селективного комплектования и сборки двух деталей. Перспективой дальнейших исследований является разработка математических моделей процесса комплектования по двум параметрам и алгоритмов управления данным процессом.

Библиографический список

1. **Копп В.Я.** Вариационный подход к оценке незавершенного производства при селективной сборке при несовпадающих точечных оценках случайных величин / В.Я. Копп, Н.В. Серова // Сб. науч. работ СНИЯЭиП. – Севастополь: СНИЯЭиП, 2004. Вып. 10. С. 41–48.
2. **Катковник В.Я., Савченко А.И.** Основы теории селективной сборки. – Л.: Политехника, 1991. 303 с.
3. **Эльсгольц Л.Э.** Дифференциальные уравнения и вариационное исчисление. – М.: Наука, 1969. 424 с.

УДК 621.822.082

Ю.Л. Рапацкий, *канд. техн. наук, доцент,* **В.М. Липка,** *магистр*
(Севастопольский национальный технический университет,
ул. Университетская, 33, г. Севастополь, Украина, 99053)
E-mail: u.l.rapatskiy@sevntu.com.ua

Исследование влияния параметров резьбовых крепежных деталей на качество сборки изделий машиностроения

Исследовано влияние геометрических параметров резьбовых деталей на распределение усилий в резьбовых соединениях при автоматизированной сборке силовых агрегатов автомобилей. Проанализировано влияние натяга в резьбовом соединении на качество автоматизированной сборки готовых изделий.

Influence of geometrical parameters of screwed fittings to distribution of efforts in union pieces during automation assembling of power-generation sets of automobiles is researching. Influence of pull in union pieces to quality of automation assembling of complete products is analyzing in detail.

Ключевые слова: резьбовое соединение, натяг, автоматизированная сборка, распределенное усилие, деформация, болт, гайка, шпилька, посадка, силовой агрегат.

Key words: union pieces, pull, automation assembling, distribution of efforts, bolt, screw, pin, hlanting, power-generation set.

Надежность изделий машиностроения и их потребительские свойства в значительной мере определяются технологией изготовления деталей, а также качеством сборки готовых изделий. Наиболее часто разъемные соединения в изделиях – резьбовые, в большинстве из них применяются метрические резьбы. При крупносерийном и массовом производстве для снижения трудоемкости и уменьшения затрат времени широко применяется автоматизированная сборка резьбовых соединений с использованием различных сборочных приспособлений, а также ручных гайковертов и винтовертов. В качестве объекта исследований рассмотрим производство на хозрасчетном предприятии "АвтоЗАЗ–"Мотор" (г. Мелитополь, Украина) силовых агрегатов с двигателями объемом 1,3 и 1,4 л, устанавливаемых на легковые автомобили торговых марок "Сенс", "Ланос", "Таврия". В состав полностью собранного агрегата, готового к отгрузке на автозавод, кроме двигателя и коробки передач входит также центробежный насос системы охлаждения, система впрыска и ряд других узлов, как собственного изготовления, так и покупных.

При производстве силовых агрегатов в соответствии с технической документацией для наиболее ответственных резьбовых соединений заданы посадки 6H/6h либо 5H/6h, в целом позволяющие обеспечить необходимый

уровень качества сборки. Вместе с тем в реальных производственных условиях при невозможности сплошного контроля геометрических и точностных параметров резьбовых деталей, программа выпуска которых составляет по каждому наименованию от 75 до 750 тыс. в год, а также параметров резьбовых отверстий возникает вероятность выпуска бракованных изделий [1].

Вопросам автоматизированной сборки резьбовых соединений посвящены многие отечественные и зарубежные публикации, но в них мало внимания уделено анализу влияния геометрических параметров резьбовых деталей на распределение усилий в соединении. Кроме того, практически не рассматриваются случаи возникновения натяга в соединении, который может существенно влиять на работоспособность собранного узла.

В реальных производственных условиях в процессе автоматизированной сборки резьбового соединения может возникать натяг, создающий давление на условную поверхность сопряжения, приводящее к деформации резьбовых деталей. Ввиду наличия отклонений формы болта (шпильки), прежде всего из-за конусности, натяг может возникать не в начале процесса свинчивания, а после третьего–четвертого витка резьбы, каждый из которых препятствует относительному осевому смещению деталей в соединении, что приводит к возникновению распределенных осевых сил. Рассмотрим особенности распределения усилий в резьбовом соединении с натягом, оценим величины действующих сил и определим закономерности их изменения по длине соединения.

Будем считать, что в процессе автоматизированной сборки резьбового соединения с натягом происходит плоская деформация сопрягаемых деталей. Считая резьбовые детали толстостенными цилиндрами, подвергающимися плоской деформации, зависимость между радиальным натягом u и давлением p на условную поверхность сопряжения можно выразить, предварительно преобразовав выражения, приведенные в работе [2]:

$$p = 2u/\psi d_{\text{ср}}, \qquad (1)$$

где $\psi = [(1-\mu_1^2)/E_1][1-\mu_1/(1-\mu_1)] + [(1-\mu_2^2)/E_2] \times$ $\times [(d_{\text{н}}^2 + d_{\text{ср}}^2)/(d_{\text{н}}^2 - d_{\text{ср}}^2) + \mu_2/(1-\mu_2)]$;

E_1, μ_1 и E_2, μ_2 – соответственно модули упругости и коэффициенты Пуассона материала болта и гайки;

$d_{\text{ср}}$ – средний диаметр резьбы;

$d_{\text{н}}$ – диаметр окружности, вписанной в шестигранник гайки.

Для случаев болтового либо шпилечного соединения корпусных деталей, входящих в состав агрегата, например, головки цилиндров с блоком цилиндров, коробки передач с двигателем и т.д., когда резьба нарезана в корпусе, применима методика определения $d_{\text{н}}$, изложенная в работе [2]. Подобная задача для случая сборки соединения тонкостенных труб с помощью муфты с дюймовой трубной резьбой рассмотрена в работе [3].

В условиях плоской деформации осевые напряжения в болте и гайке соответственно составят:

$$\begin{aligned} \sigma_{z1} &= \mu_1(\sigma_{\theta 1} + \sigma_{r1}); \\ \sigma_{z2} &= (\sigma_{\theta 2} + \sigma_{r2}), \end{aligned} \qquad (2)$$

где $\sigma_{\theta 1}$, σ_{r1} и $\sigma_{\theta 2}$, σ_{r2} – кольцевые и радиальные напряжения в болте и гайке, выразив которые через давление p, получим:

$$\begin{aligned} \sigma_{z1} &= -2\mu_1 p; \\ \sigma_{z2} &= 2\mu_2 p[d_{\text{ср}}^2/(d_{\text{н}}^2 - d_{\text{ср}}^2)]. \end{aligned} \qquad (3)$$

Для обеспечения равенства нулю осевых напряжений в сечениях $z = 0$ и $z = H$ (рис. 1) приложим к соединению силы Q_1 и Q_2, создающие в указанных сечениях болта и гайки напряжения, равные по величине и обратные по знаку напряжениям, полученным по формулам (3), при этом силы $Q_1 = \mu_1^p(\pi d_{\text{ср}}^2/2)$; $Q_2 = -\mu_2^p(\pi d_{\text{ср}}^2/2)$.

Проанализируем распределение нагрузки от действия сил Q_1 и Q_2 по виткам резьбы, применив уравнение совместимости деформаций в резьбе [2]:

$$\Delta_1 - \Delta_2 = [\delta_1(z) - \delta_2(z)] - [\delta_1(0) - \delta_2(0)], \qquad (4)$$

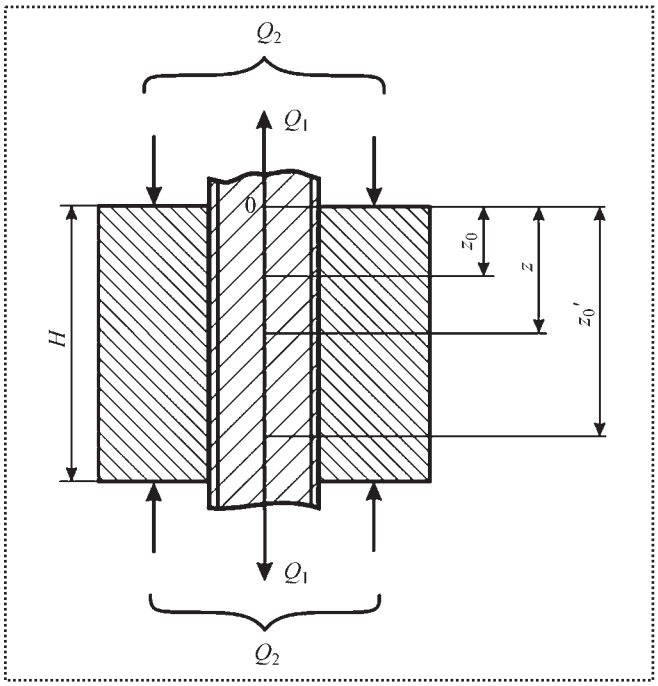


Рис. 1. Схема приложения сил, действующих в затянутом резьбовом соединении

где Δ_1, Δ_2 – удлинения болта и гайки на участке длиной z (см. рис. 1);

$\delta_1(z)$, $\delta_2(z)$ и $\delta_1(0)$, $\delta_2(0)$ – осевые смещения болта и гайки в сечениях z и $z = 0$.

На основании результатов, приведенных в [3], будем считать, что при интенсивности распределенной нагрузки $q < q_0$ усилия между витками передаются за счет изгиба и сдвига витков, а при $q > q_0$ в передаче усилий участвуют также радиальные деформации. Величина q_0 связана с текущим давлением p на условную поверхность сопряжения соотношением

$$q_0 = p(\pi d_{\text{ср}} / \text{ctg}\varphi), \tag{5}$$

где φ – угол наклона граней витка к оси соединения.

Пусть по всей длине соединения выполняется условие $q < q_0$. Тогда на основании работы осевые смещения

$$\begin{aligned} \delta_1 &= qs^2\omega / (\pi d_{\text{ср}} E_1 t); \\ \delta_2 &= -qs^2\omega / (\pi d_{\text{ср}} E_2 t), \end{aligned} \tag{6}$$

где s, t – шаг и рабочая высота резьбы; $\omega \approx 1$.

Удлинения болта и гайки соответственно составят

$$\begin{aligned} \Delta_1 &= (1/E_1)\int_0^z [\sigma_{z1} - \mu_1(\sigma_{\theta 1} + \sigma_{r1})]dz; \\ \Delta_2 &= (1/E_2)\int_0^z [\sigma_{z2} - \mu_2(\sigma_{\theta 2} + \sigma_{r2})]dz. \end{aligned} \tag{7}$$

Осевые напряжения в болте и гайке в общем случае находят по формулам:

$$\begin{aligned} \sigma_{z1} &= Q_1(z)/F; \\ \sigma_{z2} &= Q_2(z)/F, \end{aligned} \tag{8}$$

где $Q_1(z)$, $Q_2(z)$ – текущие значения осевых сил в болте и гайке;

$F_1 = \pi d_{\text{ср}}^2/4$; $F_2 = \pi(d_{\text{н}}^2 - d_{\text{ср}}^2)/4$ – площади поперечных сечений болта и гайки.

Для данной схемы нагружения

$$Q_1(z) + Q_2(z) = Q_1 + Q_2 = Q. \tag{9}$$

Силы Q_1 и Q_2 вызывают изменение давления на условную поверхность сопряжения. Из условия сопряжения толстостенных цилиндров это изменение можно выразить следующим образом [2, 3]:

$$p_u = (1/\alpha)[\mu_2 Q_2(z)/E_2F_2 - \mu_1 Q_1(z)/E_1F_1], \tag{10}$$

где

$$\alpha = (1/E_1)(1-\mu_1) + (1/E_2[(d_{\text{н}}^2 + d_{\text{ср}}^2)/(d_{\text{н}}^2 - d_{\text{ср}}^2) - \mu_2].$$

Определив кольцевые и радиальные напряжения, возникающие от давления p_u, получим:

$$\begin{aligned} \sigma_{\theta 1} + \sigma_{r1} &= -\chi_1[\mu_2 Q_2(z)/E_2F_2 - \mu_1 Q_1(z)/E_1F_1]; \\ \sigma_{\theta 2} + \sigma_{r2} &= -\chi_2[\mu_2 Q_2(z)/E_2F_2 - \mu_1 Q_1(z)/E_1F_1], \end{aligned} \tag{11}$$

где $\chi_1 = 2/\alpha$; $\chi_2 = 2d_{\text{ср}}^2/[\alpha(d_{\text{н}}^2 - d_{\text{ср}}^2)]$.

Из соотношений (7)–(9) и (11) находим удлинение болта и гайки:

$$\begin{aligned} \Delta_1 &= (1/E_1)\int_0^z \{(Q_1(z)/F_1)\times \\ &\times[1 - \chi_1\mu_1^2/E_1 - \chi_1\mu_1\mu_2F_1/E_2F_2] + \\ &+ Q\chi_1\mu_1\mu_2/E_2F_2\}dz; \\ \Delta_2 &= (1/E_2)\int_0^z \{(Q/F_2)(1 - \chi_2\mu_2^2/E_2) - \\ &- [Q_1(z)/F_2](1 - \chi_2\mu_2^2/E_2 - \chi_2\mu_1\mu_2F_2/E_1F_1)\}dz. \end{aligned} \tag{12}$$

С учетом зависимостей (6) и (12) уравнение совместимости деформаций (4) принимает вид

$$\int_0^z [\zeta Q_1(z) - \zeta_2 Q]dz - \nu[q(z) - q(0)] = 0, \qquad (13)$$

где $\zeta = \zeta_1 + \zeta_2$;

$\zeta_1 = 1/(E_1 F_1)(1 + \chi_1 \mu_1^2 / E_1 - \chi_2 \mu_1 \mu_2 / E_2)$;

$\zeta_2 = 1/(E_2 F_2)(1 + \chi_2 \mu_2^2 / E_2 - \chi_1 \mu_1 \mu_2 / E_1)$;

$\nu = (\omega s^2 / \pi d_{\text{ср}} t)(1/E_1 + 1/E_2)$.

Принимая во внимание, что

$$Q_1(z) = \int_0^z q(z)dz + Q_1, \qquad (14)$$

из выражения (13) после двукратного дифференцирования получаем уравнение $q''(z) - k^2 q(z) = 0$, решение которого имеет вид

$$q(z) = Ashkz + Bchkz, \qquad (15)$$

где A, B – постоянные интегрирования; $k^2 = \zeta/\nu$.

