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

9 2009 (110)

СОДЕРЖАНИЕ

Ресурс машин и конструкций

Болотин В.В. Прогнозирование и нормирование ресурса машин 3

Современные технологии сборки

Непомилуев В.В., Майорова Е.А. Исследование возможности повышения качества изготовления высокоточных изделий машиностроения путем учета компенсирующей способности деталей при использовании метода индивидуального подбора 11

Житников Ю.З., Воркуев Д.С. Обоснование способа обеспечения и контроля качества затяжки групповых резьбовых соединений 14

Папшев В.А., Шуваев В.Г. Сборка прессовых соединений с применением методов тестовой диагностики 17

Журавлев А.Н. Разработка методологии структурно упорядоченной сборки сложных механических систем на основе декомпозиции взаимодействий соединений 21

Сборочное оборудование и его элементы

Давыдова Н.С., Симаков А.Л. Угловая адаптация положения детали при использовании устройств с параллельными кинематическими цепями для автоматизированной сборки 28

Давыдова Е.В., Прейс В.В. Аналитическая модель процесса ориентирования деталей с неявно выраженной асимметрией торцов в бункерном загрузочном устройстве 33

Сборочно-сварочные работы. Пайка

Штенников В.Н. Влияние защитного покрытия паяльного стержня на температуру пайки 38

Романов И.О., Макиенко В.М., Строителев Д.М. Использование циркониевого минерального сырья в качестве основы самозащитных порошковых проволок . . . 40

Кулик В.И., Хмылов Г.И., Благутина Л.Л. Пайка конструкций из высокопрочных сталей с сотовым заполнителем 44

Обеспечение качества. Испытания. Контроль

Басинюк В.Л., Мардосевич Е.И., Басинюк Я.В. Комплексный автоматизированный контроль качества изготовления и сборки трансмиссий на основе передач зацеплением по виброакустическим параметрам 47

Шашурин В.Д., Осипков А.С. Контроль качества термоэлектрических модулей на этапе их сборки 52

Соединение деталей машин

Крайнев А.Ф. Подвижные соединения и механизмы (функциональная целесообразность и технологичность) . . . . 2-я, 3-я стр. обложки

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. ЖЕСТКОВА (зам. главного редактора)
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
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.В. 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
ХАБАРОВСК
В.А. ЛАШКО

Украина
КИЕВ
А.С. ЗЕНКИН
В.А. МАТВИЕНКО
ДОНЕЦК
А.Н. МИХАЙЛОВ
СЕВАСТОПОЛЬ
Е.Л. ПЕРВУХИНА
ХАРЬКОВ
Б.М. АРПЕНТЬЕВ

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

Ответственные за подготовку и выпуск номера:
Н.М. КУЩ-ЖАРКО, Л.Д. ПАРШЕНКОВА

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”, 2009

THE MONTHLY NEWSMAGAZINE FOR SCIENTISTS AND MANUFACTURERS

ASSEMBLING IN MECHANICAL ENGINEERING AND INSTRUMENT-MAKING

THE MAGAZINE IS PUBLISHED UNDER THE PATRONAGE OF INTERNATIONAL UNION OF MECHANICAL ENGINEERS

THE JOURNAL IS AMONG THOSE APPROVED BY AAC RF FOR DISSERTATION PUBLICATION

9 2009 (110)

CONTENTS

Service life of machinery and constructions

Bolotin V.V. Forecasting and normalization of machine resource 3

Modern technologies in assembly

Nepomilyev V.V., Mayorova E.A. Study of the possibility for quality increasing in high precision details in industry by considering of details using the method of individual choice 11

Zhitnikov Yu.Z., Vorkuyev D.S. Substantiation of the means for providing and checking the quality of tightening of group thread connections 14

Papshev V.A., Shuvaev V.G. Press-fit connection assembly with application of test diagnostics methods 17

Zhuravlev A.N. Development of methodology of structurally ordered assembly of complex mechanical systems on the basis of decomposition of interactions of connections 21

Production Tools and Machinery for Assembly

Davidova N.S., Simakov A.L. Angle adaptation of detail's state at use of devices with parallel kinematic chains for automated assembling 28

Davidova E.V., Preys V.V. Analytical model of process of orientation of small parts with implicitly expressed asymmetry of end faces in the hopper feeding device with radial nests 33

Assembly Welding Works. Solder

Shtennikov V.N. Sheetings influence of the soldering core on soldering temperature . 38

Romanov I.O., Makienko V.M., Stroitelev D.V. Use zirconium mineral raw material as bases powdered wires 40

Kulik V.I., Khmylov G.I., Blagutina L.L. Special features in electronic-beam welding method of perpective Aluminum-Lithium-Scandium alloys 44

Quality assurance. Testing. Monitoring

Basiniuk V.L., Mardosevich E.I., Basiniouk Ia.V. Integrated automatic vibroacoustic monitoring of manufacturing and assembling quality of toothed gear transmissions . . . 47

Shashurin V.D., Osipkov A.S. Quality control of thermoelectric modules in assembly process 52

Connections of Details Mashines

Krainev A.F. Mobile connections and mechanisms (functional expediency and adapttability to manufacture) . . . . . 2-nd, 3-nd pp. of cover

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.
ZHESTKOVA I.N. (Deputy chief editor)
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.
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.V.
VASHUKOV Yu.A.
KULAKOV G.A.
NIKOLAEV V.A.
ST.-PETERSBURG
KUZMIN V.F.
SHALOBAEV E.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.
KHARKOV
ARPENTIEV B.M.

Belarus

MINSK
BASINJUK V.L.
GOMEL
STARZHINSKI V.E.
POLOTSK
KHEIFETZ M.L.

Executive editors of current issue:
KUSH-ZHARKO N.M., PARSHENKOVA L.D.

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

© "Mashinostroenie Publishers", "Assembling in Mechanical Engineering and Instrument-Making", 2009

УДК 621.01:539.4

В.В. Болотин, *акад. РАН*
Тел. (499)268-3842

Прогнозирование и нормирование ресурса машин*

Даны понятия технического ресурса машин и срока их службы. Освещено экономическое значение проблемы ресурса. Рассмотрены вопросы прогнозирования ресурса, надежности и безопасности машин и механики их разрушения.

Приведены экономико-математические модели для нормирования показателей надежности, а также данные по нормированию срока службы и ресурса.

Concepts of a technical machine resource and their service life are given. Economic value of a problem of a resource is covered. Questions of forecasting of resource, reliability and safety of machine and mechanics of their destruction are considered. Economic-mathematical models for normalization of indicators of reliability, and also the data on service life and resource normalization are resulted.

Ключевые слова: прогнозирование, нормирование, ресурс машин, срок службы.

Key words: forecasting, normalization, machine resource, service life.

НОРМИРОВАНИЕ РЕСУРСА

Предварительные замечания

Нормирование показателей надежности (установление количественных и качественных требований по надежности) включает выбор нормируемых показателей, установление и технико-экономическое обоснование их значений для объекта и его составных частей. Кроме того, при нормировании показателей надежности, как правило, формулируют критерии отказов, повреждений и предельных состояний, задают требования к точности и достоверности исходных данных, к методам поддержания и контроля надежности на всех стадиях жизненного цикла объекта.

В ходе нормирования не только закладывают свойства создаваемого объекта, которые входят в понятие надежности, но и в значительной степени определяют его качество, эффективность, экономичность и соответствие мировому уровню. Ошибки при выборе номенклатуры и численных значений нормируемых показателей могут привести к выбору неправильных технических решений с далеко идущими технико-экономическими последствиями.

Поэтому нормирование показателей надежности следует проводить на самых разных этапах разработки, начиная, как правило, со стадии выработки технического задания или технического предложения. На стадии эскизного проектирования уже должны быть выполнены все технические и экономические расчеты, подтверждающие правильный выбор номенклатуры и численных значений показателей надежности как для объекта в целом, так и для его составных частей.

Вместе с тем нормирование показателей надежности – процедура согласования интересов заказчика (потребителя) и разработчика (изготовителя) при наличии дополнительных требований, установленных в стандартах, нормах и технических условиях, а также при ограничениях на стоимость и сроки, на сырьевую и технологическую базы и т.п. При выборе номенклатуры показателей надежности необходимо учитывать назначение объекта, степень его ответственности, условия эксплуатации (режим работы, интенсивность применения по назначению, ожидаемые нагрузки, воздействия и условия окружающей среды при

* Начало в № 7, 8 за 2009 г.

транспортировании, хранении и применении по назначению и т.п.), характер отказов, их возможные последствия. Неопределенности и нечеткости здесь недопустимы.

Целесообразно, чтобы общее число нормируемых показателей надежности было минимальным; нормируемые показатели имели простой физический смысл, допускали возможность расчетной оценки на этапе проектирования, статистической оценки и подтверждения по результатам испытаний и (или) эксплуатации. Перечисленные требования в совокупности удовлетворить нелегко.

Ситуация несколько облегчается тем, что большинство показателей надежности связаны между собой аналитическими соотношениями. Так, значения вероятности безотказной работы $P(t)$ и гамма-процентной наработки до отказа t_γ связаны соотношением $P(t_\gamma) = \gamma/100$, т.е. утверждения "вероятность безотказной работы за 10 тыс. ч должна быть не меньше, чем 0,99" и "99 %-ная безотказная наработка должна быть не меньше 10 тыс. ч" равносильны. Средняя наработка на отказ $\bar{t}$ и параметр потока отказов μ связаны зависимостью $\bar{t} = 1/\mu$. Таких примеров можно привести много.

При наличии дополнительной информации одни показатели надежности могут быть пересчитаны на другие. Так, если средняя наработка объекта в единицу календарного времени постоянна, ресурс равен сроку службы, умноженному на эту наработку. Если известен вид распределения наработки до отказа и часть из параметров этого распределения, по известной средней наработке можно вычислить гамма-процентную наработку (и обратно), пересчитать значения гамма-процентной наработки при различных γ и т. д.

Пример 1. Пусть наработка до отказа следует распределению Вейбулла

$$P(t) = \exp[-(t/t_c)^\alpha]. \qquad (1)$$

Тогда среднее значение $\bar{t}$ и коэффициент вариации ω_t этой наработки определим по формуле

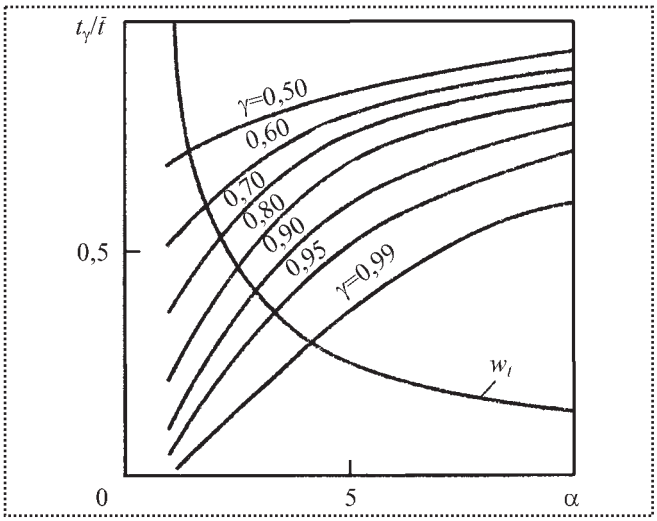


Рис. 1. Зависимости $t_\gamma / \bar{t}$ и w_t от α, построенные по формулам (2) и (3)

$$\bar{t} = t_c \Gamma(1+1/\alpha);$$
$$w_t = \{[\Gamma(1+2/\alpha)/\Gamma^2(1+\alpha)]-1\}^{1/2}. \qquad (2)$$

Значения коэффициента вариации w_t можно достаточно достоверно оценить по результатам испытаний или эксплуатации объектов-аналогов (некоторые данные, относящиеся к строительно-дорожным и транспортным машинам, приведены в работе [1]). По известным значениям $\bar{t}$ и w_t нетрудно вычислить параметры распределения t_c и α, а по ним – отношение квантилей распределения к среднему значению, а также отношение любых квантилей. В частности,

$$\frac{t_\gamma}{\bar{t}} = \frac{\Gamma(1+1/\alpha)}{\alpha} \ln\left(\frac{1}{\gamma}\right). \qquad (3)$$

На рис. 1 приведена зависимость между t_γ, $\bar{t}$, α и w_t, построенная по формулам (2) и (3).

Практика нормирования показателей надежности

Методология выбора показателей надежности и их численных значений рассмотрена, например, в работах [1–3]. Предложения разных авторов в той или иной мере отражают специфику отрасли, в которой они работают. Нет

смысла предлагать алгоритмы, пригодные для всех отраслей. Остановимся на особенностях процедуры нормирования показателей надежности объектов, включающих составные части и комплектующие изделия, которые должны разрабатываться (производиться) несколькими разработчиками (изготовителями). Эта процедура включает несколько этапов и, как правило, не может быть завершена без последовательных приближений, при которых должны быть учтены как интересы заказчика (потребителя), так и возможности разработчиков (изготовителей).

Обычно заказчик имеет лишь весьма общее представление о требованиях к надежности создаваемого объекта. Эти требования основаны на экспертных оценках и сведениях об отечественных и зарубежных аналогах. Заказчик устанавливает требуемый срок службы до списания (или ресурс), но не всегда имеет четкое представление о том, какова должна быть обеспеченность этих показателей долговечности. Заказчик заинтересован в максимальной безотказности объекта и минимальной трудоемкости технического обслуживания и не всегда учитывает, что повышение уровня надежности может привести к существенному увеличению стоимости объекта и сроков его разработки.

Нормирование показателей надежности начинают с анализа данных о создаваемом объекте, режимах его применения по назначению, условий хранения и транспортирования, возможностях восстановления работоспособности объекта и его составных частей и т.п. При этом выявляют возможные отказы и предельные состояния, механизмы их возникновения, оценивают последствия отказов. Проводят структурный анализ с точки зрения надежности, устанавливают связь между внешними воздействиями, отказами отдельных элементов и сборочных единиц, представляют результаты анализа в виде структурной схемы или "дерева отказов". На основании результатов анализа устанавливают номенклатуру показателей надежности для объекта и его частей.

Следующий этап нормирования – выбор численных значений показателей надежности. Типичные нормируемые показатели: гамма-процентный ресурс или гамма-процентный срок службы, гамма-процентная наработка на критический отказ, гамма-процентный срок сохраняемости. Каждый из этих показателей задают двумя численными значениями – временно́й характеристикой (календарным временем или наработкой) и вероятностью, с которой эта временна́я характеристика должна быть обеспечена.

Наряду с гамма-процентными часто нормируют средние показатели, которые необходимы, например, для оценки потребности в ремонтных мощностях и запасных частях. Средние значения используют также для нормирования показателей по отношению к некритическим отказам. Примером служит средняя наработка на некритический отказ (или параметр потока некритических отказов), среднее время восстановления после некритического отказа и т.п.

На следующем этапе по заданным показателям надежности для объекта устанавливают требования к показателям надежности составных частей. Если расчет на надежность проводят с учетом механизма отказов, могут возникнуть требования к качеству сырья, материалов, заготовок и полуфабрикатов, к точности металлообработки, эффективности коррозионной защиты и т.п.