Граничные условия для определения постоянных A и B можно найти из уравнения (13) после его дифференцирования по z:

$$Q_1(0) = Q_1(H) = Q_1;$$

$$q'(0) = q'(H) = k^2 Q_1 - (\zeta_2/\nu)Q.$$

С учетом граничных условий из (15) определим интенсивность распределенной нагрузки:

$$q(z) = [kQ_1 - (\zeta_2/k\nu)Q] \times \\ \times [[chkz - chk(H - z)]/shkH]. \qquad (16)$$

Осевое усилие в болте от действия сил Q_1 и Q_2 из соотношений (14), (16)

$$Q_1(z) = Q_1 + [Q_1 - \zeta_2/k^2\nu] \times \\ \times [[shkz - shk(H - z)]/shkH - 1].$$

На основании равенства (9) усилие в гайке

$$Q_2(z) = Q_2 - [Q_1 - \zeta_2/k^2\nu][[shkz + shk(H - z)]/shkH - 1].$$

Давление на условную поверхность сопряжения равно сумме величин, определяемых зависимостями (1) и (10). Внося в последнюю из них значения сил $Q_1(z)$ и $Q_2(z)$, находим

$$p_c(z) = 2u/\psi d_{\text{ср}} - (1/\alpha)(\mu_1 Q_1/E_1 F_1 + \mu_2 Q_2/E_2 F_2) - \\ -(1/\alpha)(\mu_1/E_1 F_1 + \mu_2/E_2 F_2)[Q_1 - (\zeta_2/k^2\nu)Q] \times \\ \times [[shkz + shk(H - z)]/shkH - 1]. \qquad (17)$$

Для крайних сечений $z = 0$ и $z = H$ получим

$$p_c(0) = p_c(H) = 2u/\psi d_{\text{ср}}, \qquad (18)$$

что соответствует давлению на условную поверхность сопряжения для случая плоского напряжения состояния.

Осевая сила в болте, обусловленная свинчиванием соединения, находится из выражения $Q_{c1}(z) = \int_0^z q(z)dz$, которое с учетом зависимости (16) принимает вид

$$Q_{c1}(z) = (Q_1 - \zeta_2 Q/k^2\nu) \times \\ \times [[shkH + shk(H - z)]/shkH - 1]. \qquad (19)$$

Для определения усилия в гайке полученное соотношение необходимо взять с обратным знаком.

Неравенство $q \le q_0$ на основании формул (5), (16), (18) можно записать таким образом [3]:

$$(\alpha d_{\text{ср}} \text{ctg}\varphi / 2\psi)[\mu_1 k - (\zeta_2/k^2\nu)(\mu_1 - \mu_2)] \times \\ \times [(chkH - 1)/shkH] \le 1. \qquad (20)$$

Из выражения (20) можно найти, при каких соотношениях размеров усилия в свинченном соединении распределяются за счет сдвига и изгиба витков. Если условие (20) не выполняется, то у краев соединения, где интенсивность распределения сил максимальна, усилия между витками передаются также вследствие радиальных деформаций сопрягаемых деталей.

Обозначим координаты границ трех зон, соответствующих различным схемам распределения усилий, z_0 и z_0' (см. рис. 1). При значении $z_0 \le z \le z_0'$ распределение усилий выражается зависимостью (15). В крайних зонах при

$0 \le z \le z_0$ и $z_0' \le z \le H$ эта зависимость имеет вид

$$q(z) = Mshmz + Nchmz, \qquad (21)$$

где M, N – постоянные интегрирования;

$m^2 = \beta/\gamma$;

$\beta = 1/E_1F_1 + 1/E_2F_2$;

$\gamma = (s^2/\pi d_{ср}t)(\lambda_1/E_1 + \lambda_2/E_2)$;

$\lambda_1 = \omega + (d_{ср}t/2s^2)(1 - \mu_1)\mathrm{ctg}^2\varphi$;

$\lambda_2 = \omega + (d_{ср}t/2s^2)[(d_н^2 + d_{ср}^2)/(d_н^2 - d_{ср}^2) - \mu_2]\mathrm{ctg}^2\varphi$.

Из равенств (8), (9) следует, что осевые напряжения в элементах резьбового соединения с натягом определяются так же, как в соединении типа стяжки. Учитывая это, граничные условия составят:

в верхней зоне ($0 \le z \le z_0$):

при $z = 0$

$$Q_1(0) = Q_1;\ q'(0) = m^2Q_1 - Q/\gamma E_2F_2;$$

при $z = z_0$

$$Q_1(z_0) = Q_0;\ q'(z_0) = m^2Q_0 - Q/\gamma E_2F_2;$$

в средней зоне ($z_0 \le z \le z_0'$)

при $z = z_0$

$$Q_1(z_0) = Q_0;\ q'(z_0) = k^2Q_0 - (\zeta_2/\nu)Q; \qquad (22)$$

при $z = z_0'$

$$Q_1(z_0') = Q_0';\ q'(z_0') = k^2Q_0' - (\zeta_2/\nu)Q;$$

в нижней зоне ($z_0' \le z \le H$)

при $z = z_0'$

$$Q_1(z_0') = Q_0';\ q'(z_0') = m^2Q_0' - Q/\gamma E_2F_2;$$

при $z = H$

$$Q_1(H) = Q_1;\ q'(H) = m^2Q_1 - Q/\gamma E_2F_2.$$

На основании уравнений (15), (21), (22) интенсивность распределенных сил по длине соединения

в верхней зоне

$$q(z) = (Qm/shmz)[(Q_0(Q-1)/\beta E_2F_2)chmz - (Q_1/Q-1/\beta E_2F_2)chm(z_0 - z)]; \qquad (23)$$

в средней зоне

$$q(z) = [1/shk(z_0' - z_0)] \times [(kQ_0' - \zeta_2Q/k\nu)chk(z - z_0) - (kQ_0 - \zeta_2Q/k\nu)chk(z_0' - z)]; \qquad (24)$$

в нижней зоне

$$q(z) = \{Qm/[shm(H - z_0')]\} \times [(Q_1/Q-1/\beta E_2F_2)chm(z - z_0') - (Q_0'/Q-1/\beta E_2F_2)chm(H - z)]. \qquad (25)$$

Из формулы (10) определим изменение контактного давления под действием сил Q_0 и Q_0':

в сечении с координатой Q_0

$$p_u = (1/\alpha)[\mu_2(Q - Q_0)/E_2F_2 - \mu_1Q_0/E_1F_1]; \qquad (26)$$

в сечении с координатой z_0'

$$p_u = (1/\alpha)[\mu_2(Q - Q_0')/E_2F_2 - \mu_1Q_0'/E_1F_1].$$

Суммируя контактные давления, вычисленные из соотношений (1) и (26), с учетом равенства (5) получаем:

при $z = z_0$

$$q_0 = -(\pi d_{ср}/\mathrm{ctg}\varphi) \times \{2u/\psi d_{ср} + (1/\alpha)[\mu_2(Q - Q_0)/E_2F_2 - \mu_1Q_0/E_1F_1]\}; \qquad (27)$$

при $z = z_0'$

$$q_0 = (\pi d_{ср}/\mathrm{ctg}\varphi)\{2u/\psi d_{ср} + (1/\alpha)[\mu_2(Q - Q_0')/E_2F_2 = \mu_1Q_0'/E_1F_1]\}. \qquad (28)$$

В уравнениях (27) принято, что интенсивность распределенных сил в верхней половине соединения отрицательна, а в нижней – положительна.

Приравнивая интенсивности усилий в сечениях с координатами $z = z_0$ и $z = z_0'$, определяемые по формулам (23) и (25), соответствующим значениям q_0 из выражений (27), получа-

ем систему уравнений для неизвестных z_0, z_0', Q_0 и Q_0':

$$
\begin{aligned}
&-(\pi d_{ср}/\mathrm{ctg}\varphi)\{2u/\psi d_{ср}+(1/\alpha)[\mu_2(Q-Q_0)/E_2F_2-\mu_1Q_0/E_2F_1]\}=\\
&=[Qk/shk(z_0'-z_0)][Q_0'/Q-\zeta_2/k_2^2\nu-(Q_0/Q-\zeta_2/k^2\nu)chk(z_0'-z_0)];\\
&-(\pi d_{ср}/\mathrm{ctg}\varphi)\{2u/\psi d_{ср}+(1/\alpha)[\mu_2(Q-Q_0)/E_2F_2-\mu_1Q_0/E_1F_1]\}=\\
&=((Qm/sh)mz_0)[(Q_0/Q-1/\beta E_2F_2)chmz_0-Q_1/Q+1/\beta E_2F_2];\\
&(\pi d_{ср}/\mathrm{ctg}\varphi)\{2u/\psi d_{ср}+(1/\alpha)[\mu_2(Q-Q_0')/E_2F_2-\mu_1Q_0'/E_1F_1]\}=\\
&=[(Qm/sh)m(H-z_0')]Q_1/Q-1/\beta E_2F_2-(Q_1'/Q-1/\beta E_2F_2)chm(H-z_0');\\
&(\pi d_{ср}/\mathrm{ctg}\varphi)\{2u/\psi d_{ср}+(1/\alpha)[\mu_2(Q-Q_0')/E_2F_2-\mu_1Q_0'/E_1F_1]\}=\\
&=[Qk/shk(z_0'-z_0)][(Q_0'/Q-\zeta_2/k^2\nu)chk(z_0'-z_0)-Q_0/Q+\zeta_2/k^2\nu].
\end{aligned}
\qquad (29)
$$

На рис. 2 приведены графики, характеризующие изменение интенсивности распределения сил q и давления p_c по длине болтового резьбового соединения. Для численного примера выбрано болтовое соединение шатуна с крышкой его нижней головки в двигателе МеМЗ-307, который устанавливается на автомобили "Таврия", "Сенс". Соединение характеризуется следующими данными: $d_{ср}$ = = 11,188 мм; $d_н$ = 14,95 мм; модули упругости материала болта и гайки $E_1 = E_2 = 210$ ГПа; материал – сталь 40ХН, термообработка – закалка до HRC 30...35, класс прочности 10,9, коэффициенты Пуассона $\mu_1 = \mu_2 = 0{,}3$; резьба метрическая, шаг 1,25 мм; максимальный радиальный натяг при сборке $u = 0{,}05$ мм. Расчеты произведены на основе формул (23)...(26) с помощью системы Mathcad.

Из выражений (17), (18), (23)...(25), (28) следует, что если при сборке в резьбовом соединении возникает натяг, то кроме радиальных сил в нем действуют также значительные по величине распределенные осевые силы. Рассмотрим подробнее влияние указанных сил на качество сборки силовых агрегатов. При затяжке резьбовых соединений крутящий момент $M_{кл}$, прикладываемый к ключу, [2]

$$M_{кл} = M_р + M_т, \qquad (29)$$

где $M_р$ – момент в резьбе;

$M_т$ – момент сил трения по торцу головки болта либо гайки.

При автоматизированной сборке завинчивание и затяжка резьбовых соединений проводят, как правило, с помощью приспособлений, заранее отрегулированных на определенную величину крутящего момента, по достижении которого дальнейшая затяжка прекращается. По данным [2], разброс значений момента $M_{кл}$ из-за погрешностей приспособлений достигает 35 %, при этом их конструкция не позволяет определить наличие натяга в процессе свинчивания, за счет которого возникает неконтролируемый момент сопротивления вращению гайковерта при затяжке. В случае, если $M_{кл} \approx M_р$, что имеет место при наличии натяга в резьбовом соединении, затяжка автоматически прекращается и соединение считается затянутым, но требуемое натяжение болта либо шпильки при этом не достигается.

Как показали эксперименты, проведенные на "АвтоЗАЗ – "Мотор", соотношение $M_р$ и $M_т$ в выражении (29) – случайная величина, которая может меняться в широких пределах. Осе-

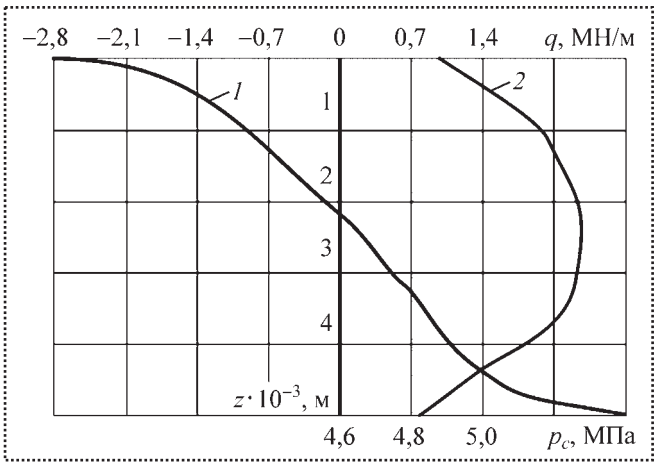


Рис. 2. Графики интенсивности распределенных сил (*1*) и давления (*2*) на условную поверхность сопряжения в резьбовом соединении с радиальным натягом

вые силы, определяемые по (19), также не увеличивают натяжение болта либо шпильки и способны привести к необратимым деформациям и повреждению витков резьбы, что может стать причиной разрушения соединения под нагрузкой. Для отказа автомобильного двигателя и силового агрегата в целом достаточно одного незатянутого резьбового соединения в кривошипно-шатунном механизме, креплении головки цилиндров, коробке передач и т.д. Таким образом, случайное возникновение при автоматизированной сборке не предусмотренного конструкцией резьбовых соединений натяга негативно влияет на качество выпускаемых агрегатов.

Следует отметить, что резьбовые соединения, небольшой натяг в которых обоснованно задан при проектировании изделия, позволяют обеспечить надежное крепление соединяемых деталей. Вместе с тем по данным, накопленным на предприятиях, после однократной разборки резьбовых соединений с натягом повторно обеспечить требуемый натяг практически невозможно, причем остаточные деформации заметно выражены не только на резьбовых деталях, подлежащих замене, но и в резьбовых отверстиях корпусных деталей, ремонт либо замена которых приводят к существенным материальным издержкам.

Рассмотрим особенности затяжки резьбовых соединений путем статического приложения внешнего крутящего момента с контролем усилия натяжения болта по углу поворота его головки (либо гайки). Такой метод затяжки применяется обычно в высоконагруженных ответственных соединениях. В этом случае используется зависимость [2]:

$$\theta = 360\frac{Q}{S}\sum_{l=1}^{n}\lambda_l, \qquad (30)$$

где θ – угол поворота головки болта либо гайки в градусах;

S – шаг резьбы;

$\sum_{l=1}^{n}\lambda_l$ – суммарная податливость болта (шпильки) и стягиваемых деталей;

l – число деталей в соединении (индекс 1 приписывается болту).

В данном случае в расчетных зависимостях принято пренебрегать коэффициентами трения, поэтому обеспечение требуемого момента затяжки существенно зависит от суммарной податливости соединения. Как правило, относительно более податливым элементом в таких соединениях по сравнению с деталями является прокладка, устанавливаемая между ними, причем степень податливости существенно зависит от материала и технологии ее изготовления. Кроме того, во многих случаях для обеспечения требуемого натяжения болта (шпильки) используется податливость в пределах текучести материала, из которого они выполнены.

В составе рассматриваемого агрегата примером конструкции высоконагруженного соединения является крепление десятью болтами головки блока цилиндров через прокладку к блоку цилиндров двигателя. При групповой двухступенчатой затяжке, осуществляемой по специальной схеме с помощью автоматизированных приспособлений, на первом этапе используется податливость прокладки, а затем требуемое натяжение болтов достигается за счет создания в них напряжений, близких к пределу текучести, за счет поворота головки на угол θ, вычисленный по формуле (30).

Автоматизация сборки таких соединений – сложная задача, причем качество резьбовых деталей и прокладок обеспечить в условиях массового производства крайне трудно, а оно в рассматриваемом процессе имеет первостепенное значение. В частности, при массовом производстве болтов контроль неоднородности материала не проводят, а твердость после закалки, геометрические параметры болта и профиль резьбы проверяют выборочно, что приводит к значительной вероятности (до 12,6 %) попадания бракованных деталей на сборку [4].

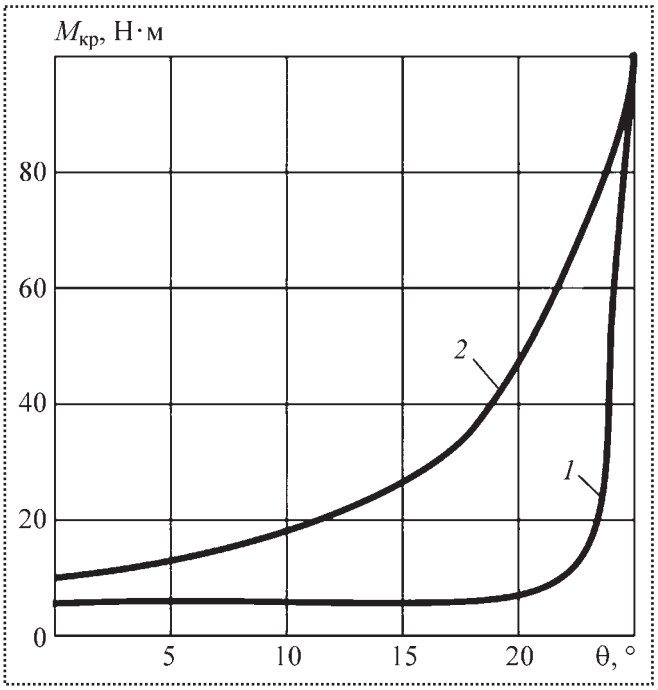


Рис. 3. Экспериментальные зависимости крутящего момента от угла поворота болта при затяжке резьбового соединения путем статического приложения внешнего крутящего момента при большой (*1*) и малой (*2*) податливости прокладки и болта

Влияние податливости деталей соединения на характер зависимости между прилагаемым моментом и углом поворота в виде экспериментальных графических зависимостей показано на рис. 3.

Из графиков видно, что при прочих равных условиях от податливости материала прокладки и болта существенно зависит достижение требуемого крутящего момента при одинаковых углах поворота болта. Таким образом, рассмотренный способ затяжки резьбовых соединений при автоматизированной сборке так же, как и другие, не обеспечивает достижения требуемых значений крутящего момента, в связи с чем необходимо разрабатывать автоматизированное сборочное оборудование, позволяющее гарантировать расчетные параметры натяжения болта (шпильки), а следовательно, и высокое качество сборки изделия.

Направление дальнейших исследований связано с разработкой методов и средств повышения качества автоматизированной сборки резьбовых соединений за счет управления процессом формообразования резьбовых деталей и применения сборочного оборудования, обеспечивающего оптимальные параметры процесса затяжки.

Библиографический список

1. **Липка В.М., Рапацкий Ю.Л., Каинов Д.А.** Проблемы и перспективы обеспечения качества продукции при автоматизированной токарной обработке нежестких деталей на ХРП "АвтоЗАЗ-Мотор" // Автоматизация: проблемы, идеи, решения. Междунар. науч.-техн. конф. – Севастополь: Изд-во СевНТУ, 2008. С. 78–81.

2. **Иосилевич Г.Б., Шарловский Ю.В.** Затяжка и стопорение резьбовых соединений: Справочник. 2-е изд. – М.: Машиностроение, 1985. 224 с.

3. **Вислобицкий П.А., Карякин Э.С.** Распределение усилий в свинченном соединении труб на тугой резьбе // Детали машин.: Респ. межвед. науч.-техн. сб. Вып. 28. – Киев: Техника, 1979.

4. **Липка В.М., Рапацкий Ю.Л.** Оценка влияния параметров резьбовых крепежных деталей на качество сборки силовых агрегатов автомобилей // Вестник СевНТУ. Вып. 107. Машиностроение и транспорт: сб. науч. тр. – Севастополь: Изд-во СевНТУ, 2010. С. 121–127.

УДК 621.865

Ю.З. Житников, *д-р техн. наук, профессор ("КГТА им. В.А. Дегтярёва", г. Ковров),*
Д.С. Воркуев, *канд. техн. наук, начальник технологического отдела*
(ОАО "Завод им. В.А. Дегтярёва", г. Ковров)
E-mail: kgta_tms@mail.ru

Обоснование конструктивных особенностей и разработка высокоточных многошпиндельных гайковертов нового класса

Представлены две оригинальные схемы высокоточных многошпиндельных гайковертов нового класса, одна из которых обеспечивает качественную предварительную затяжку на основе пассивных обратных связей, а другая – на основе последовательной сборки с дальнейшей синхронной окончательной затяжкой групповых резьбовых соединений.

Two original schemes high-precision multi-spindle screwing devices the new class are presented, one of which provides a qualitative preliminary inhaling on the basis of passive feedback, and another – on the basis of consecutive assemblage, with the subsequent synchronous definitive inhaling of group carving connections.

Ключевые слова: высокоточный многошпиндельный гайковерт, пассивные обратные связи.

Key words: high-precision multi-spindle screwing devices, passive feedback.

В производстве существует проблема обеспечения качественной автоматизированной сборки изделий, узлы и детали которых скрепляются групповыми резьбовыми соединениями.

Под качественной сборкой будем понимать либо обеспечение с высокой точностью осевых сил затяжки с одновременным прижатием по всей плоскости сопрягаемых поверхностей скрепляемых групповыми резьбовыми соединениями узлов и деталей (при сборке крышек и шатунов перед обработкой отверстий под подшипники и при их окончательной сборке, а также при сборке крышек с картером двигателя перед обработкой отверстий под коренные подшипники, для карданных валов и при окончательной сборке и др.), либо обеспечение с высокой точностью осевых сил затяжки и герметичности стыков скрепляемых узлов и деталей (при сборке головок цилиндров двигателей, гидрораспределителей управления экскаваторами и др.). Погрешности осевых сил затяжки не должны превышать 2,5...3 % номинальных значений.

Негерметичность стыков возникает из-за перекосов сопрягаемых поверхностей вследствие несинхронной затяжки резьбовых соединений. В свою очередь несинхронность затяжки возникает из-за неодновременности начала затяжки резьбовых соединений и совмещения заходных кромок резьбовых деталей при их наживлении, а также из-за различной длины нарезанных на них резьб. Угол возможного отставания при завинчивании резьбовых деталей в групповом соединении может достигать 300°.

Существующие конструкции многошпиндельных гайковертов не обеспечивают синхронную затяжку, поэтому сборка осуществляется вручную высококвалифицированными рабочими. Решить проблему обеспечения качественной автоматизированной сборки групповых резьбовых соединений возможно только на основе разработки высокоточных многошпиндельных гайковертов нового класса, гарантирующих синхронную затяжку.

Анализ существующих способов обеспечения и контроля осевых сил затяжки резьбовых соединений показал, что каждый из них в отдельности либо не обеспечивает требуемой

точности, либо не может быть использован в серийном производстве.

На основе технологии последовательности выполнения операций при автоматизированной сборке резьбовых соединений и требований к качеству затяжки выявлены *логические взаимосвязи между параметрами качества сборки и конструктивными особенностями многошпиндельных гайковертов нового класса:*

• затяжку групповых резьбовых соединений необходимо осуществлять комбинированным способом в два этапа:

– предварительная затяжка с контролем по ее моменту;

– окончательная затяжка с контролем по углу поворота резьбовой детали;

• кинематическая схема должна иметь две ветви вращения:

– быстроходную, но маломоментную;

– тихоходную, но высокомоментную;

• для исключения перекосов сопрягаемых поверхностей скрепляемых узлов и деталей групповыми резьбовыми соединениями необходимо:

– в процессе предварительной затяжки либо обеспечить практически одинаковые крутящие моменты на всех шпинделях для одновременного прижатия уплотнения в момент переключения на окончательную затяжку, либо исключить деформацию уплотнения за счет приложения малых крутящих моментов на шпинделях при предварительной затяжке с их остановкой перед включением вращений для окончательной затяжки;

– момент предварительной затяжки не должен превышать 7,5 % номинального значения момента окончательной затяжки;

– окончательная затяжка должна осуществляться синхронным поворотом резьбовых деталей на требуемый угол;

• многошпиндельное завинчивающее устройство нового класса должно работать от одного привода.

С учетом обоснованных конструктивных особенностей многошпиндельных гайковертов и технологической последовательности сборки разработаны две структурные схемы управления процессом. С вводом в схемы механических аналогов управления разработаны два варианта оригинальных кинематических схем многошпиндельных гайковертов нового класса.

Первый показан на примере двухшпиндельного гайковерта на основе муфт предельного момента, дифференциальных механизмов и механизмов свободного хода храпового типа (рис. 1). Схема построена по принципу адаптивной системы с пассивными обратными связями по моментам сопротивления в резьбе с выполнением функций обеспечения практиче-

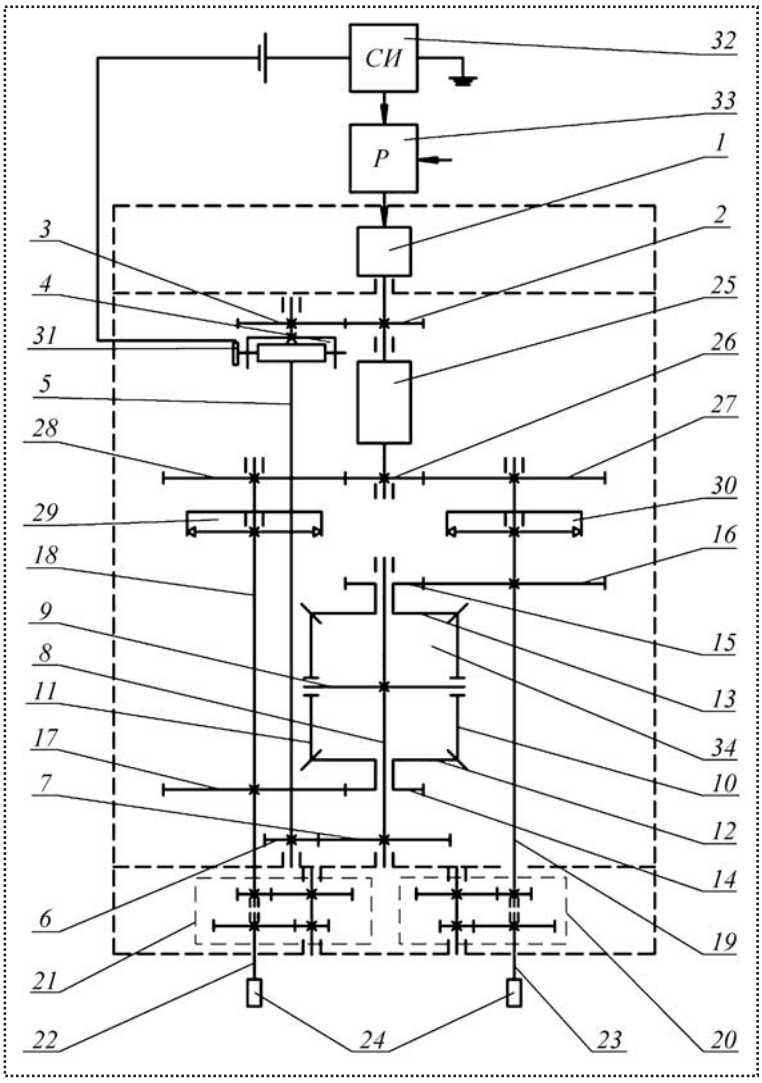


Рис. 1. Кинематическая схема двухшпиндельного гайковерта на основе муфты предельного момента, дифференциального механизма и механизмов свободного хода:
СИ – счетчик импульсов; Р – реле переключения

ски одинаковых крутящих моментов на всех шпинделях в процессе завинчивания и предварительной затяжки резьбовых соединений.

Кинематическая схема имеет две ветви вращения. Быстроходная, но маломоментная передает вращение для обеспечения завинчивания и предварительной затяжки резьбовых соединений. Вращение по быстроходной ветви передается от электродвигателя *1* через зубчатую передачу *2*, *3*, муфту предельного момента *4* зубчатого типа на вал *5*, через зубчатую передачу *6*, *7* на ось *8* дифференциального механизма *34*, далее через водило *9* на сателлиты *10*, *11*. Затем вращение разделяется по двум кинематическим ветвям благодаря сдвоенным шестерням *13*, *15* и *12*, *14*: с шестерни *15* – на колесо *16*, вал *19*, далее через зубчатый редуктор *20* на шпиндель *23* к патрону *24* для завинчивания резьбовой детали; с шестерни *14* – на колесо *17*, вал *18*, далее через зубчатый редуктор *21* к шпинделю *22* и патрону *24*.

По тихоходной, но высокомоментной ветви вращение передается для обеспечения окончательной затяжки резьбовых соединений. От электродвигателя *1* вращение передается на планетарный редуктор *25* и центральную шестерню *26*. Далее движение разделяется по двум кинематическим цепям. По первой – на колесо *27*, механизм *30* свободного хода храпового типа, на ведущей обойме которого расположена собачка, а на ведомой – храповое колесо, жестко закрепленное на оси *19*, затем через редуктор *30* на шпиндель *23*. По второй кинематической цепи вращение от шестерни *26* передается колесу *28* и по аналогии с первой кинематической цепью – шпинделю *22*.