Как правило, такой анализ обнаруживает невозможность выполнения первоначально поставленных заказчиком требований. Так, требования по надежности к сложной машиностроительной продукции, которая содержит изделия электронной или электротехнической промышленности, трудно выполнить вследствие невысокой надежности этих изделий. Не всегда можно выполнить требования к чистоте исходных материалов и стабильности технологических процессов.

Для создания продукции высокой надежности необходим переход к новым технологиям, материалам и техническим решениям. Все это ведет к удорожанию продукции и удлинению сроков разработки и изготовления. Технико-экономический анализ нередко приводит к необходимости искать компромисс между высокими требованиями заказчика и возможностями разработчика (изготовителя).

Определенный резерв для повышения надежности содержится в чисто технических решениях. Это выбор наиболее рациональных конструктивно-силовых и кинематических схем, материалов, узлов и сопряжений, а также резервирование (структурное, функциональное или нагрузочное). Повышению надежности способствует рациональное техническое обслуживание, включающее планово-профилактические мероприятия, отслеживание технического состояния объекта при помощи средств диагностики с целью обнаружения предотказных состояний и быстрой идентификации отказов. Весьма перспективно применение активных методов управления надежностью, например, систем, обеспечивающих адаптацию объекта к условиям окружающей среды, нагрузкам и воздействиям, управление избыточностью и т.п.

После того как изучены все возможности повышения надежности объекта и оценена технико-экономическая эффективность принятых решений, необходимо снова пройти все перечисленные этапы, уточнив критерии отказов и предельных состояний, сформулировав ограничения на режимы и условия эксплуатации, уточнив требования к системе технического обслуживания.

На этом заключительном этапе окончательно выбирают номенклатуру и численные значения показателей надежности, в том числе тех, для обсуждения которых на ранних этапах не хватало информации. Сюда относятся показатели ремонтопригодности (например, удельная трудоемкость технического обслуживания и ремонта), а также комплексные показатели типа коэффициента готовности. Требования по надежности, согласованные между заказчиком (потребителем) и разработчиком (изготовителем) подлежат уточнению на следующих этапах, в частности на стадии разработки технического проекта, испытаний опытных образцов и подготовки к серийному выпуску.

Экономико-математические модели для нормирования показателей надежности

Цель экономико-математических моделей – дать формальное описание поиска оптимальных решений с точки зрения эффективности, качества и надежности продукции при ограничениях на финансовые, сырьевые, производственные и трудовые ресурсы, а также на сроки разработки и изготовления. Сложность задач, связанных с поиском оптимальных решений, в значительной степени обусловлена отсутствием четких представлений о функциональных связях между экономическими и техническими величинами, а также отсутствием достоверных данных о значениях стоимостных показателей. В связи с этим экономико-математические модели для нормирования показателей надежности имеют лишь довольно ограниченное методологическое значение.

С точки зрения экономико-математических моделей различаем объекты двух классов. К первому классу относят объекты, экономический эффект от применения которых не поддается непосредственной количественной оценке. Это большинство объектов непроизводственного назначения, например бытовые товары. Затруднительно оценить экономический эффект крупносерийных комплектующих изделий, которые входят в разнообразные объекты как производственного, так и непроизводственного назначения. Для объектов этого класса экономическим критерием при нормировании показателей надежности является стоимость жизненного цикла объекта, т.е. сумма затрат на создание и эксплуатацию объекта вплоть до его списания. Второй класс образу-

ют объекты производственного назначения, продукцию которых можно оценить в стоимостном выражении. Здесь критерием служит чистый (народно-хозяйственный) экономический эффект, равный разности между стоимостью произведенной продукции за время эксплуатации объекта и стоимостью его жизненного цикла.

Стоимость жизненного цикла объекта – это отнесенная к одному объекту сумма затрат на его разработку, опытное производство, испытания и доводку, на организацию серийного производства, транспортирование, хранение, техническое обслуживание и ремонт. В стоимость жизненного цикла входит также сумма прямых и косвенных потерь вследствие отказов и преждевременного исчерпания ресурса, стоимость демонтажа, ликвидации и т.п. В последнее время понятие стоимости жизненного цикла трактуют еще шире, включая в нее, например, расходы на подготовку технического персонала.

Представим стоимость жизненного цикла объекта в виде двух слагаемых:

$$I_1 = C + M. \tag{4}$$

Здесь C – расходы на создание объекта; M – эксплуатационные расходы.

Выберем показатели надежности $r_1, \ldots, r_n$ так, чтобы их росту отвечало повышение уровня всех свойств, составляющих понятие надежности (например, интенсивность отказов и параметр потока отказов этому условию не удовлетворяют). В число этих показателей могут входить и те, которые не стандартизированы. Так, поскольку для высоконадежных объектов вероятность безотказной работы P изменяется в небольших пределах в окрестности единицы, то в задачах оптимизации удобнее использовать логарифмический уровень надежности, в частности $r = -\lg(1-P)$. При этом показатель r принимает смысл "числа девяток" в численном значении вероятности безотказной работы. Например, при $r = 3$ эта вероятность составляет 0,999.

К параметрам оптимизации могут быть отнесены и такие величины, которые, не являясь в строгом смысле показателями надежности, тем не менее характеризуют один из аспектов надежности объекта. Так, надежность несущей конструкции характеризуют коэффициентом запаса прочности, надежность системы энергоснабжения – коэффициентом запаса по мощности и т.п.

С повышением уровня надежности начальная стоимость объекта C увеличивается. Расходы на эксплуатацию, напротив, являются убывающей функцией показателей надежности. Следовательно, существуют совокупности показателей $r_1, \ldots, r_n$, при которых стоимость жизненного цикла объекта достигает минимального значения. Отсюда приходим к критерию

$$I_1 = C + M \to \min_{r_1,\ldots,r_n}, \tag{5}$$

применение которого позволяет рационально распределить расходы на создание объекта и на поддержание его работоспособного состояния.

Пример 2. Пусть составляющие стоимости жизненного цикла зависят от показателя надежности r следующим образом:

$$\begin{aligned} C &= C_b (r / r_b)^{\alpha}; \\ M &= M_b (r / r_b)^{\beta}. \end{aligned} \tag{6}$$

Здесь α и β – положительные постоянные; параметры с индексом b относятся к некоторому базовому объекту – прототипу или аналогу. Подставив выражения (6) в условие (5), найдем оптимальное значение показателя r:

$$r_* = r_b \left(\frac{\beta M_b}{\alpha C_b} \right)^{\frac{1}{\alpha+\beta}}. \tag{7}$$

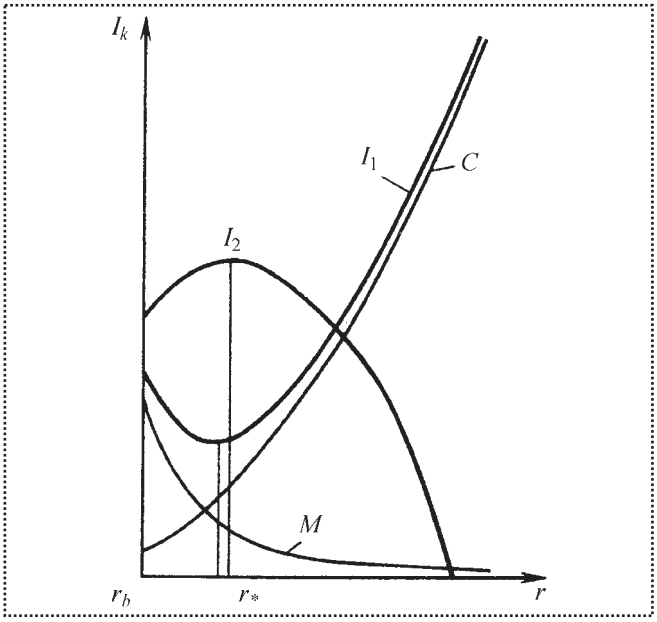


Рис. 2. Зависимости $C(r)$, $M(r)$, $I_1(r)$ и $I_2(r)$

При этом

$$C = C_b\left(\frac{\beta M_b}{\alpha C_b}\right)^{\frac{\alpha}{\alpha+\beta}};$$
$$M = M_b\left(\frac{\alpha C_b}{\beta M_b}\right)^{\frac{\beta}{\alpha+\beta}}. \qquad (8)$$

Примерные зависимости $C(r)$, $M(r)$ и $I_1(r) = C(r) + M(r)$ приведены на рис. 2. Если $\alpha = \beta = 1$, по формуле (8) получаем $C = M = (C_b M_b)^{1/2}$. Таким образом, в данном случае минимальное значение стоимости жизненного цикла достигается при равенстве начальной стоимости объекта суммарным расходам за весь срок его эксплуатации. В эти расходы включены потери вследствие недостаточной надежности объекта.

Приняв в качестве критерия для нормирования показателей надежности чисто экономический эффект, рассмотрим величину

$$I_2 = \Pi - (C + M), \qquad (9)$$

где в скобках стоит суммарная стоимость жизненного цикла.

Критерий для выбора численных значений показателей надежности принимает вид

$$I_2 = \Pi - (C + M) \to \max_{r_1,\ldots,r_n}. \qquad (10)$$

Критерий [2]

$$I_3 = \frac{\Pi}{C + M} \to \max_{r_1,\ldots,r_n} \qquad (11)$$

менее чувствителен к изменениям этих показателей надежности, поскольку и числитель, и знаменатель в формуле (11) – возрастающие функции этих показателей.

Если П слабо зависит от показателей надежности, критерии (5), (10) и (11) становятся практически эквивалентными.

Пример 3. Дополним данные примера 2 выражением для стоимости продукции, произведенной за срок службы объекта:

$$\Pi = \Pi_b + \Delta\Pi[1 - (r_b / r)^{\eta}]. \qquad (12)$$

Здесь стоимость Π_b относится к базовому объекту (прототипу), а $\Delta\Pi$ характеризует приращение стоимости продукции, которая была бы произведена при условии абсолютной надежности объекта; η – положительное число.

Подставив (6) и (12) в (9), находим

$$I_2 = \Pi_b + \Delta\Pi[1 - (r_b / r)^{\eta}] - C_b (r / r_b)^{\alpha} - M_b (r_b / r)^{\beta}.$$

Условие оптимальности (10) при $\beta = \eta$ дает

$$r_* = r_b\left[\frac{\beta(M_b + \Delta\Pi)}{\alpha C_b}\right]^{\frac{1}{\alpha+\beta}}. \qquad (13)$$

По сравнению с формулой (7) в формулу (13) вместо M_b входит $M_b + \Delta\Pi$. Если $\Delta\Pi << M_b$, то результаты, полученные с помощью критериев (5) и (10), практически совпадают. Оптимальное значение r_* при переходе от критерия (5) к критерию (10) смещается в сторону бо́льших значений (см. рис. 2).

Вообще, стоимостные показатели C, M, П и $\Delta\Pi$ – случайные величины, а при переменных значениях срока службы (ресурса) – случайные функции, поэтому в формулах (4)–(13) под C, M, П и $\Delta\Pi$ следует понимать математические ожидания соответствующих случайных величин или случайных функций (знак математического ожидания опущен для упрощения записи).

Для массовых объектов суммарный экономический эффект (9) имеет смысл ожидаемого вклада в национальный доход, приходящегося в среднем на один объект. Для уникальных и малосерийных машин и сооружений статистическое толкование вероятности утрачивает смысл. Здесь вероятностные характеристики следует отнести к некоторой генеральной совокупности, представителем которой служит данный объект. Математическое ожидание и здесь сохраняет смысл меры технико-экономической эффективности. В дальнейшем проводим обсуждение применительно к парку массовых объектов, но полученные вероятностные выводы применимы к уникальным и малосерийным объектам.

Нормирование срока службы и ресурса

При выборе нормативных показателей долговечности следует четко различать понятия срока службы T и суммарной наработки L. Выбор нормативного срока службы зависит от ряда технико-экономических факторов: темпов научно-технического прогресса, общего направления экономического и социального развития, ограничений на трудовые, энергетические и сырьевые ресурсы, места данной отрасли и приоритета данного класса технических объектов в народном хозяйстве.

В большинстве отраслей нормативные сроки службы до списания отражают нарастающий темп технического обновления – наблюдается тенденция к уменьшению нормативных сроков службы. В некоторых отраслях, например в строительстве и энергетике, напротив, наблюдается стремление к продлению сроков эксплуатации.

В связи с сокращением доступных источников топлива и требованиями защиты окружающей среды следует по-новому решать задачу о назначении сроков службы гидравлических и атомных электростанций, а также тепловых электростанций, расположенных вблизи крупных месторождений угля. С другой стороны, наличие этих факторов заставляет осторожнее планировать параметры сельскохозяйственных и транспортных машин, потребляющих много жидкого топлива.

Ресурс определяет запас возможной наработки объекта. Как показатель долговечности ресурс связан со сроком службы через интенсивность технического использования θ, равную наработке объекта в единицу календарного времени. На стадии проектирования значение интенсивности технического использования должно быть задано. Если это значение постоянно в течение всего срока службы, ресурс L пропорционален сроку службы: $L = \theta T$. Если наработка объекта в единицу календарного времени – случайная величина и (или) изменяется во времени, зависимость между сроком службы и ресурсом усложняется.

Нормируемые показатели долговечности выбирают из следующих показателей: гамма-процентный срок службы, гамма-процентный ресурс, средний срок службы и средний ресурс. При этом основными показателями для сложных объектов является нормативный гамма-процентный срок службы T_γ и (или) нормативный гамма-процентный ресурс L_γ. Нормативный гамма-процентный срок службы задают двумя численными значениями: календарной продолжительностью эксплуатации T_γ и выраженной в процентах вероятностью γ того, что за эту продолжительность предельное состояние объекта не будет достигнуто. Нормативный гамма-процентный ресурс также задают двумя численными значениями: наработкой и выраженной в процентах вероятностью того, что в течение этой наработки предельное состояние не будет достигнуто.

Значения нормативного гамма-процентного срока службы T_γ (нормативного гамма-процентного ресурса L_γ) и вероятности γ взаимообусловлены. При задаваемом сроке службы (ресурсе) значения вероятности γ следует определять по результатам технико-экономического анализа. Для объектов массового производства вероятность γ может быть интерпретирована как относительная доля объектов, которые не достигают предельного состояния до истечения заданной календарной продолжительности эксплуатации (заданной обработки). Для ремонтируемых объектов наряду с гамма-процентным сроком службы и (или) гамма-процентным ресурсом до списания нормируют аналогичные показатели до первого капитального (среднего) ремонта, между

первым и вторым капитальными (средними) ремонтами и т.п.

Выбор вероятности γ зависит от назначения, степени ответственности и режима использования объекта. Как показывают опыт эксплуатации и технико-экономические расчеты, для объектов, образующих массовые и непрерывно возобновляемые партии, можно рекомендовать значение $\gamma = 80$ %. Для уникальных и ответственных объектов, преждевременное прекращение эксплуатации которых может привести к существенным экономическим потерям, принимают значения $\gamma = 90....95$ % (и даже более). Если переход объекта в предельное состояние (ресурсный отказ) связан с опасностью для жизни и здоровья людей, для окружающей среды или крупным материальным ущербом, то продолжительность эксплуатации следует нормировать заданием назначенного срока службы и (или) назначенного ресурса.