При передаче вращения по быстроходной ветви вращения к двум шпинделям, учитывая, что ведущая обойма механизма свободного хода *30*, на которой расположена собачка, находится на тихоходной ветви, вращается с малой угловой скоростью, а ведомая обойма, на которой расположено храповое колесо, вращается с большой угловой скоростью, то собачка будет прощелкивать по зубьям храпового колеса, не передавая вращения.

При неодинаковой продолжительности завинчивания резьбовых деталей первый из шпинделей, например *23*, закончит завинчивание, а второй – будет продолжать. В первой кинематической цепи от шпинделя *23* до выходной шестерни *15* дифференциального механизма возрастет сопротивление. Согласно свойствам дифференциального механизма эта кинематическая цепь остановит вращение, а вторая в составе шестерни *12* дифференциального механизма *34*, колеса *17*, редуктора *21*, шпинделя *22* начнет вращаться вдвое быстрее.

После остановки вала *19*, на котором расположено храповое колесо, собачка, закрепленная на ведущей обойме механизма свободного хода *30*, войдет в зацепление с храповым колесом и начнет передавать вращение по тихоходной ветви вращения. Учитывая, что передаточное отношение последней в 30–50 раз больше, второй шпиндель *22* будет вращаться в 60–100 раз быстрее, чем шпиндель *23*, и быстро ликвидирует отставание при завинчивании. Сработает муфта предельного момента и начнется практически синхронная затяжка резьбовых соединений. Угол окончательной затяжки контролируется датчиком, установленным на подвижной полумуфте муфты предельного момента.

Экспериментально подтверждена работоспособность многошпиндельных гайковертов первого варианта. Относительные погрешности осевых сил затяжки групповых резьбовых соединений в каждой сборке не превышают 2,81 % номинального значения.

Кинематическая схема многошпиндельного гайковерта для любого четного числа шпинделей преобразовывается путем установки дополнительных дифференциалов, взаимодействующих с шестерней *17*.

Второй вариант кинематических схем для произвольного числа шпинделей показан на примере трехшпиндельного гайковерта (рис. 2) на основе муфт предельного момента и механизма переключения вращений.

Гайковерт имеет две ветви вращения. По первой ветви – быстроходной, но маломоментной вращение от электродвигателя *1* через зубчатые пары *2*, *3*; *4*, *5* и *7*, *8* передается на центральную шестерню *9*, которая взаимодействует с колесами *10*, *11*, *12*. На их валах расположены муфты предельного момента *13*, *14*,

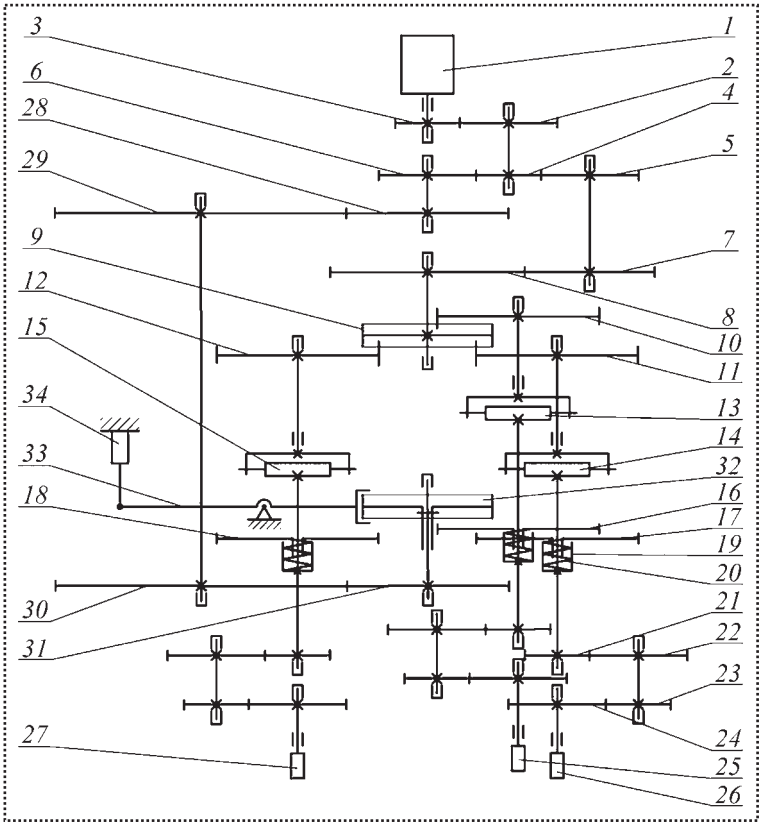


Рис. 2. Кинематическая схема многошпиндельного гайковерта на основе муфт предельного момента и механизма переключения вращений для произвольного числа шпинделей

15, подпружиненные, но не находящиеся в зацеплении колеса *16*, *17*, *18* и шестерни *21*, взаимодействующие с колесами *22*. На их валу жестко закреплены шестерни *23*, находящиеся в зацеплении с колесами *24*. Валы последних являются шпинделями гайковерта, на которых расположены патроны для удержания резьбовых деталей *25*, *26*, *27*.

По второй ветви – тихоходной, но с большим крутящим моментом вращение от электродвигателя *1* через зубчатые передачи *2*, *3*; *4*, *6* и *28*, *29* передается на промежуточный вал, на котором жестко закреплена шестерня *30*, взаимодействующая с колесом *31*. На его валу расположена шестерня *32* с возможностью продольного перемещения. При срабатывании электромагнита *34* рычаг *33* перемещает ее и она входит в зацепление с подпружиненными колесами *16*, *17*, *18*, от которых через зубчатые пары *21*, *22* и *23*, *24* вращение передается шпинделям и патронам *25*, *26*, *27*.

Гайковерт работает следующим образом. На этапе завинчивания и предварительной затяжки моментом, составляющим менее 7,5 % номинала, вращение от электродвигателя *1* передается по первой быстроходной, но маломоментной ветви. При достижении требуемой величины предварительной затяжки срабатывают муфты *13*, *14*, *15* предельного момента и за счет проскальзывания полумуфт вращение на шпиндели и патроны передаваться не будет. Включается электромагнит *34*, и рычагом *33* шестерня *32* вводится в зацепления с колесами *16*, *17*, *18* – вращение на шпиндели будет передаваться по тихоходной, но высокомоментной ветви вращения. При достижении требуемого угла синхронного поворота резьбовых деталей вращение электродвигателя отключается.

Экспериментально подтверждена работоспособность многошпиндельных гайковертов второго варианта. Относительные погрешности осевых сил затяжки групповых резьбовых соединений не превышают 2,34 % номинального значения.

Для увеличения числа шпинделей в гайковерте (см. рис. 2) необходимо добавить аналогичную кинематическую цепь, состоящую, например, из колеса *11*, взаимодействующего с шестерней *9*, муфты предельного момента *14*, подпружиненного колеса *17*, зубчатых передач *21*, *22* и *23*, *24*, патрона *26*.

Разработан новый класс многошпиндельных гайковертов на основе одного привода, пассивных обратных связей по моментам сопротивления в резьбе для последовательной сборки с остановкой перед синхронной затяжкой.

Библиографический список

1. **Пат. 2288834** РФ, А1 С 1, МПК В 25 В 21/00. Многошпиндельный гайковерт / Ю.З. Житников, Б.Ю. Житников, Ю.Н. Матросова; опубл. 10.12.06, Бюл. № 34.

2. **Пат. 2345880** РФ, А1 С1, МПК В 25 В 21/00, В 23Р 19/06. Многошпиндельный гайковерт / Б.Ю. Житников, Д.С. Воркуев, А.Е. Матросов, Ю.Н. Матросова; опубл. 10.12.09, Бюл. № 4.

3. **Воркуев Д.С., Житников Ю.З.** Разработка семейства высокоточных многошпиндельных гайковертов нового класса на основе одного привода: монография. Под общ. ред. Ю.З. Житникова. – М.: Машиностроение, 2009. 204 с.

УДК 621.396.6: 621.717: 621.3.049.75.002

П.В. Семенов *(генеральный директор ООО "Остек-Сервис-Технология", Москва),*
Ю.Б. Цветков, *д-р техн. наук, профессор (МГТУ им. Н.Э. Баумана)*
E-mail: Petr.Semenov@ostec-smt.ru, tsvetkov@bmstu.ru

Анализ точности базирования при совмещении слоев многослойных печатных плат

Проведен анализ факторов, определяющих точность совмещения слоев многослойных печатных плат при базировании на штифтах. Предложена классификация систем базирования объектов на штифтах по их основным конструктивным особенностям – виду замыкания контактирующих элементов и способу центрирования объектов.

An analysis of factors, determining layers alignment accuracy of multilayer printed circuit boards during registering on pins and holes, is made.

A new classification of registering systems is proposed which shares their basic design features –the methods of force closure of contacting features and the ways of self-aligning pins in holes.

Ключевые слова: многослойные печатные платы, базирование, штифты и отверстия, точность базирования.

Key words: multilayer printed circuit board, registration, pins and holes, accuracy.

Структура многослойной печатной платы (МПП) предусматривает сборку в единый пакет ее отдельных слоев с точным координатным сопряжением функциональных элементов, например, сквозных отверстий и микропереходов с контактными площадками и внутренними слоями, паяльной маски с контактными площадками внешних слоев (рис. 1).

Поэтому в процессе изготовления МПП многократно проводятся операции совмещения: фотошаблонов с внутренними и внешними слоями при формировании топологий, слоев с системами механического и лазерного сверления, а также слоев между собой при прессовании.

Наибольшее распространение в промышленном производстве МПП получили системы механического совмещения при совместном базировании совмещаемых объектов по штифтам и базовым отверстиям.

Непрерывное повышение плотности соединений и соответствующее уменьшение размеров проводников и зазоров между ними, диаметров отверстий микропереходов и контактных площадок привели к резкому ужесточению допусков на совмещение.

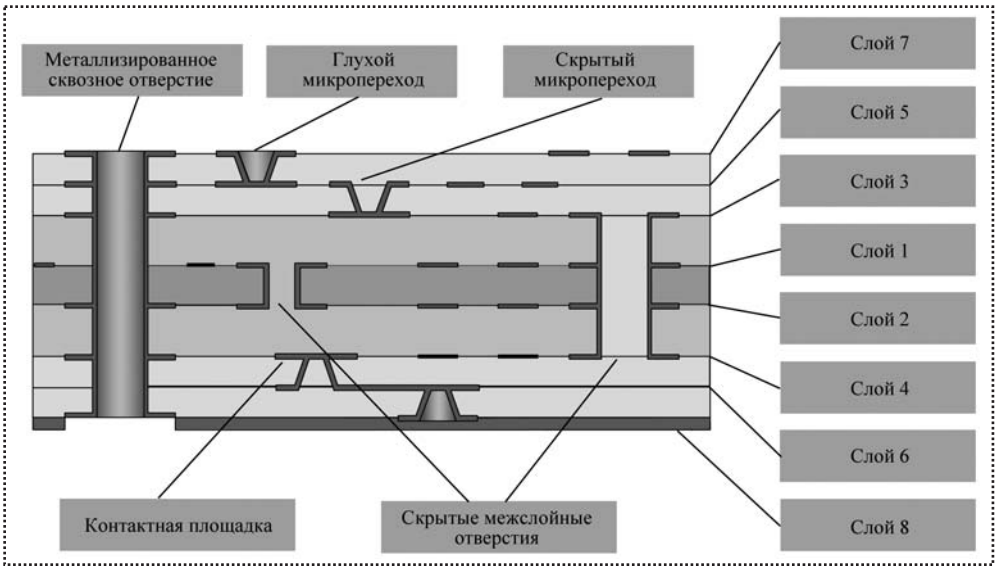


Рис. 1. Структура многослойной печатной платы

Проблема базирования изделий на штифтах имеет общетехнический характер, поскольку этот вид точной установки широко применяется в общем машиностроении, измерительной технике, приборостроении. Большой объем разработок в этой области привел к появлению множества систем механического совмещения, зачастую дублирующих или незначительно отличающихся друг от друга. Это затрудняет обоснованный выбор рационального варианта.

Цель данной статьи – анализ факторов, определяющих точность совмещения слоев МПП при базировании на штифтах, и классификация схем базирования плоских объектов, позволяющая обоснованно оценивать область применения различных вариантов схем, их возможности и ограничения.

Оценка погрешностей положения объектов при базировании на штифтах

Объектами совмещения при изготовлении МПП являются плоские тонкие детали – фотошаблоны, трафареты, внешние и внутренние слои. Поэтому классическая схема базирования деталей 3–2–1 с ограничением шести степеней свободы сводится к схеме 2–1 при размещении объектов на плоскости.

Ограничение перемещений объекта по двум координатам и его вращения в общем случае может быть обеспечено двумя штифтами. Традиционно принимают [1–3], что при базировании (рис. 2) ось X проходит через центры штифтов и является базовой линией, ось Y перпендикулярна ей, начало координат ($X = Y = 0$) – в центре левого штифта. Точки на базируемом объекте имеют текущие координаты X_i, Y_i.

Базирующие элементы – штифты и отверстия – имеют отклонения диаметров и межцентровых расстояний, кроме того, могут возникать случайные погрешности позиционирования. Поэтому для обеспечения посадки отверстий на штифты между ними предусматривают гарантированный зазор C, который является причиной неопределенности положения совмещаемых объектов (на рис. 2 зазор показан утрированно большим для ясности построений).

В общем случае в пределах зазора C возможны смещения Δx_0, Δy_0 базовой точки 0 объекта и поворот относительно базовой линии на угол α. Последнее обстоятельство, а также наличие масштабных погрешностей объектов (расширения или сжатия) приводят к тому, что погрешности положения точек объектов зависят от их координат на рабочем поле и, как правило, максимальны на его периферии.

Оценим вид и предельные значения погрешностей, возникающих при базировании, учитывая, что $\Delta y_0 = \sqrt{C^2 - \Delta x_0^2}$, и принимая, что величина зазора одинакова в обеих парах базирующих элементов.

Второе отверстие на расстоянии L может принять два предельных положения с центрами в точках D и E (см. рис. 2). Поскольку L примерно на три порядка превышает величину зазора C, с некоторым приближением можно записать:

$$X_D \approx X_E \approx L + \Delta x_0, \quad (1)$$

$$Y_D = \sqrt{C^2 - \Delta x_0^2}, \quad (2)$$

$$Y_E = -\sqrt{C^2 - \Delta x_0^2}. \quad (3)$$

Как следует из схемы на рис. 2,

$$\alpha \approx X_D / Y_D \approx X_E / Y_D \approx \frac{\sqrt{C^2 - \Delta x_0^2}}{L + \Delta x_0} \approx \frac{\sqrt{C^2 - \Delta x_0^2}}{L}. \quad (4)$$

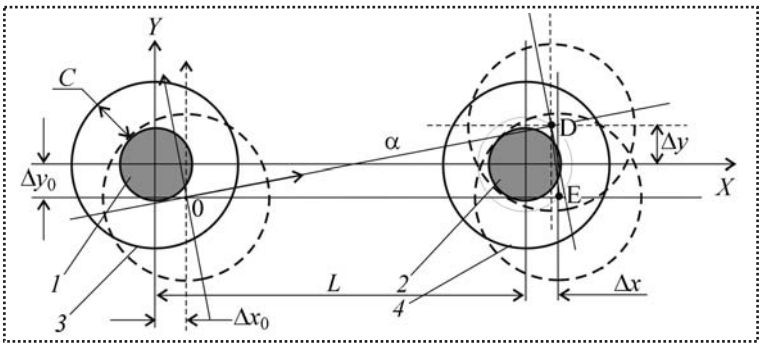


Рис. 2. Базирование объекта на штифтах:
1, *2* – штифты; *3*, *4* – отверстия

Из уравнения (4) следует, что угловой разворот достигает максимального значения при отсутствии сдвига ($\Delta x_0 = 0$) и определяется в этом случае отношением C/L. При $\Delta x_0 = C$ разворот невозможен. Обратим внимание, что сдвиг по оси Y не входит в уравнение (4) – он практически не влияет на диапазон углового разворота. Таким образом, при базировании объекта на двух штифтах возможные сдвиги по координатам имеют предельные значения $\Delta x_0 = \Delta y_0 = \pm C$, а угловой разворот $\alpha = \pm C/L$.

Следует учитывать, что помимо координатных и угловой погрешностей базируемого объекта возможны также его масштабные погрешности вида $\mu_x X$, $\mu_y Y$, определяемые масштабными коэффициентами μ_x, μ_y и пропорциональные соответствующим координатам [4]. При базировании объектов масштабные погрешности выражаются в разнице межцентровых расстояний штифтов и отверстий, которые могут превышать запланированные зазоры между ними. Этот вид погрешностей при изготовлении МПП зачастую является лимитирующим, превосходя все остальные.

Отметим еще одно важное обстоятельство. Погрешности межцентровых расстояний базовых элементов включают как систематическую, так и случайную составляющие. Для первой обычно существуют методы выявления и коррекции за счет юстировки оборудования. Случайные погрешности δx_i, δy_i являются результатом совместного действия множества факторов и юстировке не поддаются. Обычно предполагают, что такие погрешности распределены по нормальному закону с нулевым математическим ожиданием и дисперсией, не зависящей от координат отверстий.

В итоге можно описать виды погрешностей Δx_i, Δy_i точек объекта с координатами X_i, Y_i в матричной форме:

$$\begin{pmatrix} \Delta x_i \\ \Delta y_i \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \Delta x_0 \\ \Delta y_0 \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} \mu_x & \alpha \\ -\alpha & \mu_y \end{pmatrix} \begin{pmatrix} X_i \\ Y_i \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} \delta x_i \\ \delta y_i \end{pmatrix} \quad (5)$$

или в полиномиальном виде:

$$\begin{aligned} \Delta x_i &= \Delta x_0 + \alpha Y_i + \mu_x X_i + \delta x_i; \\ \Delta y_i &= \Delta y_0 - \alpha X_i + \mu_y Y_i + \delta y_i. \end{aligned} \quad (6)$$

Необходимо учитывать, что случайные погрешности искажают точную линейную зависимость рассовмещений от координат точек объекта. В связи с этим идеальное совмещение всех базовых элементов – штифтов и отверстий – невозможно, поскольку погрешности δx_i, δy_i центров отверстий могут привести к смещениям всего объекта по осям X, Y, а также к угловому развороту α.

Совмещение можно считать оптимальным в том случае, когда исключены все систематические погрешности и совмещение точек объекта определяется лишь неустранимыми случайными погрешностями. Можно предположить возможность усреднения этих погрешностей и повышения за счет этого точности совмещения элементов плат.

Приведенные зависимости в явном виде показывают взаимосвязь факторов, определяющих погрешности совмещения объектов при базировании по штифтам. Это делает возможным обозначить пути повышения их точности совмещения:

1. Уменьшение зазора C и увеличение межцентрового расстояния L с очевидностью приводят к уменьшению возможных координатных сдвигов и углового разворота. При этом уменьшение C сопряжено с капиталоемким повышением точности всего процесса обработки изделий и собственно системы базирования, определяющих размерные и координатные погрешности совмещаемых объектов.

В то же время увеличение L – предельно экономичный и эффективный способ уменьшения угловых погрешностей, весьма существенных на периферии объекта. К сожалению, это решение, очевидное с точки зрения инженерной интуиции, не всегда применяется в полной мере.

2. Компенсация возможных масштабных погрешностей за счет увеличения зазора C возможна лишь вдоль одной из координат при

дополнительном обеспечении базирования в перпендикулярном направлении. При этом необходима конструктивная модификация системы базирования.

3. Уменьшение влияния случайных погрешностей, неустранимых в процессе изготовления объектов, также возможно лишь при изменении системы базирования.

Таким образом, выбор или модернизация системы базирования является эффективным способом повышения точности совмещения объектов.

Анализ конструктивных элементов и схем базирования объектов

Механическое совмещение, наиболее распространенное в технологии МПП, осуществляется за счет совместного базирования объектов обработки (плат, внутренних и внешних слоев, фотошаблонов и трафаретов) на общих базовых штифтах. В зависимости от последующей технологической операции к совмещению объектов предъявляются различные требования.

Например, если деформации платы заранее измерены, для проведения координатного сверления достаточно точно совместить ее базовую точку с центром координатной системы и выбрать угловой разворот. Масштабные искажения платы корректируются системой управления сверлильного станка.

Однако в большинстве случаев при совмещении требуется не только точно совместить базовые точки и координатные оси объектов, но и уменьшить влияние масштабных искажений.

Выявленные конструктивные факторы, влияющие на точность базирования, облегчают выделение групп технических решений по обеспечению точности базирования, компенсации и уменьшению влияния погрешностей самих объектов совмещения.

Проведем классификацию систем базирования объектов на штифтах по их основным конструктивным особенностям – виду замыкания контактирующих элементов и способу центрирования объектов. Первая особенность определяет степень устранения неопределенности положения объектов из-за гарантированного зазора между штифтами и отверстиями, вторая – возможность уменьшения влияния масштабных погрешностей как вдоль одной из осей, так и для координатной системы объекта в целом.

Известные технические решения, в той или иной степени реализующие эти особенности, представлены в таблице, столбцы которой соответствуют различным вариантам замыкания базирующих элементов, а строки представляют варианты центрирования объектов при базировании.

Рассмотрим представленные в классификации схемы базирования, обозначая их номерами I, J, где I – номер строки; J – номер столбца.

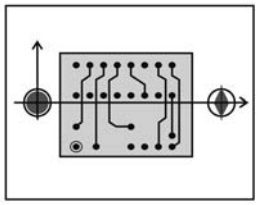
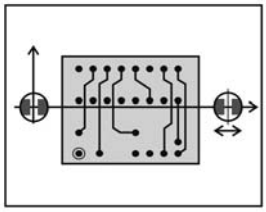
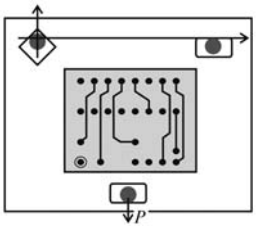
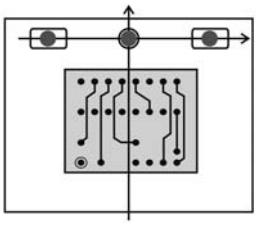
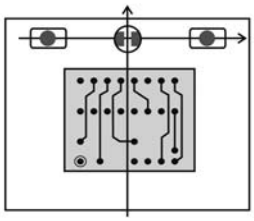
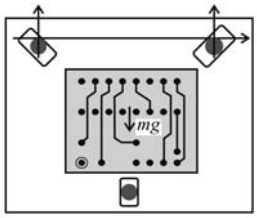
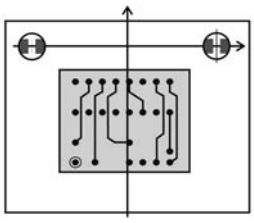
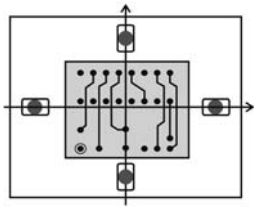
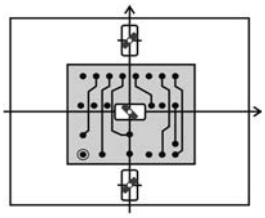
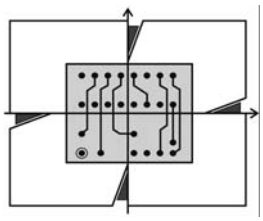
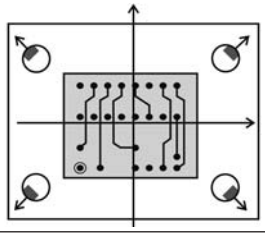
Центрирование по одному штифту

Исходной для рассмотрения является общеизвестная в машино- и приборостроении ***схема 1.1*** (табл. 1) с совместным использованием цилиндрического и ромбического штифтов [1]. Ось первого определяет базовую точку системы базирования, а сам он предотвращает смещения объекта по координатным осям. Ромбический штифт ограничивает лишь угловой разворот объекта и за счет срезанных участков компенсирует размерные и координатные погрешности штифтов и отверстий, обеспечивая их соединение.

Анализ схемы контактирования компенсирующего ромбического штифта с отверстием (рис. 3, *б*) привел к ряду модификаций этого решения. Разработаны штифты с увеличенной площадью сечения (рис. 3, *в*) в виде композиции отрезков окружностей с разными радиусами, включая радиус базового отверстия (рис. 3, *г*, *д*) [5, 6]. Данные модификации решают в основном задачу повышения нагрузочной способности компенсирующего штифта, что для технологии МПП не актуально.

Схеме 1.1 присущи все погрешности, представленные на рис. 2 – координатные сдвиги и угловой разворот, определяемые величиной

Классификация базирующих систем

Замыкание / Центрирование	Нет	Штифт по отверстию	Объект по базовой линии	Объект по центрирующим штифтам
По одному штифту				
По одной оси				
Координатной системы в целом				

зазора и межосевым расстоянием. Из-за ограниченной точности и недостаточного диапазона компенсации межосевых расстояний эта схема в своем классическом варианте не применяется в технологии МПП.

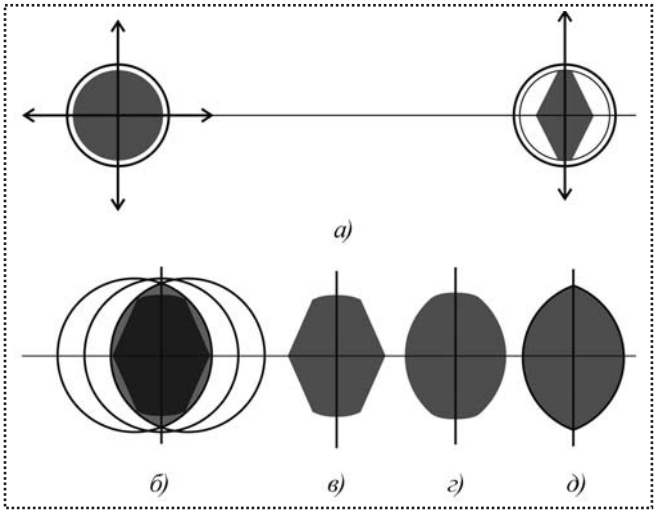


Рис. 3. Базирование на штифты круглого и ромбического сечения:
а – схема базирования;
б – схема контактирования штифта с отверстием;
в–д – модификации сечения штифта

Схема 1.2 позволяет устранить влияние зазора за счет замыкания и самоцентрирования штифта по отверстию. Для этого могут применяться разжимные штифты (рис. 4), которые в исходном состоянии имеют меньший, чем у отверстия, диаметр, а при разжиме самоцентрируются по нему (рис. 4, *а*). Выполнение одного из штифтов самоустанавливающимся вдоль базовой линии (рис. 4, *б*) позволяет установить плату независимо от разницы в межосевых расстояниях штифтов и пальцев [7].

В современной модификации этой схемы замыкание отверстия и штифта выполняется за счет изменения его формы (рис. 5, *а*) [8]. Штифт *1* выполнен в виде четырехгранной пирамиды с квадратным основанием *2* со скругленными углами, грани которой срезаны по конической образующей *3*. На вершине пирамиды – заходная часть *4* со скругленной вер-

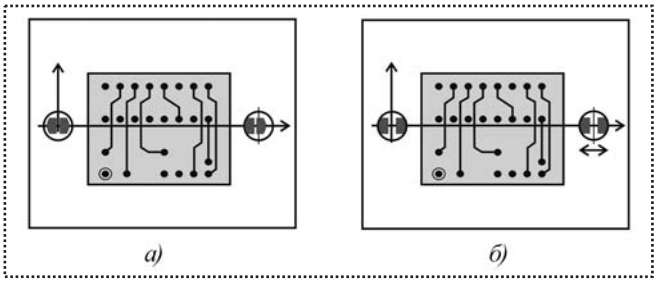


Рис. 4. Применение разжимных штифтов:
а – исходное состояние;
б – самоцентрирование и самоустановка штифтов

шиной. Квадратное основание штифта базирует объекты с прямоугольными отверстиями *5*, а коническая – с круглыми *6*.

Штифты подпружинены снизу, при этом коническая часть штифта контактирует с отверстием независимо от погрешностей его размеров (рис. 5, *б*), обеспечивая его самоустановку. Один из штифтов расположен в углу рабочего поля в вершине прямого угла, образованного дополнительными штифтами по сторонам базирующей системы. Это позволяет использовать одну и ту же конфигурацию штифтов для базирования плат разного размера (рис. 5, *в*). Для повышения точности базирования в схеме используется увеличенное количество штифтов (от 5 до 8).