Оценка эффективности и потребительских свойств многих объектов в существенной степени может изменяться в ходе научно-технического прогресса, так что целесообразность дальнейшего их использования уменьшается по мере морального старения. Для таких объектов в качестве основного нормируемого показателя долговечности следует принимать гамма-процентный срок службы. Для остальных объектов выбор нормируемых показателей долговечности зависит от характера приближения объекта к предельному состоянию. Если скорость этого приближения практически не зависит от интенсивности применения объекта по назначению, нормированию подлежит срок службы. Напротив, если скорость приближения объекта к предельному состоянию зависит от его наработки и практически не зависит от календарной продолжительности эксплуатации, то нормированию подлежит ресурс, измеряемый в тех единицах наработки, которые определяют эту скорость. При необходимости нормированию подлежит ресурс в двух и более единицах наработки (например, в моточасах, километрах пробега и тонно-километрах). В общем случае нормируют как срок службы, так и ресурс. При этом нормативный гамма-процентный срок службы T_γ должен включать ожидаемый срок хранения и транспортирования, а также перерывы в работе объекта, связанные с его техническим обслуживанием и ремонтом.

При необходимости (например, для оценки потребности в ремонтных мощностях и запасных частях) наряду с гамма-процентными показателями долговечности нормируют средние показатели: средний срок службы $\overline{T}$ и (или) средний ресурс $\overline{L}$. Если функция распределения срока службы T и (или) ресурса L известна, переход от гамма-процентных показателей к средним показателям выполняют путем пересчета. Для двухпараметрических распределений достаточно иметь данные о коэффициентах вариации срока службы (ресурса). Эти данные обычно известны из условий эксплуатации объектов-прототипов.

Показатели долговечности составных частей объекта должны быть согласованы с показателями надежности объекта в целом, а также с планами технического обслуживания и ремонта объекта. При этом различают составные части, предназначенные для работы в течение всего срока службы объекта, составные части, подлежащие замене, ремонту или восстановлению при среднем или капитальном ремонте, и элементы, которые могут быть заменены без существенного перерыва в применении объекта по назначению.

Требования к показателям долговечности комплектующих изделий и элементов широкого назначения (например, к показателям долговечности большинства изделий электронной и электротехнической промышленности) обусловлены требованиями к показателям долговечности объектов, в которых эти изделия могут быть в будущем использованы.

Библиографический список

1. **Хазов Б.Ф., Дидусев Б.А.** Справочник по расчету надежности машин на стадии проектирования. – М.: Машиностроение, 1986. 224 с.

2. **Фролов К.В.** Методы совершенствования машин и современные проблемы машиностроения. – М.: Машиностроение, 1984. 224 с.

3. **Резиновский А.Я.** Методика обоснованного выбора нормируемых показателей надежности // Надежность и контроль качества. – 1987, № 9. С. 13–23.

УДК 621.9.112

В.В. Непомилуев, *д-р техн. наук,* **Е.А. Майорова** *(Рыбинская государственная авиационная технологическая академия им. П.А. Соловьева)*
152934, г. Рыбинск Ярославской обл., ул. Пушкина, 53, факс: (4855) 21-39-64,
URL: www.rgata.ru

Исследование возможности повышения качества изготовления высокоточных изделий машиностроения путем учета компенсирующей способности деталей при использовании метода индивидуального подбора

Рассмотрен способ обеспечения качества изготовления изделий машиностроения путем учета компенсирующей способности составляющих звеньев при сборке.

A method of ensuring of quality in the machine parts production by consideration of the compensating capability of the dimensional chain links in assembly.

Ключевые слова: сборка, качество, размер, звено.

Key words: assembly, quality, science, link.

Использование управляемых процессов суммирования погрешностей деталей при сборке, которую формально можно представить как процесс формирования сборочной размерной цепи, позволяет существенно повысить качество изделия при неизменных требованиях к деталям [1]. Такой подход особенно актуален при наличии многозвенных размерных цепей, поскольку достигаемое повышение качества может быть многократным по сравнению с традиционными методами.

Однако в некоторых случаях требования к качеству могут быть столь высокими, что даже использование этого метода не позволяет достичь необходимого результата. Возникает проблема расширения возможностей метода индивидуального подбора деталей.

Одним из направлений решения этой задачи является оптимизация требований к качеству собираемых деталей. Аналогичная задача решается и в случае использования традиционных методов взаимозаменяемости, однако в этих случаях повышение качества изделия однозначно и жестко связано с необходимостью повышения качества деталей. При использовании метода подбора ситуация может быть иной, т.е. уменьшение разброса замыкающего звена может быть достигнуто при увеличении допусков на составляющие звенья. Рассмотрим это на следующем примере.

Размерная цепь собираемого изделия содержит 10 составляющих и одно замыкающее звенья (рис. 1). Все составляющие звенья – увеличивающие. Номинальные размеры всех составляющих звеньев 10 ед. изм., номинальный размер замыкающего звена – 100. Проблема заключается в том, что на одно из составляющих звеньев назначен существенно больший допуск, чем на все остальные звенья.

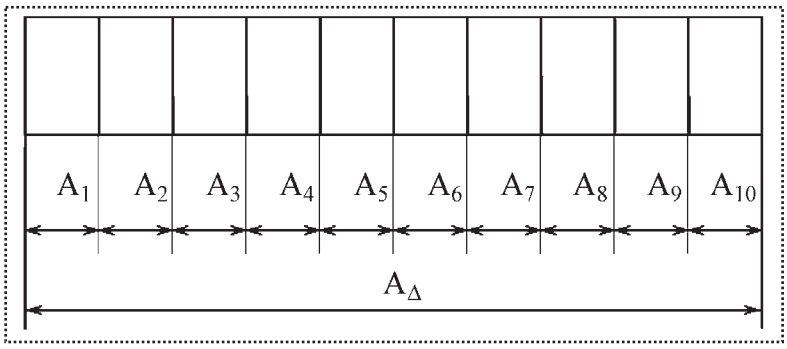


Рис. 1. Размерная цепь

Используя компьютерное моделирование, определим качество (под которым в данном случае понимается точность замыкающего звена размерной цепи), достигаемое при сборке с применением **различных методов обеспечения точности**:

1) *метода полной взаимозаменяемости* (оценка результата путем классического расчета погрешности замыкающего звена размерной цепи по методу максимума-минимума);

2) *метода неполной взаимозаменяемости* (выбор собираемых деталей – случайный, оценка результата путем компьютерного моделирования процесса сборки в среде MS Excel; при этом генерировались массивы объемом в 100 единиц, определялись наибольшее $A_{\Delta\max}$ и наименьшее $A_{\Delta\min}$ значения размера замыкающего звена, величина размаха R замыкающего звена размерной цепи);

3) *алгоритма сложной сортировки размеров деталей* (путем компьютерного моделирования процесса сборки в среде MS Excel; сгенерированные массивы объемом в 100 единиц, имитировавшие размеры деталей, с нечетными номерами сортировались по убыванию размеров, с четными номерами – по возрастанию. Как было показано ранее, при использовании метода индивидуального подбора деталей сортировка значений размеров деталей по убыванию и возрастанию является приемлемым по достигаемому качеству и требуемой трудоемкости алгоритмом [2]. Определялись наибольшее и наименьшее значения размера $A_{\Delta\max}$ и $A_{\Delta\min}$ замыкающего звена и величина размаха R замыкающего звена размерной цепи);

4) *алгоритма сложной направленной сортировки размеров деталей* (путем компьютерного моделирования процесса сборки в среде MS Excel генерировались массивы объемом в 100 единиц; размеры детали № 1, на которую назначен наибольший допуск, сортировались по убыванию, размеры остальных деталей – по возрастанию; определялись наибольшее и наименьшее значения размеров $A_{\Delta\max}$ и $A_{\Delta\min}$ замыкающего звена и величина размаха R замыкающего звена размерной цепи).

Таблица 1

Зависимость качества сборки от используемого метода обеспечения точности в случае 1

Метод	$A_{\Delta\max}$	$A_{\Delta\min}$	R
1	101,090	98,910	2,180
2	100,781	99,184	1,597
3	100,774	99,193	1,581
4	100,695	99,272	1,423

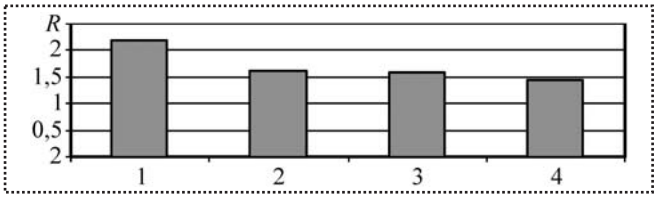


Рис. 2. Зависимость размаха *R* замыкающего звена размерной цепи от метода (1...4) обеспечения точности в случае 1

Рассмотрены три случая.

Случай 1. На размер первого составляющего звена в размерной цепи был назначен допуск $T_1 = \pm 1$, а на размеры девяти других составляющих звеньев $T_i = \pm 0{,}01$ ($i = 2...10$), где T_1 – допуск размера первого составляющего звена, T_i – допуск размера i-го изделия ($i = 2...10$). Законы распределения размеров в партиях деталей: A_1 – нормальный, A_i ($i = 2...10$) – равномерный.

Полученные результаты приведены в табл. 1 и на рис. 2.

Таким образом, использование алгоритма сложной направленной сортировки размеров деталей в такой ситуации обеспечивает получение наилучшего результата, однако степень повышения качества (уменьшение размаха замыкающего звена) весьма незначительна даже по сравнению с методами полной и неполной взаимозаменяемости.

Случай 2. Допуски на составляющие звенья размерной цепи остаются неизменными. Закон распределения размеров в партиях всех деталей изменяется на одинаковый – равномерный. Полученные результаты приведены в табл. 2 и на рис. 3.

Таблица 2

Зависимость качества сборки от используемого метода обеспечения точности в случае 2

Метод	$A_{\Delta max}$	$A_{\Delta min}$	R
1	101,090	98,910	2,180
2	100,743	99,231	1,512
3	100,733	99,207	1,526
4	100,654	99,285	1,369

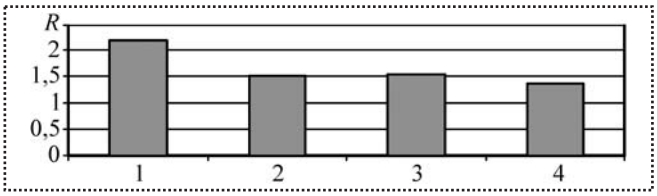


Рис. 3. Зависимость размаха *R* замыкающего звена размерной цепи от метода (1...4) обеспечения точности в случае 2

Таким образом, обеспечение одинакового закона распределения размеров собираемых деталей при использовании метода индивидуального подбора деталей со сложной направленной сортировкой их размеров позволяет улучшить результат; достигаемая степень повышения качества более значительна. При этом, как и в первом случае, повышение качества сборки изделия все же невелико. Это можно объяснить тем, что допуск размера первого звена много больше, чем допуски всех остальных звеньев, и даже подбор их размеров не дает заметных возможностей для компенсации.

Случай 3. Закон распределения размеров в партиях всех деталей – равномерный. Допуск на первое составляющее звено размерной цепи остался неизменным ($T_1 = \pm 1$), а допуски на размеры девяти других составляющих звеньев увеличены таким образом, что

$$T_1 = \sum_{i=2}^{10} T_i, \qquad (1)$$

т.е. $T_i = \frac{T_1}{9}$ или $T_i = \pm 0{,}111$ ($i = 2...10$).

Полученные результаты приведены в табл. 3 и на рис. 4.

Таблица 3

Зависимость качества сборки от используемого метода обеспечения точности в случае 3

Метод	$A_{\Delta max}$	$A_{\Delta min}$	R
1	101,999	98,001	3,998
2	100,989	99,062	1,927
3	100,642	99,311	1,331
4	100,222	99,770	0,452

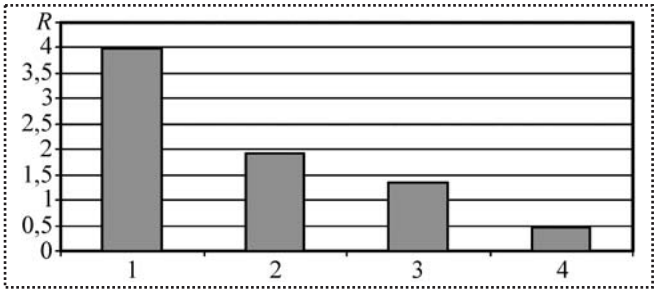


Рис. 4. Зависимость размаха *R* замыкающего звена размерной цепи от метода (1...4) обеспечения точности в случае 3

Здесь разница в достигаемом качестве уже хорошо заметна. Следовательно, использование оптимизации величин допусков составляющих звеньев позволяет существенно улучшить достигаемый при сборке результат по сравнению как с методом неполной взаимозаменяемости, так и с подбором деталей с использованием алгоритма сложной сортировки размеров.

Таким образом, при использовании метода индивидуального подбора после оптимизации величин допусков составляющих звеньев расширение в 11 раз допусков на составляющие звенья размерной цепи по сравнению с методом полной взаимозаменяемости привело к уменьшению размаха замыкающего звена более чем в три раза (с 1,597 до 0,452). Следовательно, подбор величин допусков и законов распределения размеров составляющих звеньев многозвенных размерных цепей позволяет резко уменьшить размах замыкающего звена и является мощным средством повышения качества собираемого изделия.

Как было показано выше, при использовании метода индивидуального подбора деталей на достигаемое при сборке качество решающее влияние оказывают не величины допусков (как при использовании полной взаимозаме-

няемости), а **компенсирующая способность составляющих звеньев.**

Под компенсирующей способностью предлагается понимать способность составляющих звеньев размерной цепи взаимно компенсировать погрешности изготовления друг друга при использовании метода индивидуального подбора деталей. Для обеспечения максимально достижимого качества суммы компенсирующих способностей звеньев, сортируемых при использовании метода индивидуального подбора деталей по убыванию и по возрастанию действительного размера, должны быть как можно ближе друг к другу.

Очевидно, что компенсирующая способность зависит как от используемого алгоритма подбора, так и от специфических особенностей размерных цепей: видов составляющих звеньев (увеличивающие или уменьшающие), сочетания их допусков и законов распределения размеров. Решение сформулированной задачи в рассмотренном примере основано на эмпирическом подходе. Такой подход вполне может быть использован инженером-технологом в реальном производстве. Однако, по-видимому, необходима разработка теоретических положений с целью создания научных основ обеспечения качества высокоточных изделий машиностроения с учетом компенсирующей способности деталей при использовании метода индивидуального подбора деталей.

Таким образом, качество изготовления изделия может быть значительно улучшено с помощью организационных мероприятий без повышения требований к качеству изготовления деталей.

Библиографический список

1. **Непомилуев В.В., Майорова Е.А.** Исследование возможностей повышения качества продукции путем обеспечения управляемости процесса сборки // Справочник. Инженерный журнал. 2008, № 11 (140). С. 35–38.
2. **Непомилуев В.В.** Исследование возможностей повышения качества изделий при сборке // Сборка в машиностроении, приборостроении. 2007, № 10. С. 9–13.