Схема 1.3 обеспечивает самоустановку отверстия по центрирующему штифту за счет выбора формы базирующих отверстий [9]. Одно из них – квадратное, развернутое на 45°, центрируется по штифту при контакте по образующим. Второе – продолговатое – расположено параллельно одной из осей объекта и позволяет сопряженному с ним штифту самоустановиться при базировании. Прижим отверстий объекта к штифтам происходит под действием его веса при наклоне базовой плоскости или с помощью разжимного штифта на противоположной стороне рабочего поля.

Заметим, что рассмотренные варианты обеспечивают центрирование объекта относительно одного из штифтов. Масштабные погрешности при этом не устраняются, они нарастают пропорционально координате *X*, принимая максимальные значения на стороне рабочего поля объекта, противоположной центрирующему штифту.

Центрирование по одной из осей объекта обеспечивается размещением базирующего отверстия на одной из осей и частичной или полной заменой круглых базирующих отверстий пазами (слотами). В ***схеме 2.1*** при использовании круглого отверстия оно находится на центральной оси заготовки, а слоты – слева и справа от нее (рис. 6, *а*) [10]. При наличии масштабных погрешностей штифты самоустанавливаются в слотах вдоль соответствующей координаты. Центральное отверстие может быть также заменено слотом [11], ось которого лежит на центральной оси (рис. 6, *б*).

Центрирующий слот может быть дополнительно размещен на противоположной стороне рабочего поля [12] (рис. 6, *в*) или смещен в это положение

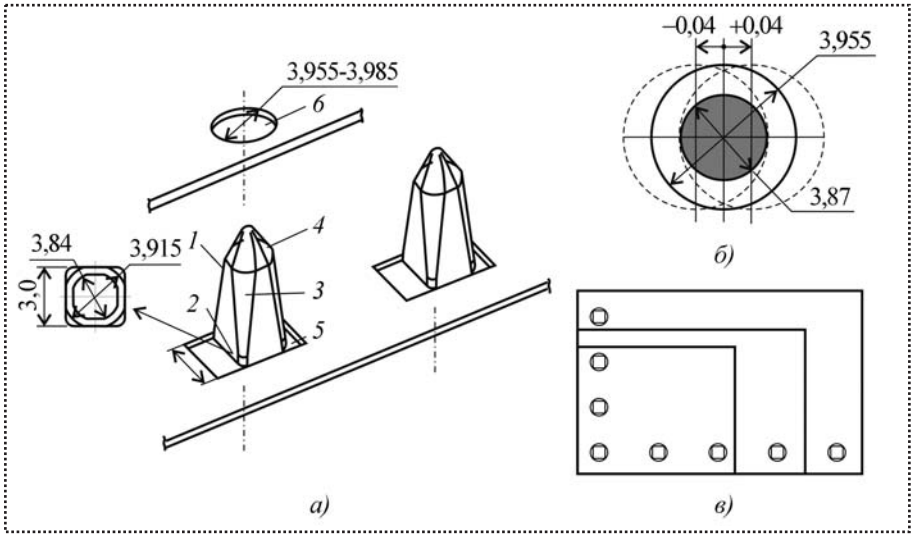


Рис. 5. Замыкание по конической поверхности:
а – базирование объектов с прямоугольными и круглыми отверстиями;
б – расчетная схема;
в – расположение штифтов в базирующей системе

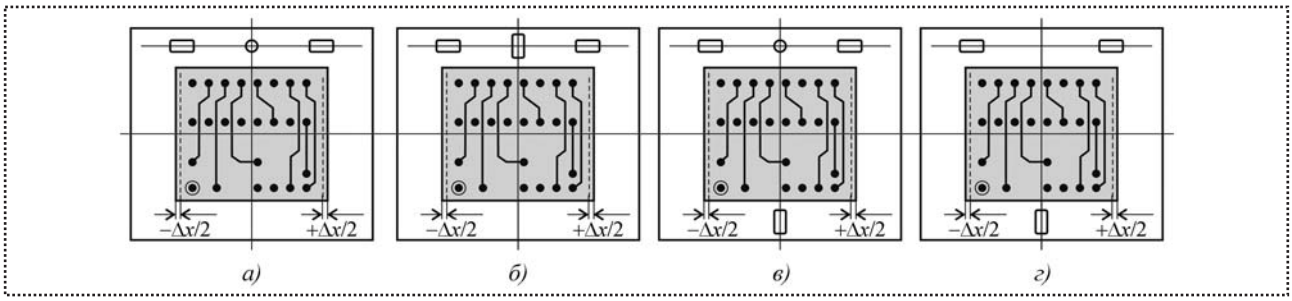


Рис. 6. Центрирование по одной из осей объекта:
а – на круглое отверстие;
б – г – на слот

(рис. 6, *г*). Обе модификации повышают точность базирования за счет увеличения межцентровых расстояний (см. уравнение (4) и следствия из него).

Схема 2.2 повышает точность базирования за счет замыкания центрального отверстия с разжимным штифтом. Заметим, что эта схема, как и рис. 6, *г*, не описана в технической литературе. Обе они сгенерированы в процессе анализа систем базирования и разработки классификации (см. таблицу).

Схема 2.3, в которой часть слотов размещена под углом к центральным осям, [9] внешне кажется развитием схемы на рис. 6, *г*, однако различия между ними весьма существенны. Как и в схеме 1.3, в данном случае предусмотрено кинематическое замыкание слотов и штифтов под действием силы тяжести при наклоне базовой плоскости или с помощью разжимного штифта, направленно сдвигающего объект к базовым штифтам. Этим обеспечивается точное сопряжение базовых линий объекта и системы базирования, поскольку верхние стороны слотов прижимаются к штифтам, выбирая зазор и устраняя координатную неопределенность.

В результате применения схем 2.1–2.3 одна из осей заготовки совмещается с соответствующей осью системы базирования, при этом абсолютные значения масштабных погрешностей вдоль этой оси уменьшаются вдвое.

Центрирование координатной системы объекта должно обеспечить совмещение его центра и координатных осей с центром и координатными осями системы базирования. Результатом является уменьшение вдвое абсолютных значений масштабных погрешностей по обеим осям.

Центрирование координатных систем плоских объектов при наличии существенных масштабных погрешностей – универсальная проблема, возникшая более 60 лет назад в цветной фото- и полиграфической печати, в мультипликации, стереофотографии и т.п. Основной принцип ее решения – разнесение базирующих штифтов по перпендикулярным осям и использование слотов – ***схема 3.1***. Примером может служить система базирования с Т-образным расположением штифтов [13] (рис. 7, *а*), являющаяся естественным развитием схемы на рис. 6, *г*. Существенное различие состоит в том, что все слоты расположены на периферии объекта непосредственно на его координатных осях.

Наиболее популярна в современных системах базирования четырехслотовая схема с симметричным расположением слотов вдоль соответствующих центральных осей (рис. 7, *б*) [14, 15].

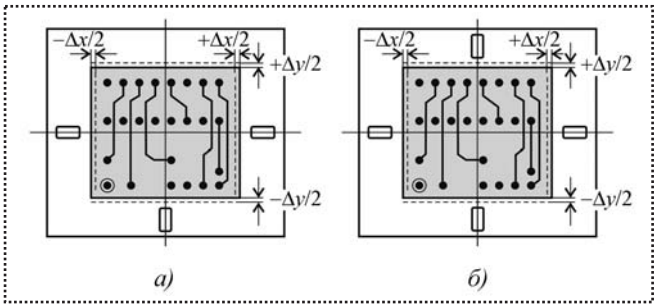


Рис. 7. Центрирование объектов с Т-образной (*а*) и четырехслотовой (*б*) схемами базирования

Независимые эксперты фирмы Precision Circuits считают именно эту схему, реализованную фирмой Multiline Technology в современных системах базирования, наиболее эффективной, отмечая, что она заменила на предприятиях IBM собственные разработки [16]. Впервые эта схема была разработана и заявлена в качестве изобретения в 1970 г. применительно к оборудованию цветной фотопечати [14].

Общим недостатком рассмотренных схем центрирования является то, что между штифтами и отверстиями (круглыми или продолговатыми) предусматривается гарантированный зазор, ведущий к неопределенности положения объектов.

Схема 3.2 предназначена для замыкания штифтов и отверстий при центрировании объекта [17]. Все штифты выполнены в виде продолговатых поворотных кулачков, способных после установки объекта выбрать зазоры в слотах и центрировать объект. Задача центрирования решена здесь "лобовым" способом – центральный кулачковый штифт установлен буквально в центре объекта. Далеко не всегда топология современных плат дает такую возможность.

Схема 3.3 имеет целью замыкание осей объекта и базирующей системы при центрировании его координатной системы. Для этого одна из сторон каждого штифта (клинового или полуцилиндрического) размещена на центральной оси базирующего устройств [18]. В свою очередь, в каждом базирующем отверстии одна из прямолинейных сторон располагается строго по одной из координатных осей объекта. Геометрически соответствующие стороны штифтов и отверстий составляют единые прямые линии, сопрягающие между собой координатные системы объекта и базирующего устройства. По сути, предпринята попытка геометрического сопряжения сторон базирующих отверстий объекта с соответствующими сторонами штифтов.

Схема весьма изящна, но практически не реализуема. Малейшие погрешности объекта, например, неортогональность его осей или случайные погрешности базирующих отверстий, не позволят установить объект на штифты. Не случайно предложенная более полувека назад схема так и не получила развития.

Схема 3.4 осуществляет выборку зазора при центрировании объекта с кинематическим замыканием штифтов и отверстий, что устраняет неопределенность его положения.

В схеме [19], показанной на рис. 8, *а*, базовые отверстия и штифты размещены на периферии рабочего поля вдоль одной из центральных осей. Внешне схема очень похожа на ранее рассмотренную схему с разжимными штифтами (см. рис. 4). Однако между ними существует принципиальная разница. В последнем случае разжимные штифты образуют пару, в которой каждый из них может смещаться вдоль базовой линии строго симметрично относительно центра. Поэтому при замыкании с отверстиями объекта штифты, самоустанавливаясь по ним, сохраняют положение общего центра и, соответственно, центрируют объект.

Модификацией этой схемы (рис. 8, *б*, *в*) является применение двух пар базовых отверстий и соответствующих штифтов, которые симметрично размещены на периферии рабочего поля вдоль одной из центральных осей

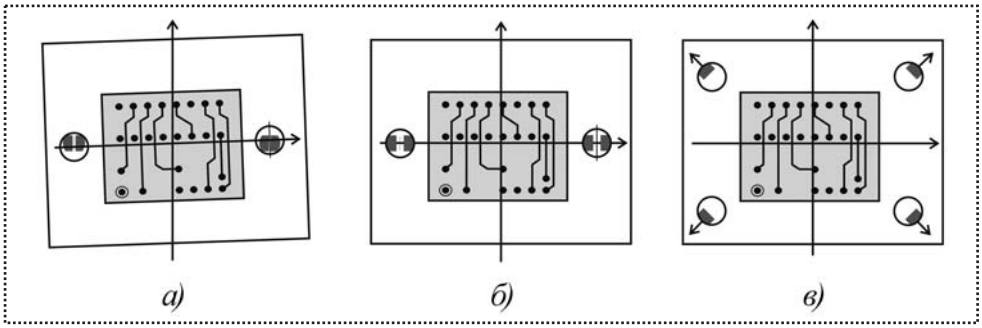


Рис. 8. Кинематическое замыкание при центрировании объекта:
а – исходное состояние;
б – центрирование объекта;
в – схема с двумя парами центрирующих штифтов

[20]. При перемещении штифтов под углом к центральным осям происходит их кинематическое замыкание с отверстиями, формируется система равновесных сил и за счет этого осуществляется разворот и центрирование объекта.

Выводы

Классификация систем базирования объектов на штифтах целесообразна по их основным конструктивным особенностям — виду замыкания контактирующих элементов и способу центрирования объектов.

Показано, что в зависимости от вида обработки возможно:

- *задание центра (центрирование) объекта одним штифтом в точке начала координат;*
- *центрирование относительно одной из осей — совмещение ее с соответствующей осью системы базирования;*
- *центрирование координатной системы объекта — совмещение его центра и обеих координатных осей с соответствующими элементами системы базирования.*

Для уменьшения влияния зазора между штифтами и отверстиями применяется кинематическое замыкание:

- *разжимных штифтов в отверстиях;*
- *объекта по штифтам на базовой линии;*
- *объекта по центрирующим штифтам.*

Увеличение расстояния между базирующими штифтами пропорционально уменьшает диапазон угловой погрешности базирования объекта.

Библиографический список

1. **Корсаков В.С.** Основы конструирования приспособлений в машиностроении. М.: Машиностроение, 1983. 228 с.
2. **Сборник** задач и упражнений по технологии РЭА: Учеб. пособие / Под ред. Е.М. Парфенова. М.: Высшая школа, 1982. 255 с.
3. **Vallance R.R., Morgan C, Slocum A.H.** Precisely positioning pallets in multi-station assembly systems // Precision Engineering. 2004. № 28. P. 218–231.
4. **Цветков Ю.Б., Тахаутдинов Р.Ш., Городов В.А.** Анализ совмещаемости многослойных печатных плат // Сборка в машиностроении, приборостроении. 2005. № 9. С. 36–40.
5. **Patent** 3, 196, 549 (USA), U.S. Cl. 33/645. Segment type locating pin / Alexander A.H., 1965.
6. **Patent** 6, 775, 919 (USA), U.S. Cl. 33/645, Intern. Class B23Q 16/00. Radially relieved locating pin / Liebig T. J.
7. **Patent** 4, 700, 488 (USA), U.S. Cl. 33/613, Int. Cl. B23Q 16/00. Arrangement for aligning a printed circuit substrate in a printing machine / Curti E, 1986.
8. **Patent** 5, 566, 840 (USA), U.S. Cl. 211/41, Int. Cl. A 47 G 19/08. Device for aligning printed circuit board and pattern carriers / Waldner P.R. et al., 1966.
9. **Patent** 5, 915, 678 (USA), U.S. Cl. 269/47, Int. Cl. B 23 Q 1/00. Kinematic coupling for thin plates and sheets and the like / Slocum A.Y. et al., 1999.
10. **Patent** 5, 699, 742 (USA), U.S. Cl. 101/486 Int. Cl. B. 41 L 3/02. Method and device for exactly aligning a printing image to a geometrically correct print position of a printing machine / Ahrens H. et. al., 1997.
11. **Patent** 3, 160, 096 (USA), U.S. Cl. 101–401.1, Int. Cl. G03F 9/00. Plate pre-registration method / Norton R.K., 1964.
12. **Patent** 4, 664, 511 (USA), U.S. Cl. 355/91, Int. Cl. G 03 B 27/20. Vacuum frame registration board with static sink / Carlson F.C. et al., 1987.
13. **Patent** 2, 339, 975 (USA), U.S. Cl. 355/91. Registration process and apparatus / Ball J.A., 1946.
14. **Patent** 3, 751, 817 (USA), U.S. Cl. 33/184.5, Int. Cl. B41B 1/00. Method of registering film negatives / Willis L.G., 1973.
15. **Patent** 5, 499, 444 (USA), U.S. Cl. 29/830, Int. Cl. H05K 3/36. Method of manufacturing a rigid flex printed board / Doane H. et al., 1996.
16. **Customer** information documents. http://www.precisioncircuits.com.au/cid/011.html
17. **Patent** 4, 598, 453 (USA), U.S. Cl. 29/271, Int. Cl. B23Q 3/18. Apparatus for centering and aligning a workpiece / Wills T.M., 1986.
18. **Patent** 2, 793, 442 (USA), U.S. Cl. 29/271, Int. Cl. B23Q 3/18. Procedure and apparatus for registering photographic sheets and the like / Ozga F., 1957.
19. **Patent** 4, 805, 316 (USA), U.S. Cl. 33/613, Int. Cl. B23Q 3/00. Method and apparatus for aligning printed circuit carriers preparatory to the application of printed circuits / Curti E., 1989.
20. **Patent** 6, 219, 899 (USA), U.S. Cl. 29/559, Int. Cl. B23Q 7/00. Panel positioning method / Ammann H.H. et al., 2001.

УДК 621.03

Е.Н. Малышев, *канд. техн. наук,* **С.А. Бысов** *(Калужский филиал МГТУ им. Н.Э. Баумана)*
E-mail: m1@bmstu-kaluga.ru

Обоснование принятия решения о концентрации обработки и сборки на одном станке

Представлена последовательность принятия решения о концентрации обработки и сборки на одном станке с учетом кинематических, геометрических, точностных, силовых, скоростных и других факторов.

The sequence of decision-making on concentration of processing and assemblage on one machine tool is presented. The sequence considers kinematic, geo-metric, accuracy, power, high-speed and other factors.

Ключевые слова: концентрация операций, сборка, обработка резанием, технологические возможности оборудования, эффективность использования оборудования.

Key words: concentration of operations, assembling, processing by cutting, technological possibilities of the equipment, efficiency of use of equipment.

В современном машиностроении изготавливается большое количество изделий, в состав которых входят детали с установленными в них втулками [1]. Эти втулки выполняют роль подшипников скольжения, направляющих элементов, усиливают (армируют) несущие поверхности, улучшают ремонтопригодность изделия (являются сменными). Наиболее распространенные представители сборочных единиц с такими втулками – корпуса, кондукторы, рычаги, шатуны и т.д.

Неподвижность втулок в отверстиях базовых деталей, как правило, обеспечивается методом продольного запрессовывания по посадке с натягом (например, H7/n6 или H7/к6). Возникающие при сборке деформации тем или иным образом изменяют форму и размеры отверстия запрессованной втулки, в ряде случаев значительно по сравнению с изначальными. В этом случае для обеспечения требуемой точности необходима отделочная обработка поверхности отверстия, особенно для высокоточных соединений [2]. Устранение с применением механической обработки влияния сборочной взаимосвязи в неподвижных соединениях, а также технологических погрешностей и факторов, действующих при эксплуатации – одна из основных задач сборки машин и механизмов [3].

Как правило, в случае необходимости обработки деталей в сборе для устранения погрешностей, возникающих при сборке, реализуется следующая последовательность операций: обработка сопрягаемых и исполнительных поверхностей соединяемых деталей на металлообрабатывающем оборудовании; соединение деталей запрессовкой на прессовом оборудовании; доработка исполнительных поверхностей деталей в сборе на металлорежущем оборудовании.

Перемещение деталей и узлов с обрабатывающего оборудования на прессовое и обратно сопровождается появлением погрешностей при каждой последующей установке объекта производства на оборудование, а также увеличением длительности производственного цикла на время, затрачиваемое на операции переустановки и транспортировки.

Современное технологическое оборудование обладает более широкими технологическими возможностями, чем это отражено в его наименовании в соответствии со сложившейся классификацией. Это находит подтверждение в большом количестве работ, выполненных современными исследователями в области машиностроения [4]. Наряду с формообразующими и обрабатывающими операциями на заготовительном и металлорежущем оборудовании в ряде случаев осуществляются сборочные операции, что явля-

ется примером расширенного использования технологических возможностей указанного оборудования. Так, например, компания Wirth&Gruffat (Франция), поставляющая токарные горизонтальные многошпиндельные станки-автоматы с ЧПУ, реализует сборку изделий непосредственно на станках [5]. В отечественном машиностроении существуют примеры использования токарно-револьверных и других автоматов для автоматизации сборки в условиях крупносерийного производства. В частности, такие автоматы используют для завинчивания, завальцовки и запрессовки деталей [3], что показывает возможность и эффективность расширенного использования технологического оборудования путем реализации операций обработки и сборки в одной технологической системе.

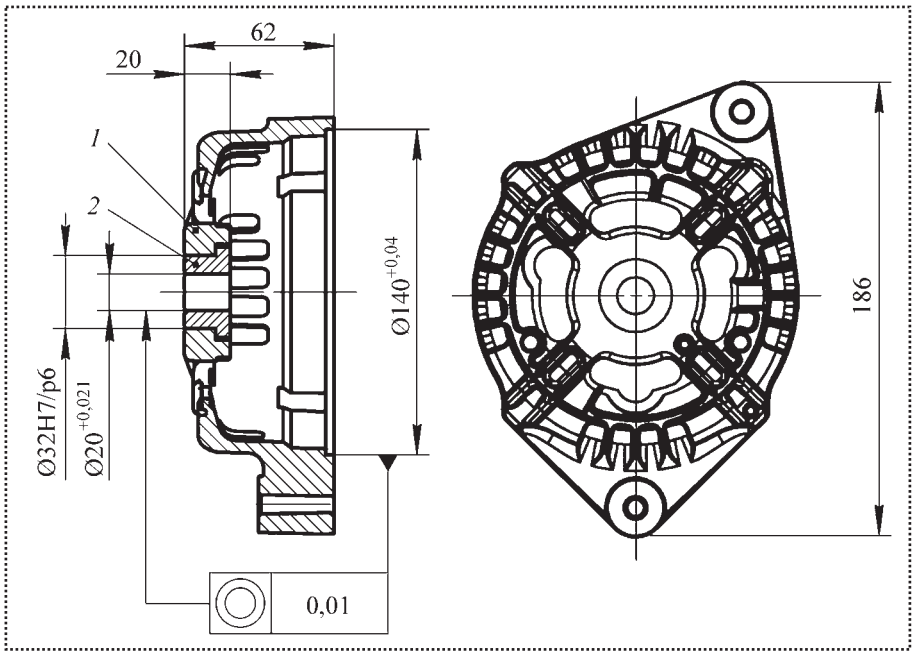


Рис. Крышка генератора:
1 – корпус крышки;
2 – втулка

В ОАО "Калужский завод транспортного машиностроения" и ОАО "Инструментальный завод "ИНСЭЛ" (г. Калуга) были реализованы технологические процессы с концентрацией операций обработки и сборки на металлорежущем оборудовании. Практический опыт внедрения таких технологических процессов позволил сформулировать приведенную ниже последовательность мероприятий, позволяющих обоснованно принять решение о концентрации операций обработки и сборки на обрабатывающем оборудовании с учетом геометрических, точностных, силовых, скоростных, экономических и других факторов.

1. Исследование и анализ базовой технологии (не предусматривающей такой концентрации) с целью определения погрешностей сборки, вклада в ее формирование погрешностей установки и переустановки объектов производства, затрат времени на их установку и перемещение.

Так, например, был исследован технологический процесс изготовления на ОАО "Калужский завод транспортного машиностроения" крышки генератора (рис. 1), состоящего из корпуса *1* (сплав АК5М2) и втулки *2* (сталь 45).

Базовый технологический процесс включал следующие операции (исключая контроль и транспортировку):

– изготовление втулки с обеспечением сопрягаемого размера ∅32р6($^{+0,042}_{+0,026}$);

– обработка сопрягаемых и исполнительных поверхностей корпуса крышки: растачивание отверстия ∅32Н7($^{+0,025}$) под запрессовывание втулки и предварительное растачивание отверстия ∅140. Установка и закрепление заготовки корпуса крышки, полученной литьем, на токарных операциях осуществлялось в трехкулачковом патроне по необработанной поверхности;

– сборка: запрессовывание втулки в корпус крышки на ручном прессе с номинальным усилием 10 кН;

– доработка корпуса крышки и втулки в сборе: растачивание отверстий ∅20$^{+0,021}$ во

втулке и $\varnothing 140^{+0,040}$ в корпусе крышки. Установку и закрепление крышки генератора в сборе на токарных операциях осуществляли в трехкулачковом патроне по необработанной поверхности корпуса крышки.

Исследование базового технологического процесса показало, что при изготовлении втулки и корпуса крышки размеры и отклонения формы и относительного положения обработанных поверхностей обеспечивались в пределах допуска; после запрессовывания втулки в корпус крышки несоосность (погрешность сборки) исполнительных поверхностей ∅20 и ∅140 превышала 0,02 мм, что вызывало необходимость обработки деталей в сборе для ее уменьшения до заданных значений – не более 0,01 мм; погрешность установки деталей в сборе в патроне токарного станка достигала величины 0,31 мм вследствие низких прочности материала и точности установочной поверхности корпуса крышки.

Таким образом, суммарная погрешность, подлежащая исправлению обработкой в сборе, достигала 0,32...0,34 мм, и наибольший вклад в ее формирование вносила погрешность установки на обработку деталей в сборе. Для устранения указанной суммарной погрешности припуск на обработку назначали 0,2...0,4 мм на сторону.

Пролеживание деталей и собранных компонентов у каждой единицы оборудования, связанное с формированием транспортных партий, составляло 2,5...3 ч, время перемещения между обрабатывающим и прессовым оборудованием – 0,2...0,4 ч.

2. Выявление кинематических возможностей обрабатывающего оборудования, позволяющих реализовать необходимые сборочные движения.

Формообразующей системой станка называют совокупность звеньев технологической системы, взаимное положение и перемещение которых обеспечивает заданную траекторию движения режущего инструмента относительно обрабатываемой детали.

В свою очередь сопряжение соединяемых деталей осуществляется при их относительном движении – движении сборки. Если сборочные движения, необходимые для сопряжения деталей, реализовывать посредством механизмов металлообрабатывающего станка, то сборочной составляющей формообразующей системы станка является совокупность звеньев технологической системы, взаимное положение и перемещение которых обеспечивает заданную траекторию относительного движения сопрягаемых поверхностей соединяемых деталей [6].

Наряду с движениями, непосредственно осуществляющими сопряжение поверхностей соединяемых деталей, существуют также рабочие движения, способствующие выполнению сборочного процесса, но сами в нем не участвующие. К ним относятся подведение и возврат рабочих органов машины в исходное положение после окончания процесса и т.д. Их выполнение большей частью не связано с какой-либо определенной траекторией, а лишь ограничено исходной и конечной точками перемещения.

В ходе исследования [6] формообразующей системы токарного станка с ЧПУ мод. Hardinge TALENT 10/78 была выявлена кинематическая возможность выполнения на нем продольного относительного перемещения деталей для их сопряжения непосредственно на станке. При этом базовая деталь – корпус крышки остается закрепленной в патроне, а втулка устанавливается в инструментальной головке на суппорте станка.

3. Обеспечение требуемой точности сопряжения.

Требуемая точность сопряжения при сборке обеспечивается на этапах предварительного относительного ориентирования составных частей изделия и их последующего встречного перемещения.

Специальное сборочное оборудование способно обеспечивать точность относительного ориентирования сопрягаемых поверхностей ±(0,005...0,010) мм и выше. Универсальное

сборочное оборудование на базе роботов-манипуляторов в подавляющем большинстве имеет точность ±(0,05...0,10) мм. Применение адаптивных систем обеспечивает высокую точность сопряжения при одновременном резком повышении стоимости сборочного оборудования [1].

Погрешность позиционирования исполнительных механизмов современного обрабатывающего оборудования (например, станки HURCO VT U (Германия), HAAS MINI LATHE и Milltronics VMC16 (США), 1716ПФ3/ПФ4 (Россия) и т.д.) редко задается ниже ±0,005 мм [5], т.е. не уступает по этому параметру специальному сборочному оборудованию. Следовательно, можно обеспечивать точность относительного ориентирования и соединения сопрягаемых деталей посредством исполнительных механизмов обрабатывающего оборудования, сопоставимую с точностью специального сборочного оборудования.

4. Определение ограничений, накладываемых геометрией сопрягаемых поверхностей, на возможность совмещения операций обработки и сборки на одном станке.

В качестве основных классификационных признаков обрабатываемых поверхностей, как правило, принимают форму образующей и направляющей линий, их взаимное расположение и характер движения образующей относительно направляющей.

Используя систему координат станка и математическое описание образующей сопрягаемой поверхности вращения базовой детали, можно дать формализованное описание требований к ориентированному положению сопрягаемой поверхности базовой детали по завершению ее обработки с целью обеспечения возможности сопряжения по ней присоединяемой детали на том же станке без переустановки базовой детали.

В результате выполненных исследований установлено следующее. Если внутренняя поверхность (отверстие) базовой детали, обрабатываемой на станке, состоит из участков, образующие которых описываются только неубывающими функциями, то базовая и присоединяемая детали с такими поверхностями могут быть собраны на этом станке без переустановок и нарушения целостности материала соединяемых деталей. Наличие локальных экстремумов функции (и возрастающих, и убывающих участков функций, описывающих образующую сопрягаемой поверхности базовой детали, обрабатываемой на данной операции) свидетельствует о невозможности сопряжения по ней присоединяемой детали на том же станке при условии сохранения целостности материала соединяемых деталей в местах их контакта.

5. Определение сило-моментных ограничений реализации сборки на обрабатывающем оборудовании.

Величина необходимой сборочной силы, потребной для соединения сборочных единиц, в общем случае определяется с учетом реализуемого метода сборки, геометрии сопрягаемых поверхностей, массы соединяемых деталей, сил и моментов сил, действующих в сборочной системе, режимов сборки, состояния окружающей среды и т.д.

Усилие сборки, необходимое для соединения сборочных единиц на металлорежущем станке, может быть реализовано посредством его тяговых устройств привода подач. Тяговые устройства служат для перемещения подвижных узлов станка по направляющим прямолинейного или вращательного движения. Они являются последним звеном кинематической цепи привода подач.