УДК 621.757

Ю.З. Житников, *д-р техн. наук («КГТА им. В.А. Дегтярева», г. Ковров),*
Д.С. Воркуев, *канд. техн. наук (ОАО «Завод им. В.А. Дегтярева», г. Ковров)*
e-mail: kgta_tms@mail.ru

Обоснование способа обеспечения и контроля качества затяжки групповых резьбовых соединений

Обоснованы основные требования к разработке высокоточных многошпиндельных завинчивающих устройств нового класса, работающих от одного привода.

Principal requirements for developing a new type of high-precision multi-spindle screwing devices working from the same drive unit have been substantiated.

Ключевые слова: разработка, требования, многошпиндельное устройство, завинчивание, привод.

Key words: development, requirements, multi-spindle, device, screwing, drive unit.

Под качественной затяжкой групповых резьбовых соединений будем понимать обеспечение не только высокой точности осевых сил затяжки, но и герметичности стыка или плотности (без перекосов) прижатия сопрягаемых поверхностей соединяемых узлов и деталей.

В настоящее время известны следующие способы обеспечения и контроля усилия затяжки резьбовых соединений*:

– по моменту затяжки;

– по углу поворота резьбовой детали;

– по величине деформации одной из резьбовых деталей (по удлинению болта);

– по моменту отвинчивания;

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

– по моменту затяжки и углу поворота резьбовой детали;

– по градиенту момента затяжки.

Из перечисленных способов при механизированной и автоматизированной сборке многошпиндельными завинчивающими устройствами нашли применение следующие:

- по моменту затяжки;
- по углу поворота резьбовой детали;
- по моменту затяжки и углу поворота резьбовой детали;
- по градиенту момента затяжки.

Способы контроля качества затяжки по величине деформации одной из резьбовых деталей, а также по градиенту момента затяжки очень сложны, требуют специальной аппаратуры и довольно проблематично использовать их в производстве, хотя способ контроля по градиенту нашел применение в зарубежных разработках.

Следует заметить, что при скреплении узлов и деталей групповыми резьбовыми соединениями не столь важны величины погрешностей осевых сил затяжки во всей партии изделий, как их стабильность в данном изделии.

Установлено, что погрешности осевых сил при контроле качества сборки по моменту затяжки только от параметров резьбы и физико-механических свойств взаимодействующих материалов составляют 15–20 %.

Кроме того, возникают погрешности перекоса сопрягаемых поверхностей от неодновременности начала и продолжительности завинчивания, т.е. от неодновременности начала затяжки. Причем может получиться, что одна из резьбовых деталей будет затянута, а у другой только начнется процесс затяжки. В месте затянутой резьбовой детали произойдет деформация уплотнения, что и вызовет перекос сопрягаемых поверхностей соединяемых деталей. Установлено, что для плотного прижатия сопрягаемых поверхностей остальными резьбовыми соединениями необходимо прикладывать большие моменты, определить значения которых очень сложно.

Следовательно, погрешности осевых сил затяжки резьбовых соединений при обеспечении и контроле качества сборки по моменту велики и данный способ не может быть использован в высокоточных многошпиндельных завинчивающих устройствах.

Относительная погрешность осевых сил затяжки при контроле по углу поворота резьбовой детали составит 7,75 % номинального значения. Кроме того, при данном способе затяжки групповых резьбовых деталей большое влияние на погрешность оказывает дополнительный фактор – неодновременность начала и продолжительности завинчивания резьбовых деталей.

Следовательно, данный способ обеспечения затяжки ответственных резьбовых соединений в многошпиндельных гайковертах рекомендовать нельзя.

Анализ рассмотренных способов затяжки резьбовых соединений, которые могли бы быть использованы при сборке групповых резьбовых соединений, показал, что каждый в отдельности способ не может быть рекомендован к применению из-за малой точности обеспечения осевых сил затяжки и возникающих перекосов сопрягаемых поверхностей скрепляемых узлов и деталей.

Рассмотрим сочетание способов, при которых можно обеспечить требуемое качество сборки групповых резьбовых соединений.

Пусть затяжка групповых резьбовых соединений производится с контролем процесса по моменту и углу затяжки. В упомянутом ранее справочнике отмечено, что комбинированный способ имеет ограниченное применение и не обеспечивает высокого качества сборки групповых резьбовых соединений.

Для обеспечения требуемого качества сборки резьбовых соединений многошпиндельными гайковертами введем следующие требования:

■ процесс затяжки должен осуществляться в два этапа:

– первый – предварительная затяжка резьбовых соединений с контролем параметров по моменту;

– второй – окончательная затяжка резьбовых соединений с контролем параметров по углу поворота резьбовой детали;

■ относительная погрешность осевых сил затяжки групповых резьбовых соединений в данной сборке не должна превышать 3 %;

■ при затяжке групповых резьбовых соединений не должно возникать перекосов сопрягаемых поверхностей соединяемых деталей.

Для выполнения указанных требований необходимо следующее.

1. Многошпиндельные завинчивающие устройства должны иметь две независимые и управляемые ветви передачи момента от двигателя к резьбовым деталям:

– первая – быстроходная, но маломоментная;

– вторая – тихоходная высокомоментная.

2. Погрешности осевых сил на этапе предварительной затяжки в пересчете на погрешности при окончательной затяжке не должны превышать половины общей, т.е. не более 1,5 % номинального значения.

Расчеты и эксперимент показали, что погрешности осевых сил при обеспечении и контроле параметров сборки по моменту затяжки достигают 20 %. Следовательно, необходимо чтобы момент предварительной затяжки составлял не более 7,5 % номинального момента затяжки:

$$M_{\text{пр}} < 0{,}075 M_{\text{з}}.$$

Тогда составляющая окончательной погрешности осевых сил затяжки от погрешности предварительной затяжки не будет превышать 1,5 % номинального значения.

3. Для исключения перекосов сопрягаемых поверхностей соединяемых деталей необходимо чтобы:

– воздействие момента предварительной затяжки не деформировало уплотнение, а только прижимало узел и соединяемую деталь к нему;

– в процессе предварительнй затяжки обеспечивались практически одинаковые моменты на всех шпинделях для равномерного прижатия скрепляемых узлов и деталей либо после достижения момента предварительной затяжки в каждом резьбовом соединении прекращалось вращение шпинделей для того, чтобы процесс окончательной затяжки резьбовых соединений начинался одновременно;

– окончательная затяжка группового резьбового соединения осуществлялась синхронно, но это можно обеспечить, только если завинчивающее устройство работает от одного привода.

При выполнении условий пункта 3 окончательная затяжка не может повлиять на качество сборки групповых резьбовых соединений, так как относительные погрешности осевых сил в данной сборке не изменятся. Следовательно, затяжку групповых резьбовых соединений многошпиндельными завинчивающими устройствами следует осуществлять комбинированным способом.

Таким образом, обоснованы основные требования к разработке высокоточных многошпиндельных завинчивающих устройств нового класса:

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

– *на первом (предварительной затяжки) – с контролем по моменту;*

– *на втором (окончательной затяжки) – 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 моменты предварительной затяжки групповых резьбовых соединений не должны превышать 7,5 % номинального значения момента окончательной затяжки и от его воздействия уплотнение не должно деформироваться;*

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

• *многошпиндельные завинчивающие устройства нового класса должны работать от одного привода.*

УДК 621.757:62-752

В.А. Папшев, *канд. биол. наук,* **В.Г. Шуваев,** *канд. техн. наук*
(Самарский государственный технический университет)
e-mail: pva_samara@mail.ru

Сборка прессовых соединений с применением методов тестовой диагностики

Рассмотрена возможность применения методов тестовой диагностики с использованием ударных воздействий для оценки динамических характеристик прессовых соединений. Представлено устройство, технические характеристики которого обеспечивают воспроизведение заданного воздействия. Предлагаемое устройство относится к ударным центральным механизмам, которые могут применяться как в ударных установках для испытаний изделий и материалов, так и в качестве ручного механизированного инструмента, обеспечивающего высокую энергию единичных ударов. Приведены результаты экспериментальных исследований.

This article highlights the possibility of application of test diagnostics methods using impulse loads to evaluate dynamic response of press-fit connections. A device with specs, which provide representation of defined load shock, is described here. The device belongs to central percussive mechanisms, which can be used both in impact machines for products and materials tests and as hand-powered tools, which need high-energy of single impacts. The results of field researches are also given in this article.

Ключевые слова: жесткость конструкции, качество соединения, сборка, тестовая диагностика, ударные нагрузки, частотные характеристики.

Key words: rigidity of construction, connection quality, assembly, test diagnostics, impulse loads, frequency response.

Среди механических соединений большую группу составляют цилиндрические соединения с натягом, формируемые методами запрессовки и служащие для передачи осевых нагрузок и крутящего момента от одной сопрягаемой детали к другой. С помощью посадок с натягом формируют неподвижные неразъемные соединения без дополнительного закрепления соединяемых деталей. Взаимному перемещению деталей препятствуют силы сцепления по контактирующим поверхностям вследствие их деформирования, создаваемого натягом, причем прочность посадок с натягом напрямую зависит от коэффициента трения в соединении, который в значительной мере определяется технологией обработки и сборки сопрягаемых поверхностей.

Безотказность и долговечность выполнения соединением требуемых функций определяется рядом эксплуатационных свойств, к которым относятся поверхностная контактная статическая и динамическая прочность, контактная жесткость, прочность посадок и др. Основное влияние на качество соединения оказывают отклонения размеров и формы деталей, а также микрогеометрия поверхностных слоев.

Для контроля качества механических соединений используют различные методы, например, хрупких тензочувствительных покрытий, рентгенографические, оптические и др. Однако наиболее полно задачам оценки показателей динамического качества механических соединений отвечают методы вибрационной диагностики, так как из-за трудности доступа к контактным поверхностям соединений осуществлять контроль другими известными методами сложно.

В известных методах показатели качества оценивают после сборки соединения, когда закончилось формирование его упругодиссипативных характеристик. Контроль соединений после окончания запрессовки не позволяет определить распределение погрешностей по контактирующим поверхностям, локализовать

дефекты и получить достоверную информацию о показателях динамического качества соединения.

В конструкциях машин и механизмов реализованы механические колебательные системы, во многом определяющие надежность и качество функционирования изделий. Для количественной оценки показателей динамического качества необходимо располагать информацией как о режимах эксплуатации, так и о динамических характеристиках самих колебательных систем.

Динамические характеристики описывают связь между выходными и входными процессами в объекте при различных режимах и определяют внутренние свойства системы, позволяя оценить ее изменяющееся во времени поведение. Частным случаем динамических характеристик являются статические характеристики, получаемые при неизменном входном процессе.

В зависимости от цели исследования и характера поставленной задачи динамические свойства объекта рассматривают как в частотной, так и во временно́й областях. Основным уравнением связи для линейных систем с сосредоточенными параметрами во временно́й области служит дифференциальное уравнение $m\ddot{x}+c\dot{x}+kx=0$, где m, c, k – параметры инерции, демпфирования и жесткости соответственно.

Импульсное (ударное) воздействие выявляет внутренние колебательные свойства системы, которые наиболее полно выражаются при ее свободных колебаниях и могут быть использованы для косвенной оценки качества механической системы. Особенности снижения амплитуды свободных колебаний во времени определяются диссипативными характеристиками рассеяния энергии в механической системе и могут служить основой для получения некоторых интегральных характеристик, связанных с внешним проявлением эффекта диссипации энергии в системе.

Диссипативные свойства колебательной системы могут быть охарактеризованы с помощью коэффициента демпфирования $h=c/2m$ или коэффициента поглощения ψ, определяемого отношением энергии, поглощенной в системе за период колебаний, к максимальному значению потенциальной энергии в системе. Коэффициент поглощения ψ связан простой приближенной зависимостью с другой характеристикой процесса диссипации энергии в системе, наиболее часто используемой при экспериментальной оценке колебательных свойств систем, – логарифмическим декрементом колебаний:

$$\Lambda=\frac{1}{2}\psi=hT=\ln\frac{A_{mi}}{A_{mi+1}},$$

где T – период затухающих колебаний; A_{mi}, A_{mi+1} – последовательные значения убывающих амплитуд.

Логарифмический декремент колебаний характеризует темп затухания свободных колебаний в системе и определяется натуральным логарифмом отношения двух последовательных максимальных значений переменной. Для большинства машиностроительных конструкций логарифмический декремент составляет от нескольких десятых до нескольких сотых долей единицы и служит для оценки динамического качества системы. При определении частотных характеристик логарифмический декремент, показывающий темп затухания возбужденных ударным импульсом свободных колебаний, имеет вид [1]:

$$\Lambda=hT=\frac{2\pi c}{\sqrt{4mk-c^2}}\approx\frac{\pi c}{\sqrt{mk}}.$$

Как известно, не менее важны и такие показатели, как жесткость конструкции, амплитуда и частота колебаний.

Для воспроизведения ударных импульсов при испытаниях необходимо иметь характеристики ударного воздействия, возникающего в реальных условиях. Поэтому должны быть раз-

работаны методики воспроизведения ударного импульса с заданными характеристиками. Также должны быть созданы ударные установки, технические характеристики которых обеспечивают воспроизведение заданного ударного воздействия. В зависимости от характера испытаний различают ударные стенды [2]:

- для испытаний объектов на прочность;
- для воспроизведения заданного ударного воздействия;
- для проведения модельных испытаний объектов;
- для определения частотных характеристик объектов методом ударного возбуждения.

Предлагаемое устройство относится к ударным центральным механизмам, которые могут применяться как в ударных установках для испытаний изделий и материалов, так и в качестве ручного механизированного инструмента для создания высокой энергии единичных ударов. Данное устройство обеспечивает стабильность тестового ударного воздействия и исключает несанкционированный повторный удар. На рис. 1 представлен центробежный ударный механизм в разрезе [3].

Центробежный ударный механизм содержит корпус *1*, в котором находятся маховик *2* с диаметральным пазом *3* и осевым отверстием *4*, боек *5* и противовес *6*, противоположно размещенные в диаметральном пазу *3*. Боек и противовес соединены с гибким элементом *7*. Узел балансировки, также связанный с гибким элементом *7*, установлен в осевом отверстии *4* и выполнен в виде штока *9*, подпружиненного по оси упругим элементом *8*. Устройство также содержит двигатель *10*, фиксатор *11*, оптическую пару *12*, зеркало *13*, аэродинамические стабилизаторы *14*, расположенные на бойке *5*, и синхронизатор *20*, обеспечивающий блокировку от ложного срабатывания.