Передачи винт–гайка качения – основной вид тягового устройства в приводах подач столов, суппортов, траверс почти всех малых и средних размеров станков с ЧПУ, а также в приводах подач обычных станков (фрезерных, токарных, расточных, сверлильных, шлифовальных, зубо- и резьбообрабатывающих и др.). Причина этого – высокая жесткость и беззазорность соединения винт–гайка качения. Динамическая грузоподъемная сила таких передач в конструкциях металлорежущих

станков может достигать более 200 кН для шариковых передач, 300...520 кН для роликовых [7].

Усилия продольных подач суппортов, развиваемые тяговыми устройствами станков токарной группы, составляют для 1К62 – 5,5 кН, 16К20 – 6 кН, 1В62Г – 7,5 кН, Pinacho Smart-Turn 7 225 – 9 кН, Harding Talent 10/78 – 9,35 кН, станков сверлильной группы: 2Н118 – 5,6 кН, 2А125 – 9 кН, 2А53 – 12,5 кН, 2А135 – 16 кН, 2А150 – 25 кН, 2Н57 – 32 кН, станков фрезерной группы: 6Р11 – 10 кН, 6Н12 – 15 кН, 6Р13 – 15 кН, 6Н13 – 20 кН [5].

Для оценки конструкции и качества изготовления станка в отношении сохранения им точности под нагрузкой предусмотрены нормы жесткости. Например, вертикально-сверлильный станок мод. 2А150 испытывается статической нагрузкой 19 кН в вертикальном направлении, т.е. в направлении осевого усилия. Нормативная характеристика жесткости для этого станка составляет 9,6 кН/мм. Вертикально-фрезерный станок мод. 6Р13 испытывается статической нагрузкой 17 кН в вертикальном направлении. Нормативная характеристика жесткости для этого станка составляет 17,4 кН/мм [8].

Тяговые устройства, кроме требуемого усилия подачи, обеспечивают заданный закон и скорость перемещения подвижных узлов станка. Диапазон бесступенчатого регулирования подачи, например, для станка 16К20Ф3, составляет от 3 до 200 мм/мин, для 6Р13РФ3 – от 8 до 800 мм/мин, для 2623ПМФ4 – от 2 до 1600 мм/мин. Для большинства моделей универсального оборудования со ступенчатым регулированием подачи диапазон регулирования также велик и находится в пределах от 0,2 до 1000 мм/мин. Обычные скорости запрессовки принимаются от 60 до 600 мм/мин. Наибольшая прочность достигается при малых скоростях (до 180 мм/мин). Такая величина подачи может быть обеспечена с высокой точностью на большинстве моделей металлорежущего оборудования.

6. Разработка технологического процесса на базе концентрации обработки и сборки на одном станке.

Анализ технологических возможностей токарного станка с ЧПУ мод. Hardinge TALENT 10/78, выполненный в соответствии с предложенной последовательностью, позволил выявить возможность концентрации на нем операции обработки корпуса крышки и сборки крышки генератора. В соответствии с разработанным технологическим процессом обработка и сборка выполнены на указанном станке с одного установа корпуса крышки. Предварительно изготовленную втулку (с обеспечением посадочного размера $\varnothing 32^{+0,042}_{+0,026}$) перед началом цикла обработки корпуса крышки устанавливали на разжимную регулируемую оправку в одной из позиций инструментальной головки станка. Конструкция оправки аналогична используемым в процессе установки подшипников скольжения в корпусных деталях [9]. Разработанный технологический процесс включал: растачивание отверстия в корпусе крышки с обеспечением размера $\varnothing 32^{+0,025}$ под запрессовку втулки; запрессовывание втулки посредством продольной подачи инструментальной головки; растачивание отверстий $\varnothing 20^{+0,021}$ во втулке и $\varnothing 140^{+0,040}$ в корпусе крышки.

7. Определение эффективности принятого решения.

Концентрация обработки и сборки крышки генератора на обрабатывающем оборудовании позволила исключить погрешность, вызванную установкой соединяемых деталей на пресс и сборочной единицы на токарный станок для совместной обработки, уменьшить припуск на обработку внутренней поверхности втулки с 0,4 до 0,1 мм и, соответственно, сократить количество проходов для обработки. Суммарное время обработки и сборки крышки генератора снизилось на 62 % при обеспечении требуемой точности размеров и относительного положения исполнительных поверхностей $\varnothing 20^{+0,021}$ и $\varnothing 140^{+0,040}$ изготавливаемого изделия.

Вывод

Проведенные исследования подтвердили эффективность принятого решения о выполнении обработки и сборки с одного установа на обрабатывающем оборудовании, что позволило значительно снизить припуски на обработку деталей в сборе путем устранения влияния погрешности установки и сократить время на изготовление сборочной единицы.

Библиографический список

1. **Машиностроение.** Энциклопедия / Ред. совет: К.В. Фролов (пред.) и др. – М.: Машиностроение. Технология сборки в машиностроении. Т. III-5 / А.А. Гусев, В.В. Павлов, А.Г. Андреев и др.; под общ. ред. Ю.М. Соломенцева. 2001. 640 с.

2. **Дальский А.М., Кулешова З.Г.** Сборка высокоточных соединений в машиностроении. – М.: Машиностроение, 1988. 304 с.

3. **Научные** основы автоматизации сборки машин / Под ред. М.П. Новикова. – М.: Машиностроение, 1976. 472 с.

4. **Малышев Е.Н., Бысов С.А.** Расширение технологических возможностей обрабатывающего оборудования – основное направление повышения эффективности его использования // Труды Международного форума по проблемам науки, техники и образования. Т. 2 / Под ред. В.А. Малинникова, В.В. Вишневского. – М.: Академия наук о земле, 2009. С. 33–35.

5. **Презентационные** материалы производителей технологического оборудования и паспортные данные станков.

6. **Малышев Е.Н., Бысов С.А.** Реализация комплекса обработки и сборки на одном станке // Сборка в машиностроении, приборостроении. – 2009. № 1. С. 14–21.

7. **Металлорежущие** станки: Учебник для машиностроительных втузов / Под ред. В.Э. Пуша. – М.: Машиностроение, 1985. 256 с.

8. **Детали** и механизмы металлорежущих станков. Т. 1 / Под ред. Д.Н. Решетова. – М.: Машиностроение, 1972. 664 с.

9. **Новиков М.П.** Основы технологии сборки машин и механизмов. – М.: Машиностроение, 1980. 592 с.

УДК 621.757

А.В. Ланщиков, *д-р техн. наук (Пензенская государственная технологическая академия)*
Тел. (8412) 44-41-90

Обеспечение качества операций сборки резьбовых соединений*

Освещены применяемые в практике подходы к обеспечению качества операций сборки резьбовых соединений, приведены устройства для подготовки и выполнения сборочных операций.

In the article are shown the practical approaches to the quality assurance of the assembly operations of threaded joints; also here are qiven the constructed equipments for the preparation and execution of the assembly operations.

Ключевые слова: обеспечение качества, сборка, резьбовое соединение.

Key words: quality maintenance, assemblage, carving connection.

Резьбовые соединения являются наиболее распространенными средствами сопряжения и составляют 25–35 % их общего объема, причем трудоемкость их сборки достигает 50 % объема сборочных работ. Это связано со сложностью автоматизации ряда операций сборки резьбовых соединений, а также трудностью достижения заданного качества из-за влияния большого числа случайных и неконтролируемых факторов.

Под качеством резьбовых соединений подразумевают способность резьбовых стыков максимально длительное время обеспечивать плотность или герметичность, а с позиций технологии сборки – это достижение требуемого уровня затяжки и минимального разброса используемого контролируемого параметра. Следствием некачественной сборки резьбовых соединений является преждевременное ослабление резьбовых стыков из-за влияния различных нагрузок. Применение средств стопорения частично решает проблему, но повышает трудоемкость сборочных операций и ограничивает возможность автоматизации.

Решением проблемы обеспечения качества сборки резьбовых соединений занимаются многие отечественные и зарубежные исследователи. В практике сложились следующие подходы:

– прочностной – при проектировании соединений устанавливают запасы прочности, завышенные в 2–5 раз по сравнению с эксплуатационными нагрузками, чем пытаются компенсировать разброс параметров резьбовых соединений. Следствие такого подхода – рост металлоемкости резьбовых узлов, что приемлемо далеко не для всех конструкций;

– использование ручной сборки – качество резьбовых соединений обеспечивают за счет введения второй стадии операции – дотяжки динамометрическими или предельными ключами, что неизменно приводит к росту трудоемкости. Кроме того, точность затяжки в этом случае не выше 10–15 %;

– входной контроль точности используемого крепежа и активный контроль в процессе нагружения (затяжки) резьбовых соединений. Это повышает качество операций, но экономически оправдано только при больших объемах выпуска. Кроме того, использование средств активного контроля, как правило, требует весьма значительной доработки конструкций гайковертов;

– совершенствование режимов и условий сборки: взаимной ориентации, совмещения собираемых элементов, их наживления, регламентация скорости свинчивания и т.д. Эти мероприятия эффективны для мелких резьб (менее М4), у которых запасы прочности, как правило, завышены и нет необходимости в "тарируемой затяжке";

– совершенствование кинематики гайковертов и винтовертов для снижения их инерционности (минимизация динамической составляющей прикладываемого момента) и уменьшения "отдачи" (реактивного момента) и т.д. Это повышает качество и эффективность сборочных операций, хотя погрешности, связанные с рассеиванием характеристик собираемых деталей, в данном случае не уменьшаются;

– изменение конфигурации крепежных элементов (формы головки, поперечного сечения тела крепежного элемента, использование гладкорезьбовых соединений и т.д.) повышает надежность соединений, но требования к точности затяжки остаются неизменными.

Таким образом, перечисленные методы способны решать только частные задачи обеспечения качества сборки резьбовых соединений, а для решения проблемы в целом необходим комплексный подход, учитывающий доминирующие взаимосвязи всего "жизненного цикла" резьб: проектирование – изготовление – подготовка операций и сборка, а также воздействия на них.

Количественными показателями напряженного состояния в зоне резьб на операциях сборки являются крутящий момент, угол поворота, удлинение тела болта. Эти параметры определяют либо расчетным путем, либо по специальным диаграммам, используемым в массовом производстве. Во всех случаях они имеют существенный разброс. Установлено, что причинами разброса при сборке резьбовых соединений являются прежде всего колебания твердости и вариация зазоров (резьбовых посадок), которые в сочетании с другими факторами не позволяют гарантировать одинаковые напряжения в соединениях.

Следовательно, для равномерного нагружения болтов каждый из них следует затягивать "своим" моментом, что в автоматизированном производстве реализовать крайне сложно. Принимая во внимание, что сборка является завершающей стадией производственного процесса, т.е. именно при подготовке и выполнении операций сборки резьбовых соединений ранее накопленные погрешности способны

* Материалы научно-технического семинара "Прогрессивные технологии и оборудование механосборочного производства". М.: МАМИ, 3 декабря 2009.

Рис. 1. Контрольно-диагностическое оборудование для подготовки операций сборки резьбовых соединений:
а – динамометрический ключ (с фиксацией положения стрелки);
б – лабораторный стенд для проверки динамометрических и предельных ключей;
в – приборы для настройки гайковертов и винтовертов по крутящему моменту;
г – контрольно-диагностические стенды

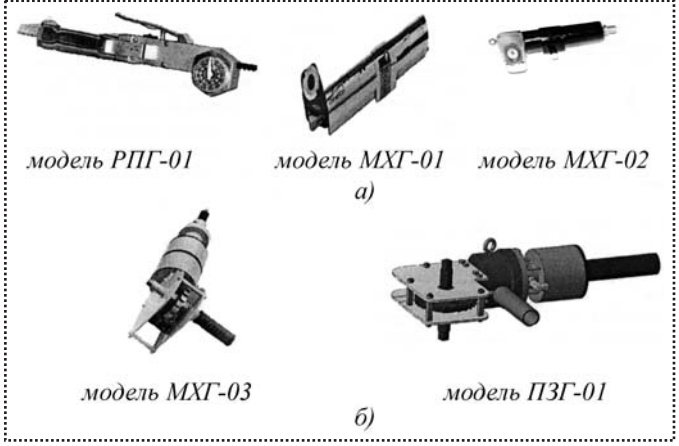


Рис. 2. Пневматические гайковерты и винтоверты для сборки резьбовых соединений:
а – поршневые храповые гайковерты для резьб М6–М16;
б – поршневые гайковерты для резьб М12–М42

либо ухудшить, либо улучшить качественный уровень изделий, именно этим этапам "жизненного цикла" следует уделить наибольшее внимание.

Если при подготовке операций сборки каждой партии резьбовых соединений выполнять входной контроль точности крепежа, определять фактический предел текучести перед сборкой каждой партии и от него назначать контролируемые параметры, тогда возможно уменьшить влияние вариации посадок и разбросов по твердости. Использование же активного контроля при выполнении операций способно обеспечить стабильность достижения требуемого уровня затяжки.

В Пензенской государственной технологической академии (бывший ВТУЗ, г. Пенза) с 1988 г. проводятся комплексные исследования по технологическому обеспечению качества операций механизированной и автоматизированной сборки резьбовых соединений. Имеется технология и создано принципиально новое оборудование, позволяющие в совокупности решать практически любые задачи обеспечения качества операций сборки резьбовых соединений [1–3]. На рис. 1 и 2 представлены опытно-промышленные образцы созданного оборудования для подготовки и проведения сборки резьбовых соединений. Устройства пригодны для резьб М6–М42.

Библиографический список

1. **Ланщиков А.В., Моисеев В.Б.** Технология и оборудование автоматизированной сборки резьбовых соединений: (Монография) – Пенза, Пенз. гос. ун-т, 1999. 260 с.

2. **Ланщиков А.В.** Обеспечение качества резьбовых соединений технологическими методами сборки // Сборка в машиностроении, приборостроении. 2002. № 3. С. 29–32.

3. **Ланщиков А.В., Селиверстов А.А.** Диагностическое обеспечение операций сборки резьбовых соединений // Известия МГТУ "МАМИ", № 2(6). М., 2008. С. 287–290.

ООО "Издательство **Машиностроение**", 107076, Москва, Стромынский пер., 4
Учредитель ООО "Издательство **Машиностроение**".
Адрес электронной почты издательства: **E-mail: mashpubl@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., Сонюшкина Л.Е.*
Сдано в набор 08.09.10 г. Подписано в печать 16.11.10 г. Формат 60×88 1/8. Бумага офсетная. Печать офсетная.
Усл. печ. л. 5,88. Уч.-изд. л. 5,86. Заказ 872. 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.