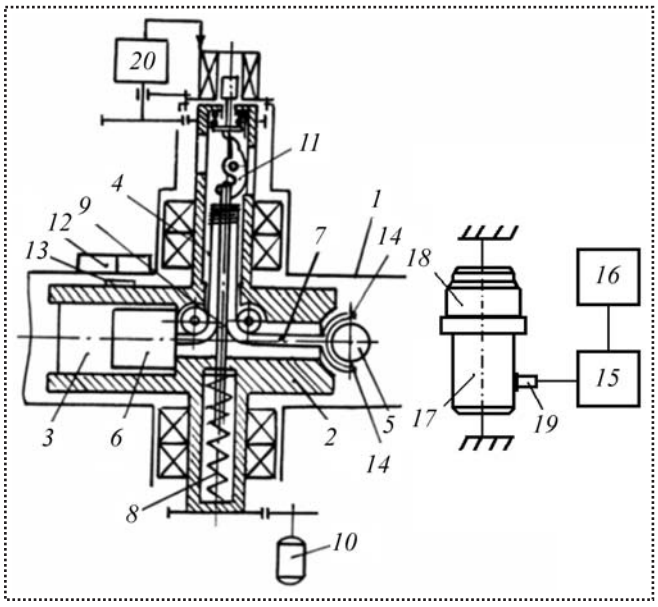


Рис. 1. Центробежный ударный механизм

Центробежный ударный механизм работает следующим образом. При включении двигателя *10* начинается разгон маховика *2*, при этом противовес *6* уравновешивает боек *5*. Когда маховик *2* запасет достаточное количество энергии и после того, как оптическая пара *12* совместится с зеркалом *13*, в нем произойдет отражение луча излучателя. Отраженный луч попадает на приемник оптической пары *12*, и формируется сигнал на освобождение фиксатора *11* с узлом балансировки.

Под действием центробежных сил, действующих на боек *5* и противовес *6*, шток *9* перемещается, сжимая упругий элемент *8*. При этом боек *5* и противовес *6* перемещаются по радиусу маховика *2* от оси вращения, обеспечивая балансировку маховика *2* в процессе выхода бойка на ударную позицию. При касательном ударе бойка *5* по испытуемому изделию *17* происходит разворот бойка вокруг вертикальной оси на угол, близкий к 90°. После удара отключается двигатель *10*, снижается частота вращения маховика *2,* упругий элемент *8* смещает в исходное положение шток *9*, а с ним боек *5* и противовес *6*. Фиксатор *11* захватывает узел балансировки, и ударный механизм готов к следующему циклу работы.

При необходимости изменения энергии единичного удара, а следовательно, и частоты вращения маховика *2*, необходимо изменить угловое положение оптической пары *12* на

корпусе *1* либо зеркала *13* на маховике *2* для гарантированного выхода бойка *5* на ударную позицию.

Возбужденные единичным ударом колебания фиксируются датчиком вибрации *19* (типа КВ-10) и через АЦП *15* (в нашем случае ЛА-70 производства компании "Руднев–Шиляев") передаются в ЭВМ *16*, где записываются с помощью специальных программ в соответствующие файлы. На следующем этапе обработки полученных таким образом данных происходит расчет частот, декремента колебаний и жесткости конструкции в зависимости от глубины запрессовки.

В настоящей работе были проведены экспериментальные исследования, методика которых заключалась в следующем. На вал *17* запрессовывали втулку *18* (диаметр соединения 15 мм, натяг 0,01 мм). Запрессовка проходила последовательно в несколько этапов на общую глубину 25 мм. Глубина отдельного этапа запрессовки составляла 5 мм. Затем проводили тестирование соединения путем нанесения удара и анализа отклика. Соответствующие механические колебания преобразовывались пьезоакселерометром *19* и через АЦП *15* поступали в ЭВМ *16*, где осуществлялся анализ диагностических сигналов.

На диаграммах, представленных на рис. 2–4, приведены полученные зависимости соответственно частот колебаний, декремента колебаний и жесткости конструкции от глубины запрессовки.

Таким образом, применение центробежного ударного механизма позволяет:

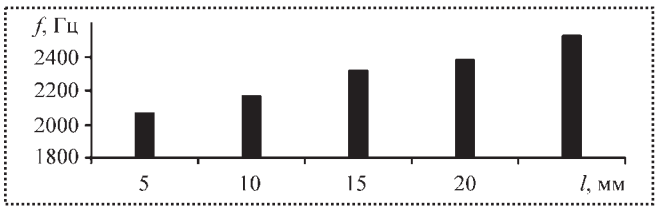


Рис. 2. Диаграмма зависимости частот *f* колебаний от глубины *l* запрессовки

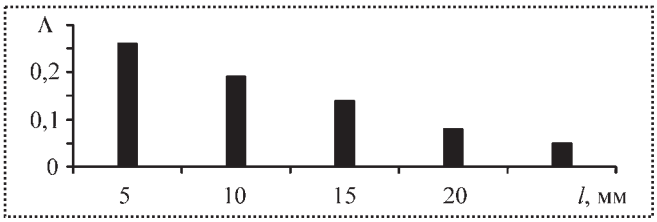


Рис. 3. Диаграмма зависимости декремента Λ колебаний от глубины *l* запрессовки

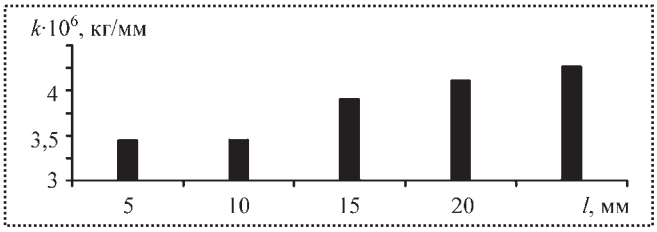


Рис. 4. Диаграмма зависимости жесткости *k* конструкции от глубины *l* запрессовки

• *стабилизировать параметры ударного воздействия;*

• *задавать требуемые параметры ударного воздействия за счет изменения угла срабатывания;*

• *исключить несанкционированный повторный удар бойка по испытуемому изделию;*

• *существенно повысить качество и воспроизводимость экспериментальных данных при тестовой диагностике прессовых соединений.*

Проведенные экспериментальные исследования показали высокую эффективность разработанного механизма и способа создания тестовых ударных воздействий.

Библиографический список

1. **Пановко Я.Г.** Введение в теорию механических колебаний: Учебное пособие. – 2-е изд., перераб. – М.: Наука. Главная редакция физико-математической литературы, 1980. 272 с.

2. **Приборы** и системы для измерения вибрации, шума и удара: Справочник. В 2-х кн. Кн. 2 / Под ред. В.В. Клюева. – М.: Машиностроение, 1978. 439 с.

3. **Патент РФ** 31350 МКИ B25D15/00 Центробежный ударный механизм / Б.Л. Штриков, В.Г. Шуваев, В.А. Папшев и др. 2003.08.10.

УДК 621.075

А.Н. Журавлев, *канд. техн. наук (ОАО "Волгабурмаш")*
e-mail: zan.samgtu@mail.ru

Разработка методологии структурно упорядоченной сборки сложных механических систем на основе декомпозиции взаимодействий соединений

Рассмотрено применение методологического подхода к разработке структурно упорядоченных процессов сборки сложных механических систем с подвижными и неподвижными соединениями на основе теории декомпозиции.

In this work is considered the application of the methodological approach to development of structurally ordered processes of assembly of complex mechanical systems with mobile and motionless connections on the basis of the theory of decomposition.

Ключевые слова: методология структурно упорядоченной сборки, декомпозиция, контур, сложная механическая система, буровое долото.

Key words: methodology of structurally ordered assembly, decomposition, contour, complex mechanical system, rock bit.

Характерная особенность современного состояния технологии машиностроения – постоянное повышение качества выпускаемой продукции. Важная роль в обеспечении эксплуатационных показателей машин и механизмов принадлежит сборочным операциям. При этом основную группу соединений составляют подвижные и неподвижные, от качества которых зависят функциональные параметры узлов и сложной механической системы в целом.

Вместе с тем получившие распространение традиционные неупорядоченные методы и методики сборки в большинстве случаев не дают стабильных эксплуатационных параметров изделий. Причина малой эффективности существующих методов сборки связана с тем, что исследования сборочных процессов ограничиваются размерным анализом. В настоящее время отсутствуют алгоритмы и методики, которые учитывали бы пространственно-временные взаимосвязи реальных поверхностей подвижных и неподвижных соединений. Это объясняется тем, что нет общей методологии, раскрывающей такие взаимосвязи.

Решить проблему прогнозирования эксплуатационных свойств конструктивных разновидностей изделий возможно, если определить алгоритм, преобразующий эксплуатационные свойства в характерные свойства технологии сборки. Свойства технологии сборки определяются степенью влияния постоянных, систематических и случайных составляющих качества соединений. Использование в алгоритме сборки структурных составляющих сокращает многозначность результатов сборочных процессов и снижает степень влияния случайных составляющих качества соединений.

Технологический процесс сборки, управляемой с помощью ЭВМ по параметрам эксплуатационных характеристик изделия, должен удовлетворять принципу алгоритмизации. Алгоритм представляет собой конечный упорядоченный набор точных правил, указывающих, какие действия и в каком порядке необходимо выполнять, чтобы после конечного числа шагов получить решение. В этом определении содержатся предписания на *упорядоченность* и *структуризацию* действий, касающихся как процесса сборки, так и процесса расчета прогнозируемых эксплуатационных характеристик изделий.

С математической точки зрения для получения решения за конечное число шагов технология сборки должна удовлетворять услови-

ям необходимости (упорядоченность) и достаточности (структуризация). Большое количество исследований в области сборочных процессов указывает на то, что число участвующих сборочных компонентов невелико (меньше десяти), а их взаимосвязи плохо организованы. Это свойство сборочных процессов характеризуется *доминированием случайных факторов* при выполнении сопряжений сборочных узлов.

Любой процесс неупорядоченной сборки (НС) соединений, который основывается только лишь на анализе геометрического фактора, можно описать зависимостью

$$\underline{<\text{НС}>} \rightarrow A_1(x)=0 \left| \begin{array}{l} F_1: H_1 \rightarrow H_1 \\ x=[a,b];\ \bar{x}=x+\delta_x, \end{array} \right. \quad (1)$$

где x – параметр, характеризующий геометрический фактор соединений;

δ_x – погрешность алгоритма;

A_1 – однопараметрическая функция, характеризующая геометрический фактор;

F_1 – преобразующая функция НС;

H_1 – многообразие геометрических факторов;

a, b – предельные отклонения геометрического фактора.

Согласно зависимости (1) в НС используется теория размерных цепей без учета пространственного расположения деталей в соединении и связи параметров сборки с параметрами эксплуатации изделий.

Перспективному направлению разработки новых технологий сборки сложных механических систем соответствует методология структурно упорядоченной сборки (СУС), которая представлена зависимостью

$$\underline{<\text{СУС}>} \rightarrow A_2(x,v,\sigma)\ T(\sigma)=x(v) \left| \begin{array}{l} F_2: H_1 \rightarrow H_2 \\ x=f(\varphi+\delta_\varphi); \\ v=[a,\ b]; \\ \sigma=[c,\ d], \end{array} \right. \quad (2)$$

где T – эксплуатационный параметр;

φ – фазовый угол начала взаимодействия соединения;

A_2 – трехпараметрическая функция, характеризующая геометрический, структурный и эксплуатационный факторы;

F_2 – преобразующая функция СУС;

v – параметр, характеризующий структурный фактор;

σ – параметр, характеризующий эксплуатационный фактор;

H_2 – многообразие эксплуатационных факторов;

c, d – предельные отклонения эксплуатационного фактора;

δ_φ – погрешность фазового угла.

Согласно зависимости (2) в СУС учитываются структурные и функциональные взаимосвязи геометрических параметров сборки с параметрами эксплуатации T.

Методология СУС основывается на принципе различимой конструктивной симметрии [1], допускающей эквивалентные преобразования объектов сборки. По этому принципу каждой компоновочной схеме, составляющей структуру сборки комплектующих деталей, ставится в соответствие прогнозируемый эксплуатационный параметр.

Методология СУС заключается в следующем. В процессе сборки рассматривается влияние структурного фактора на стабильность качества ее технологии. Во-первых, необходимо понять, при каких условиях сложные механические системы можно эквивалентным образом представить с помощью совокупности более простых сборочных объектов. Во-вторых, потребовалось понятие определения границ применимости средств математического моделирования для анализа реальных процессов сборки систем с прогнозированием их работоспособности.

Решение этих вопросов в исследовании проблемы структуризации математических моделей основывается на геометрической теории декомпозиции [2]. Суть геометрического

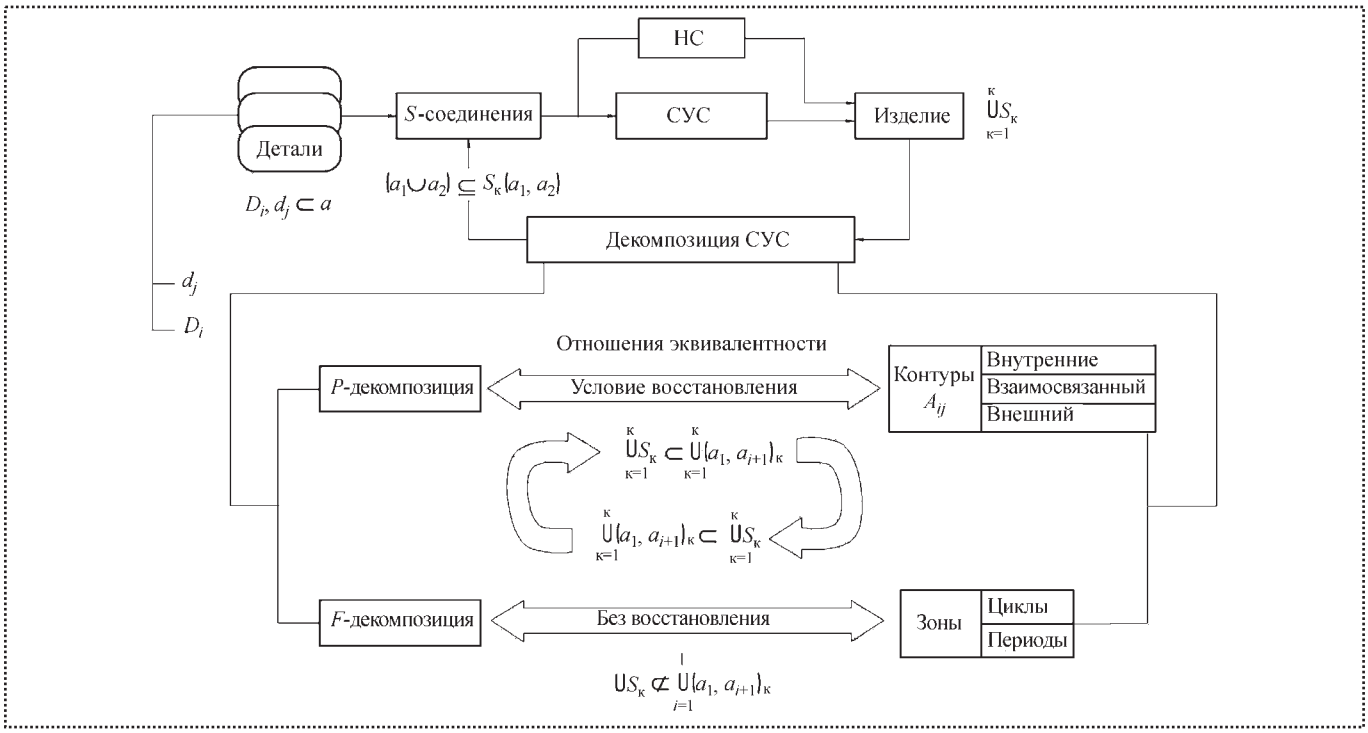


Рис. 1. Декомпозиционная схема взаимодействий соединений:
$S_к$ – соединения;
a_1, a_2 – сборочные компоненты;
к – количество соединений;
D_i, d_j – геометрические параметры сборочных компонент (диаметры больших и малых роликов)

подхода к проблеме декомпозиции сборки состоит в выделении объектов сборки, эквивалентных данному объекту, составленному из более простых объектов. Многовариантность сборочных процессов исходных изделий допускает представление их в виде определенного количества более простых объектов различными способами сборки.

Выбор рациональной структурной схемы сборки снижает влияние случайных составляющих, присущих любому неструктурированному неупорядоченному процессу. Задача декомпозиции связана с классификацией простейших представителей эквивалентных друг другу объектов в рамках класса эквивалентных преобразований однотипных изделий.

Декомпозиционная схема взаимодействий соединений представлена на рис. 1.

В сложных управляемых сборочных процессах декомпозиция реализуется посредством назначения части управлений в виде обратных связей, т.е. в виде функций, выявленных при функционировании изделий, и ограничений на управления сборочных компонент.

На основе теории декомпозиции сформулировано характерное свойство сборочных процессов. *Сборка изделий* – это множество соединений, снабженное структурой контурных и зонных связей. *Структура* – это отношение между элементами данного множества или элементами множества его частей.

Характерное свойство сборочных процессов заключается в том, что чем меньше область допустимых управлений, тем больше множество возможных декомпозиций. В методологии СУС декомпозиция является средством реализации предпочтений прогнозированной работоспособности, достигаемых при решении задач встроенных в технологию сборки методов сбора, хранения и обработки информации.

В теории декомпозиции рассматривают *P*-декомпозиции и *F*-декомпозиции – понятия о начальной и финальной структурах механических систем, представленных некоторым семейством математических зависимостей. В технологии сборки *P*-декомпозиция – это такое *семейство контурных связей*, по которому соединение восстанавливается единственным образом (контурная декомпозиция). Наличие такой декомпозиции означает, что механическая система "распадается" на независимые в некотором смысле подсистемы, из которых она "составляется" как из "кубиков". *F*-декомпозиция технологии сборки – это *семейство фактор-объектов*, обладающих аналогичными свойствами.

Декомпозиционная структура сложной механической системы – это совокупность свойств множества его декомпозиций математических моделей и взаимоотношений между различными декомпозициями.

Изделия включают соединения, каждое из которых составляет контур, преобразующий входные данные структурной составляющей сборки в выходные параметры эксплуатации изделий. Контуры представляют собой структурно-функциональное множество парных взаимодействий деталей, замкнутое само на себя. Объединение контуров в зависимости от направления вектора связи соединений формирует путь передачи технологической информации от выхода одного соединения к входу другого соединения, связанного с ним.

В методологии СУС свойство взаимодействия соединений выражается взаимоотношением между контурами. Это позволяет свойства соединений разного типа представлять общей алгоритмической схемой. При этом для решения проблемы прогнозирования эксплуатационных свойств изделий на этапе сборки достаточно знать взаимоотношение между контурами, а не рассматривать множество конструктивных различий типов соединений.

Наибольший эффект от технологических нововведений новой методологии СУС реализуется для тяжелонагруженных сложных механических систем, в конструкции которых включены подвижные и неподвижные разъемные и неразъемные соединения. К таким изделиям относятся разнородные по характеру конструкции буровые долота, сборка которых сгруппирована по единому принципу декомпозиции (рис. 2).

Представление процессов взаимодействия деталей роли-

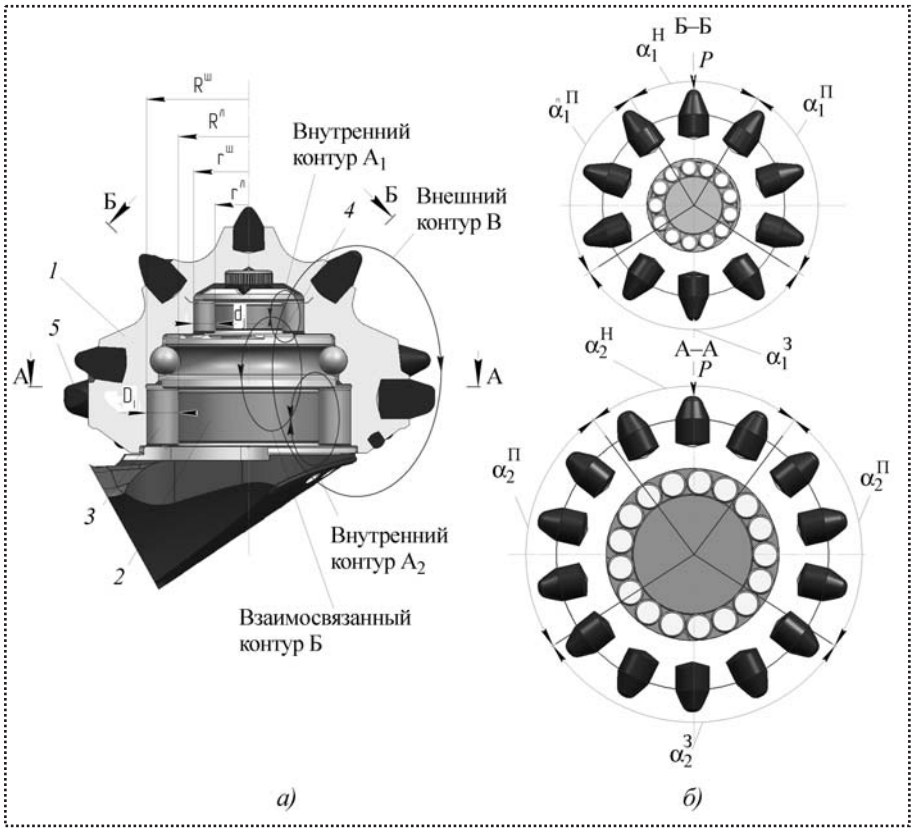


Рис. 2. Схема декомпозиции подвижных соединений многорядных роликовых опор буровых трехшарошечных долот:
а – контурная *P*-декомпозиция;
б – зонная *F*-декомпозиция;
1 – шарошка;
2 – цапфа лапы;
3 – ряд больших роликов;
4 – ряд малых роликов;
5 – режущие зубки;
α – угол зоны в опоре;
$R_ш$ – радиус БРД шарошки;
$R_л$ – радиус БРД цапфы лапы;
$r_ш$ – радиус МРД шарошки;
$r_л$ – радиус МРД цапфы лапы;
Н, П, З – зоны соответственно натяга, переходная и зазора

ковых опор в контурном виде определяется тем, что в процессе сборки реализуется принцип постоянства глобальной системы координат, а направленность контура указывает на вектор его взаимодействия. Внутренние контуры А формируются при комплектовании роликов и установке комплектов на роликовые дорожки.

Такая последовательность сборочных переходов составляет операцию комплектования роликов. Локальной координатой отсчета служит первый ролик в комплектах внутренних контуров $А_{1,2}$, а вектор, указывающий направление комплектования, связан с угловыми разворотами φ комплектов роликов относительно своего ряда малой роликовой дорожки (МРД) – $А_1$ и большой роликовой дорожки (БРД) – $А_2$.

Этому же принципу постоянства отсчета и направленности вектора взаимодействия соответствует выделенный взаимосвязанный контур Б, который задает свойство структур взаимодействий роликовых опор при функционировании изделия. Декомпозиционные свойства многорядных роликовых опор следующие:

$$1.\ Б(\beta,\varphi)\subset В(\beta,\theta);$$

$$2.\ (А_1(\beta)\cup А_2(\beta))\subset Б(\beta,\varphi);$$

$$3.\ \sum_{j=1}^{N} D_j \big/ R^{ш} \wedge R^{л} \subset А_1(\beta);\ \sum_{j=1}^{N} d_i \big/ r^{ш} \wedge r^{л} \subset А_2(\beta);$$

$$4.\ (\alpha_1^{Н} \cup 2\alpha_1^{П} \cup \alpha_1^{З})^{БРД} \subset А_1(\beta);$$
$$(\alpha_2^{Н} \cup 2\alpha_2^{П} \cup \alpha_2^{З})^{МРД} \subset А_2(\beta);$$

$$5.\ C(k)=D_1,\ldots,D_k\Big|_{D_1=D_{k+1}} C(p)=d_1,\ldots,d_p\Big|_{d_1=d_{p+1}}$$
$$1\le i\le k \qquad\qquad 1\le j\le p$$

$$C(k)\succ C(p)$$
$$0\le\beta\le 2\pi$$

где N – количество больших роликов в комплекте;

n – количество малых роликов в комплекте;

β – параметр, характеризующий замкнутость контура.

Показатели качества сборки каждого типа контура задаются набором геометрических параметров, которые составляют структуру взаимодействий многорядных роликовых опор, обладающих алгоритмическим свойством однозначности. Элементы взаимосвязанного контура, в которые входят детали и сборочные компоненты соединений, функционально объединены общими процессами взаимодействия и условиями структурного размещения их в изделии. Выделение общих типов контуров в задаче декомпозиции позволяет сохранить существенные связи подвижных деталей роликовых опор, а также выделить ограничения и частные критерии методологии СУС изделий.

Многорядные роликовые опоры тяжелонагруженных сложных механических систем в процессе эксплуатации воспринимают внешнюю нагрузку P на ролики с разной степенью интенсивности. Исследование различных условий контакта как в пределах цикла полиструктурной составляющей роликов $C(m)$ и $C(n)$, так и за период оборота подвижной детали опоры раскроет проблему физической сущности взаимодействия роликов в структурно упорядоченных опорах.

Условия контакта в пределах цикла характеризуются силовым фактором, воздействующим на цилиндрические поверхности роликов при обкатывании. В подвижном соединении роликовой опоры различают последовательно четыре зоны взаимодействий роликов (см. рис. 2, *б*). [3], составляющие зонную F-декомпозицию подвижного соединения.

Максимальная интенсивность силового внешнего воздействия P, создающего натяг между подвижными и неподвижными деталями опоры, приходится на сектор упругопластических деформаций подвижного соединения – зону натяга. Слева и справа от нее расположены две симметричные зоны с переходными посадками, т.е. возможно наличие как натягов,

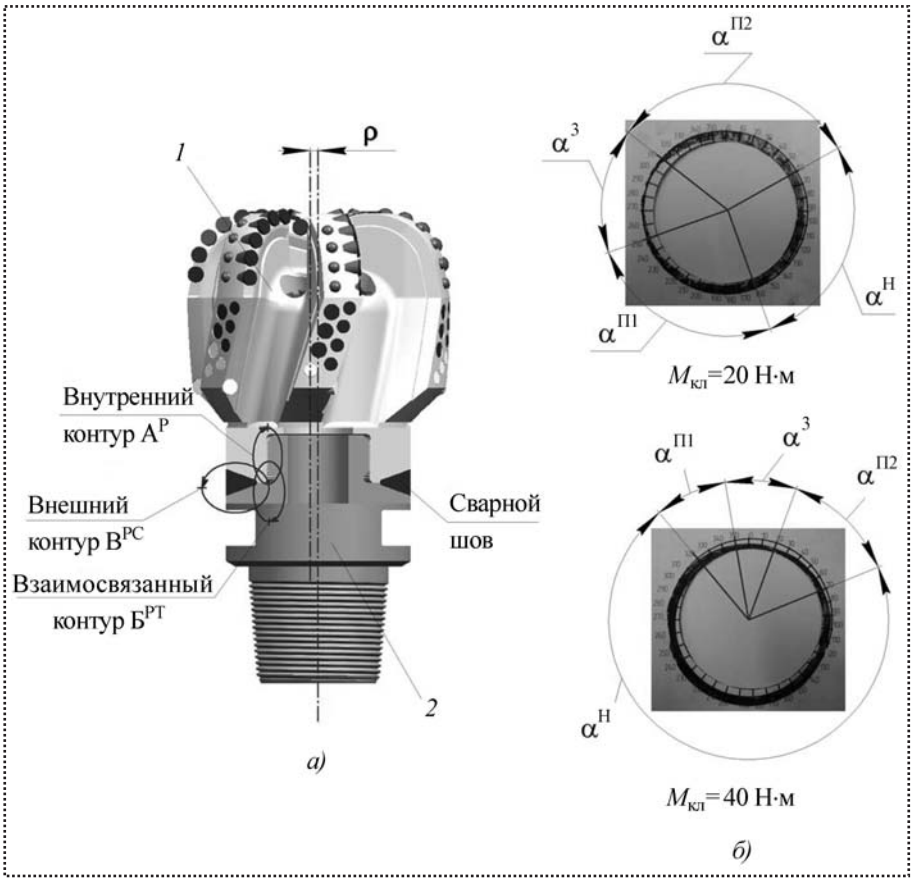


Рис. 3. Схема декомпозиции неподвижных соединений буровых алмазных долот:
а – контурная *P*-декомпозиция;
б – зонная *F*-декомпозиция;
1 – корпус;
2 – ниппель;
ρ – отклонение от соосности деталей в соединении;
Н, П, З – зоны соответственно натяга, переходная и зазора

так и зазоров. Диаметрально противоположно исходной зоне натяга расположена замыкающая зона с гарантированным зазором между деталями соединения. С помощью *F*-декомпозиции становится возможным найти кинематические связи деталей роликовых опор с управляемыми технологическими параметрами СУС.

Аналогичным образом в методологии СУС разрабатывается декомпозиция взаимодействия неподвижных соединений. На рис. 3 представлена декомпозиция неподвижных разъемных и неразъемных соединений бурового алмазного долота.

Контурная *P*-декомпозиция буровых алмазных долот включает выделение трех контуров: внутреннего $А^Р$ – сборка резьбового соединения; взаимосвязанного $Б^{РТ}$ – сборка резьботорцового соединения; внешнего $В^{РС}$ – сборка резьбосварного соединения. При образовании каждого контура *P*-декомпозиции находят функциональные связи управляемых параметров СУС с отклонением от соосности неподвижных соединений.

Рассмотрим декомпозиционные свойства неподвижных соединений буровых алмазных долот:

1. $\{А^Р(\beta)\} \subset \{Б^{РТ}(\beta)\}$;

2. $\{А^Р(\beta)\} \cup \{Б^{РТ}(\beta)\} \to \varnothing$;

3. $\{А^Р(\beta)\} \cup \{Б^{РТ}(\beta)\} \subset \{В^{РС}(\beta)\}$;

4. $\{S^З \to 0\} \to \{S^Н \to \max\}$.

В отличие от *F*-декомпозиции подвижных соединений *F*-декомпозицию неподвижных соединений строят по методу отпечатков. При образовании взаимосвязанного контура Б в резьботорцовом соединении устанавливают комплект из белой и копировальной бумаги. При затяжке соединения увеличивается момент затяжки $M_{кл}$, при этом измеряют отклонение ρ от соосности корпуса и ниппеля [4]. Следует подчеркнуть, что от данного параметра во многом зависят эксплуатационные характеристики бурового алмазного долота.

Как видно из рис. 3, *б*, при увеличении момента затяжки изменяются и углы зонной декомпозиции. При $M_{кл}$ = 20 Н·м угол зоны натяга $\alpha^Н$ составляет 100 град, тогда как при $M_{кл}$ = 40 Н·м угол $\alpha^Н$ составляет 250 град. Таким образом находят рациональный момент затяжки неподвижного резьботорцового соединения, при котором площадь зоны натяга

будет максимально возможной, а отклонение от соосности ρ – минимальным.

На основании выполненных декомпозиций сложных механических систем с подвижными и неподвижными соединениями находят функциональные связи сборочных параметров СУС с параметрами эксплуатации. Причем в случае с подвижными соединениями результатом СУС является достижение максимального ресурса изделия, тогда как в случае с неподвижными соединениями – достижение минимальной погрешности взаимного расположения соединяемых поверхностей, от которой во многом зависит работоспособность изделия.

В результате проведенных исследований на основе геометрической теории декомпозиции разработана общая методология СУС сложных механических систем как с подвижными, так и с неподвижными соединениями, позволяющая представить изделие совокупностью множества ее контуров и зон с нахождением связей между соединениями. Применение методологического подхода СУС позволяет достигать максимальных эксплуатационных характеристик собранной сложной механической системы.

Библиографический список

1. **Рыльцев И.К.** Технологическое обеспечение качества соединений. – Самара: Самарский гос. техн. ун-т, 1998. 104 с.

2. **Павловский Ю.Н., Смирнова Т.Г.** Проблема декомпозиции в математическом моделировании. – М.: ФАЗИС, 1998.

3. **Журавлев А.Н., Рыльцев И.К.** Взаимодействие роликов в структурно упорядоченной опоре бурового долота // Тяжелое машиностроение. – 2007, № 10. С. 20–22.

4. **Журавлев А.Н.** Исследование влияния силового фактора на геометрическую точность резьботорцовых соединений при структурно упорядоченной сборке // Сборка в машиностроении, приборостроении. – 2008, № 8. С. 8–11.

ВАКУУМНАЯ ТЕХНИКА: справочник

3-е изд. переработанное и дополненное

Под ред. **К.Е. Демихова, Ю.В. Панфилова**

2009. – 600 с.: ил. ISBN 978-5-94275-436-5

Цена 1100 р. с НДС

Содержит основные сведения по теории вакуума, расчету, конструированию и эксплуатации вакуумных систем и их элементов. Приведены физико-механические характеристики материалов, применяемых для изготовления элементов вакуумной аппаратуры, методы ее сборки и отладки, правила эксплуатации. Описаны приборы для измерения давления в вакуумных системах и контроля степени их негерметичности.

3-е издание (2-е изд. 1992 г.) переработано и дополнено разделами по вакуумным манипуляторам и механизмам, работающим в вакууме, безмасляным форвакуумным насосам, не распыляемым газопоглотителям, а также сравнительными характеристиками отечественных и зарубежных средств получения вакуума и других элементов вакуумных систем.

Для инженерно-технических работников, занимающихся конструированием, производством и эксплуатацией вакуумных систем, может быть полезен студентам вузов.

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

УДК 621.757

***Н.С. Давыдова, А.Л. Симаков**, д-р техн. наук*
(Ковровская государственная технологическая академия, г. Ковров Владимирской обл.)
e-mail: nsdavidova@mail.ru

Угловая адаптация положения детали при использовании устройств с параллельными кинематическими цепями для автоматизированной сборки

Предложена конструкция сборочной головки, позволяющей обеспечить условия угловой адаптации деталей для автоматизированной сборки при помощи устройства с параллельными кинематическими цепями. На основании результатов математического моделирования оценена эффективность ее применения. Исследовано влияние изменения массогабаритных параметров, характеристик материалов элементов сборочной головки и сопрягаемых деталей на динамику присоединяемой детали на этапе совмещения.

Structure of assembling head, permissive to provide conditions details' angle adaptation for automated assembling with help of device with parallel kinematic chains, is purposed. Effectiveness of its use onto basic of mathematical simulation is estimated. Influence of variation dimension parameters, of characteristics materials of elements assembling head and mating parts on add part's dynamic in stage of overlapping is investigated.

Ключевые слова: устройство с параллельными кинематическими цепями, дельта-робот, сопрягаемые поверхности деталей, поисковая траектория движения, относительная адаптация, сборочная головка, угловая адаптация положения детали, уравнение движения присоединяемой детали, график переходного процесса, рациональный выбор характеристик.

Key words: device with parallel kinematic chains, delta-robot, mating surfaces of details, search way of moving, relative adaptation, assembling head, angle adaptation of detail's state, equation of add part's moving, transition diagram, efficient selection of parameters.

Автоматизированная сборка соединений с использованием метода поисковой адаптации [1] их взаимного положения предполагает использование устройств, способных воспроизводить поисковую программную траекторию движения одной из деталей. В настоящее время в качестве таких устройств применяют электромагнитные, вибрационные, пневмовихревые средства адаптации [2]. Особенность этих устройств состоит в том, что они разрабатываются под конкретную деталь (или достаточно узкий диапазон типоразмеров детали) и требуют дополнительных транспортирующих и ориентирующих устройств для подачи детали в средство адаптации. В тех случаях, когда требуется совместить транспортирование (позиционирование) детали с последующей поисковой адаптацией, необходимо использование более универсальных средств.

В данной статье рассмотрена возможность применения устройств с параллельными кинематическими цепями для автоматизации сборки методом поисковой адаптации.

Перемещение присоединяемой детали по поисковой траектории на завершающем этапе совмещения может быть выполнено устройством с параллельными кинематическими цепями – дельта-роботом (рис. 1). В настоящее время эти устройства применяются для сортировки и упаковки пищевых продуктов, лекарственных средств, мелких и хрупких изделий, транспортировки и укладки заготовок [3]. Основаниями для применения дельта-роботов в качестве универсальных устройств предварительной адаптации деталей по линейным координатам можно считать:

♦ возможность воспроизведения как позиционных, так и поисковых траекторий с до-

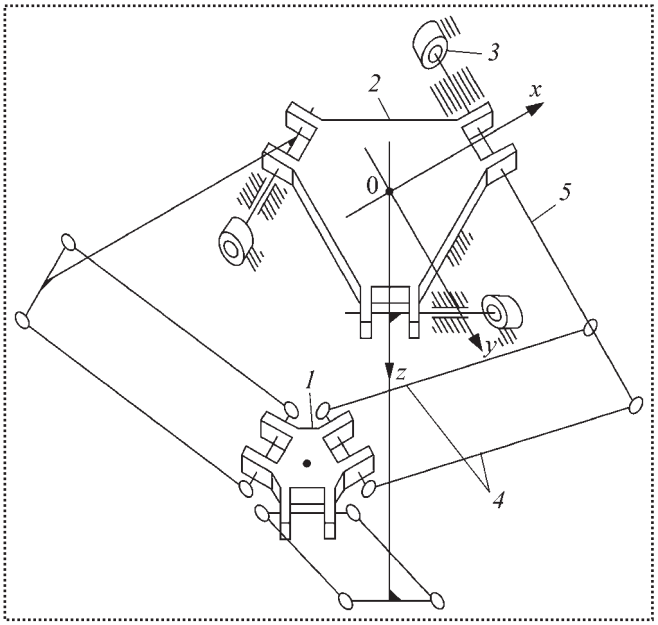


Рис. 1. Схема кинематическая принципиальная дельта-робота:
1 – исполнительный орган;
2 – базовое основание;
3 – электрический привод;
4 – связывающие рычаги;
5 – управляющий рычаг

пустимыми погрешностями в широком диапазоне массогабаритных параметров деталей;

♦ обеспечение широкого диапазона скоростей перемещения за счет низких инерционных характеристик приводов по каждой из кинематических цепей;

♦ наличие достаточно высокой точности позиционирования исполнительного органа благодаря высокой кинематической жесткости устройства;

♦ возможность перепрограммирования устройства ориентации с целью реализации нескольких вариантов поисковых траекторий.

Так как процесс адаптации включает два этапа – предварительную и окончательную (угловую) доориентацию детали в процессе совмещения сопрягаемых поверхностей, устройство адаптации должно отвечать определенным требованиям. В частности, условия согласования этапов адаптации при поисковом (динамическом) совмещении сборочных компонент сводятся к следующим:

■ наличие угловых степеней подвижности присоединяемой детали;

■ завершение относительного движения детали в плоскости адаптации к моменту времени окончания предварительной ориентации t_i, т.е. снижение проекции относительной скорости в плоскости адаптации до 0 ($\dot{q}_i = 0$; $\ddot{q}_i \le 0$);

■ ограничение на значение угла наклона детали в момент времени t_i: $\varphi(t_i) \le \varphi_i$;

■ выполнение соотношения между внешними силами (управляющими воздействиями) в момент времени t_i для формирования движущего момента при угловой адаптации детали.

Эти условия, в основном, должны обеспечиваться конструкцией исполнительного органа (сборочной головки), фиксирующего положение детали. Устройства с параллельными кинематическими цепями для захвата и транспортировки изделий в режиме позиционирования, как правило, снабжены вакуумными захватами, жестко удерживающими перемещаемый предмет [3]. Поэтому указанные условия согласования этапов адаптации для таких устройств не выполняются и при угловой адаптации деталей велика вероятность их заклинивания. Второй особенностью этих устройств является конфигурация их рабочей зоны. При движении устройства центр исполнительного органа перемещается по поверхности сегмента сферы с радиусом, равным

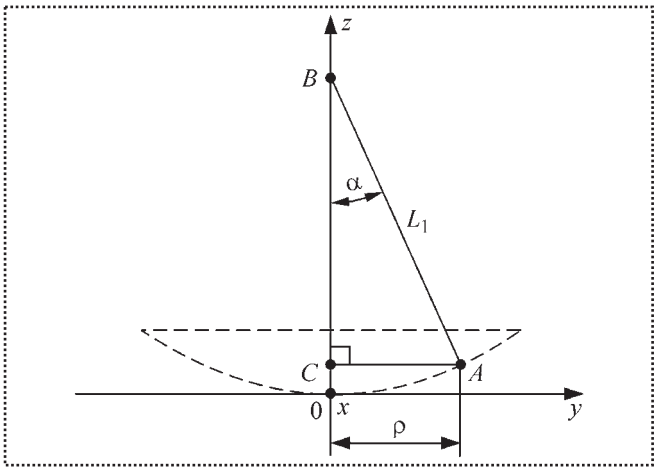


Рис. 2. Движение центра исполнительного органа:
A – положение исполнительного органа манипулятора;
ρ – радиус траектории автопоиска;
L_1 – длина связывающих рычагов

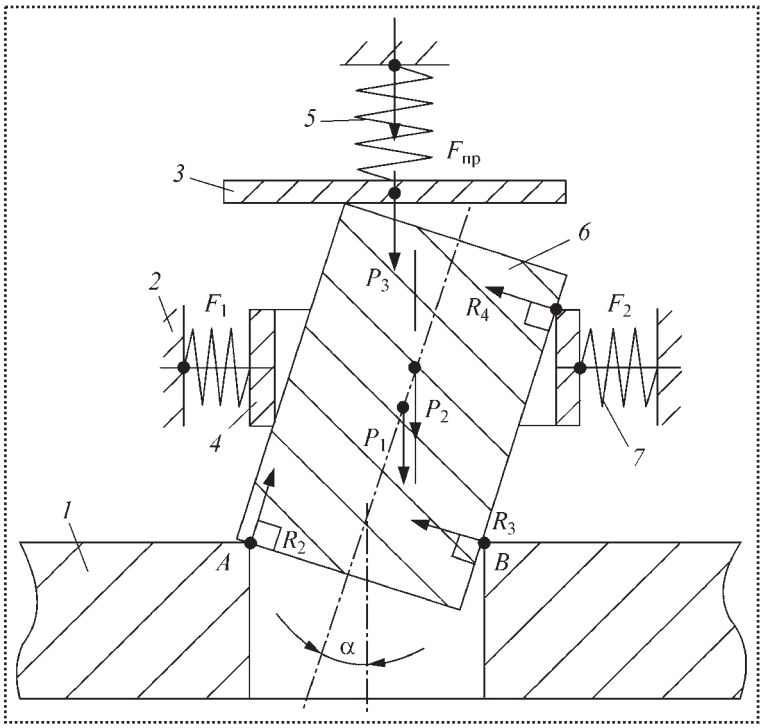


Рис. 3. Присоединяемая деталь в сборочной головке устройства ориентации на этапе совмещения:
1 – базовая деталь;
2 – корпус сборочной головки;
3 – поджимающая пластина;
4 – направляющая втулка;
5 – поджимающая пружина;
6 – присоединяемая деталь;
7 – податливый элемент

длине связывающих рычагов робота [4] (рис. 2). Это может привести к нарушению контакта между поверхностями сопрягаемых деталей, что не позволит обеспечить их динамическое совмещение.

В статье рассмотрена возможность устранения указанных недостатков за счет конструктивных решений исполнительного органа (сборочной головки).

Благодаря наличию в сборочной головке (рис. 3) манипулятора поджимающих пружины 5 и пластины 3 обеспечивается постоянный контакт поверхностей сопрягаемых деталей, в том числе на периферии зоны поиска. На этапе углового совмещения под действием податливого элемента 7, направляющей втулки 4, поджимающих пружины 5 и пластины 3 и собственного веса присоединяемой детали создаются условия для возбуждения ее колебаний относительно базового отверстия, в результате чего обеспечивается угловая адаптация сопрягаемых поверхностей и исключается заклинивание детали.

Рассмотрим движение присоединяемой детали в момент окончания этапа относительной адаптации. При этом предполагается, что движение устройства по поисковой траектории завершено (скорость сборочной головки равна нулю) и происходит касание присоединяемой детали и направляющей втулки в двух точках и контакт с базовой деталью в точках *A* и *B*. В результате торможения устройства деформация податливого элемента слева от детали имеет характер сжатия (F_1), а справа – растяжения (F_2). Для составления уравнения движения по угловой координате детали примем следующие допущения:

• центры масс присоединяемой детали, направляющей втулки, поджимающей пластины совпадают с их геометрическими центрами;

• совмещение сопрягаемых поверхностей присоединяемой и базовой деталей происходит при смещении центра масс присоединяемой детали на величину Δd от левой кромки базового отверстия;

• базовая деталь может иметь заходную фаску, не изображенную на рисунке;

• усилие $F_{пр}$ поджимающей пружины направлено по оси базового отверстия;

• толщина податливого элемента одинакова по всей высоте;

• действие сил сухого трения в зонах контакта присоединяемой детали с базовой направляющей втулкой и поджимающей пластиной не учитывается.

Уравнение движения присоединяемой детали, полученное на основе второго метода Лагранжа для малого угла наклона присоединяемой детали, имеет вид:

$$A\ddot{\alpha} + B\dot{\alpha}\alpha - C\dot{\alpha}^2 - D\dot{\alpha}^2\alpha + F\dot{\alpha} + H\alpha + K = 0, \quad (1)$$

где $A=\frac{1}{12g}[4P_1(h_1^2+3[\Delta d-d_1]^2)+$
$+P_2(h_2^2+3[(2[d_1-\Delta d]-d_2+d)^2+(2h_3+h_2)^2-$
$-2h_3(2d_1-d_2)])]$;

$$B=\frac{1}{g}[P_2h_3(\Delta d-d)-P_1h_1d_1];$$

$$C=\frac{1}{2g}[P_2h_3(\Delta d-d)-P_1d_1h_1];$$

$$D=\frac{1}{4g}[4P_1d_1\Delta d+P_2([2d_1-d_2]\times$$
$$\times[d-2\Delta d]+(d-2\Delta d)^2-2h_3[d_1-d_2-2h_3])];$$

$$F=\mu;$$

$$H=\frac{1}{2}(c_1[4(h_1f_1-dd_1)+$$
$$+(d_1-d)(3[2d_1-d]+d_2-b_1+b_2)]+$$
$$+P_2[h_1+2h_3+h_2])+c_2h_3(4h_3+h_2)+$$
$$+(P_1+P_3)h_1+c_3+\frac{2c_3h_3}{h_2+2h_3};$$

$$K=c_1(d^2+2f_1[d_1-d])+2P_1\Delta d+$$
$$+\frac{1}{2}(P_3[4d_1-5d+d_2-b_1+b_2]+$$
$$+P_2[2(\Delta d+d)-3d+d_2]);$$

P_1 – вес присоединяемой детали;

g – ускорение свободного падения;

h_1 – высота присоединяемой детали;

d_1 – диаметр базового отверстия;

α – угол наклона присоединяемой детали;

P_2 – вес направляющей втулки;

h_2 – высота направляющей втулки;

d_2 – внутренний диаметр направляющей втулки;

d – диаметр присоединяемой детали;

h_3 – расстояние от базовой детали до нижнего основания направляющей втулки;

c_1, c_2 – жесткость соответственно поджимающей пружины и податливого элемента;

c_3 – угловая жесткость податливого элемента;

f_1 – статическая деформация поджимающей пружины;

P_3 – вес поджимающей пластины;

μ – коэффициент вязкого трения податливого элемента;

b_1 и b_2 – толщина податливого элемента соответственно в недеформированном и полностью сжатом состояниях.

Кинетическая энергия включает три составляющие: энергию поджимающей пластины, присоединяемой детали и направляющей втулки. Составляющая обобщенной силы учитывает:

– *консервативные силы*, определяемые работой сил упругости поджимающей пружины, податливого элемента на перемещение поджимающей пластины, направляющей втулки и присоединяемой детали из отклоненного положения в положение покоя, а также работой сил тяжести поджимающей пластины, направляющей втулки и присоединяемой детали;

– *неконсервативные силы* – силы трения в поджимающей пружине, податливом элементе и силы реакции R_2, R_3, R_4.

Для выбранных характеристик рассматриваемой системы при помощи пакета визуального блочного имитационного моделирования Simulinc построены графики переходных процессов. На графике (рис. 4) можно выделить два участка:

♦ линейный, показывающий, что, попав в базовое отверстие, присоединяемая деталь наклоняется под действием податливого элемента и направляющей втулки;

♦ участок, характеризующийся затухающими колебаниями угла наклона детали.

Выполнено исследование влияния изменения массогабаритных параметров, характеристик материалов элементов сборочной головки и сопрягаемых деталей на параметры движения присоединяемой детали. Качественный анализ графиков переходных процессов пока-

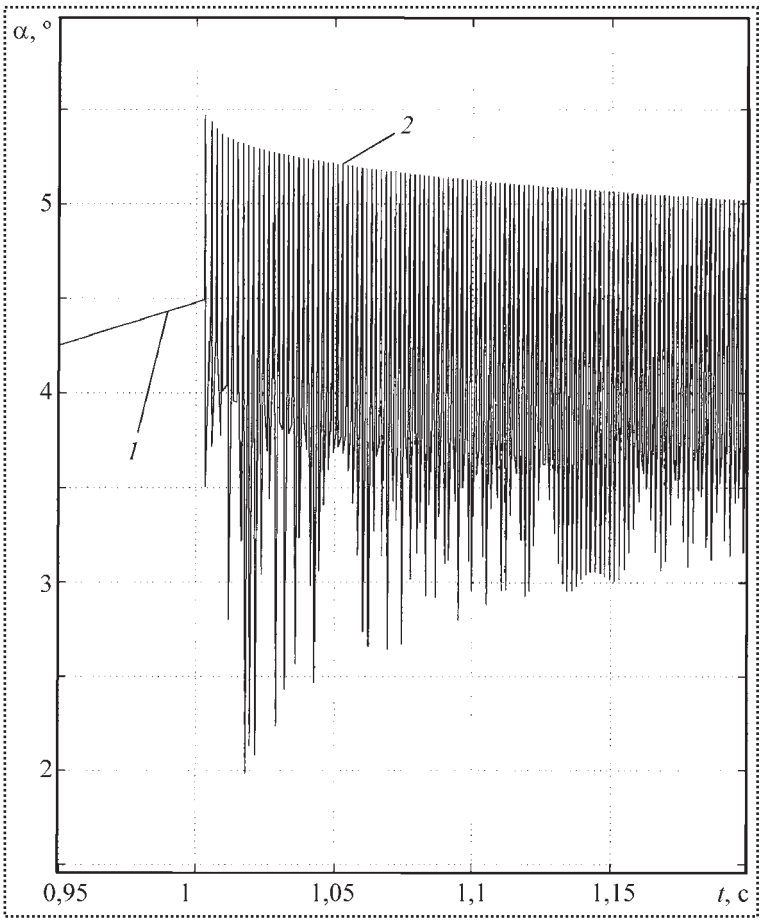


Рис. 4. График переходного процесса:
1 – линейный участок;
2 – участок затухающих колебаний

зал, что некоторые из них имеют перерегулирование, равное углу наклона присоединяемой детали под действием податливого элемента и направляющей втулки. Перерегулирование ряда графиков намного превышает этот угол (под перерегулированием понимаем наличие в зоне насыщения кривой переходного процесса колебаний, по характеру и количеству волн которых можно судить об устойчивости процесса). Наличие перерегулирования характеристики способствует повышению быстродействия.

По результатам количественного анализа изменение массогабаритных параметров, характеристик материалов элементов сборочной головки и сопрягаемых деталей не влияет на скорость наклона присоединяемой детали до начала колебаний и длительность процесса совмещения. Варьирование параметров c_2, b_1, b_2, P_3практически не влияет на изменение угла наклона присоединяемой детали до момента начала колебаний. Увеличение остальных параметров характеризуется повышением крутизны линейного участка графика переходного процесса, а их уменьшение – снижением, и только увеличение Δd влечет уменьшение наклона присоединяемой детали, и наоборот.

Выводы

Применение в устройстве с параллельными кинематическими цепями сборочной головки предложенной конструкции позволяет обеспечить переход от этапа относительной адаптации положения присоединяемой детали к этапу угловой (окончательной) доориентации взаимного положения базовой и присоединяемой деталей.

Анализ результатов моделирования движения детали показывает, что:

- *подвижное закрепление присоединяемой детали в сборочной головке, наличие поджимающих пружины и пластины обеспечивают постоянный контакт поверхностей сопрягаемых деталей в течение всего процесса их ориентации;*
- *благодаря наличию в сборочной головке податливого элемента с направляющей втулкой, поджимающих пружины и пластины, подвижного закрепления присоединяемой детали завершение этапа относительной адаптации сопровождается возрастанием угла наклона присоединяемой детали до предельного значения и возникновением знакопеременных моментов, которые приводят к ее затухающим колебаниям относительно оси базового отверстия, что обеспечивает угловую адаптацию присоединяемой детали в процессе совмещения сопрягаемых поверхностей;*
- *рациональный выбор характеристик системы позволяет обеспечить адаптацию сопрягаемых деталей с высокой производительностью.*

При этом необходимо:

- *обеспечение минимального угла наклона перемещаемой детали, так как при большом наклоне вероятность заклинивания соединения при совмещении увеличивается;*
- *обязательное наличие перерегулирования переходной характеристики, поскольку оно способствует повышению быстродействия устройства ориентации;*
- *величина перерегулирования переходной характеристики не должна превышать значение угла наклона присоединяемой детали, так как это увеличивает вероятность заклинивания сопрягаемых деталей.*

Библиографический список

1. **Симаков А.Л.** Обоснование границ применимости методов адаптации для автоматизированной сборки // Сборка в машиностроении, приборостроении. – 2001, № 3. С. 14–16.
2. **Бедрин В.М., Бедрина А.В.** Обзор методов и устройств автоматического ориентирования деталей при сборке // Сборка в машиностроении, приборостроении. – 2000, № 2. С. 7–21.
3. **Роботы-упаковщики** для щадящей работы с продуктом. – http://www.bosh.by, 2008.
4. **Parallel** Manipulators. Towards New Applications. M.A. Laribi, L. Romdhane, S. Zeghloul. Advanced Synthesis of the DELTA Parallel Robot for a Specified Workspace. – Viena: Tech Education and Publishing – http://www.intehweb.com., 2008, p. 224.

УДК 621.86

Е.В. Давыдова, *канд. техн. наук,* **В.В. Прейс,** *д-р техн. наук*
(Тульский государственный университет)
e-mail: elen-davidoova@rambler.ru

Аналитическая модель процесса ориентирования деталей с неявно выраженной асимметрией торцов в бункерном загрузочном устройстве

Рассмотрены теоретические основы и аналитическая модель процесса пассивного ориентирования деталей с неявно выраженной асимметрией торцов в бункерном загрузочном устройстве с радиальными гнездами и кольцевым ориентатором, определяющая условия надежного пассивного ориентирования деталей в зависимости от угла наклона бункера, угловой скорости диска, геометрических параметров ориентирующего и захватных органов устройства, деталей и коэффициента трения.

Theoretical bases and analytical model of process of passive orientation of small parts with implicitly expressed asymmetry of end faces in the hopper feeding device with radial nests and the ring orientator, defining conditions of reliable passive orientation of small parts depending on a corner of an inclination of the hopper, angular speed of a disk, geometrical parameters of orientator and radial nests, small parts and friction factor are considered.

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

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

Для автоматической загрузки цилиндрических деталей с неявно выраженной асимметрией торцов в сборочные машины и линии предложена конструкция бункерного загрузочного устройства (БЗУ) с радиальными гнездами и кольцевым ориентатором [1].

В разработанном БЗУ (рис. 1) захват деталей осуществляется гнездами *4* прямоугольного профиля, расположенными радиально на вращающемся диске *2*. Ориентирование деталей выполняется кольцевым ориентатором *1*, поперечное сечение которого соответствует профилю конического торца детали (см. рис. 1, *в*). Детали *3*, захватываемые из общей массы в нижней части бункера, перемещаются вращающимся диском в зону пассивного ориентирования $\varphi_{ор}$ в верхней части бункера (см. рис. 1, *б*).

Детали, частично запавшие в гнездо цилиндрическим торцом в сторону кольцевого ориентатора *1*, выпадают обратно в бункер под действием собственного веса, а детали, запавшие коническим торцом в кольцевой ориентатор и полностью погруженные в гнезда *4*, перемещаются диском *2* в зону выдачи $\varphi_{в}$.

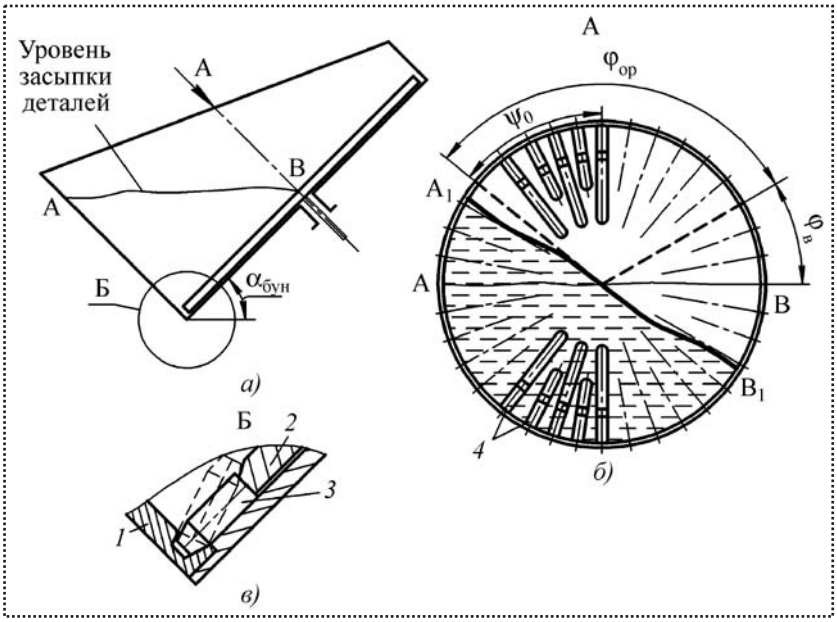


Рис. 1. Схема бункерного загрузочного устройства:
а – в разрезе;
б – вид А (сверху);
в – фрагмент Б;
1 – кольцевой ориентатор;
2 – вращающийся диск;
3 – деталь;
4 – гнезда

Детали засыпаются в бункер БЗУ в количестве, закрывающем половину поверхности вращающегося диска, до уровня АВ (см. рис. 1, *а*). Детали увлекаются диском в направлении его вращения, в результате чего уровень их засыпки смещается и принимает положение A_1B_1 (см. рис. 1, *б*). Поэтому неправильно ориентированные детали начнут выпадать из гнезда только после прохождения зоны AA_1, достигающей 40...45°, а закончится их выпадение до границы зоны выдачи, определяемой углом $\varphi_в$, величина которого в зависимости от конструктивного исполнения БЗУ составляет не более 30° [2]. Тогда возможная зона ориентирования определяется углом

$$\varphi_{ор} = \psi_0 + (90° - \varphi_в), \qquad (1)$$

где $[\psi_0] > \psi_0 \le 45°$, $\varphi_в \le 30°$.

Граничное значение угла $[\psi_0]$ найдем из условия статического равновесия детали в гнезде (рис. 2) по выражению

$$[\psi_0] = \arcsin\frac{-\mu F + \sqrt{\mu^2 + 1 - F^2}}{\mu^2 + 1}, \qquad (2)$$

где μ – коэффициент трения о направляющие поверхности;

$$F = \frac{l_{G_{1B}} A - l_{G_{1A}} B + \sin\alpha_1}{(\cos\alpha_1 - l_{G_{2B}} A - l_{G_{2A}} B)\mathrm{tg}\alpha_{бун}};$$

$l_{G_{1A}}, l_{G_{2A}}, l_{G_{1B}}, l_{G_{2B}}$ – плечи составляющих сил тяжести G_1 и G_2 относительно опор A и B соответственно;

$$A = \frac{\sin\beta + \mu\cos\beta}{l_{N_{1B}} - \mu l_{F_{тр_{1B}}}};$$

$l_{F_{тр_{1B}}}, l_{N_{1B}}$ – плечи силы трения $F_{тр_1}$ и силы нормальной реакции N_1 относительно точки B соответственно;

$$B = \frac{\cos\alpha_3 - \mu\sin\alpha_3}{l_{N_{2A}} + \mu l_{F_{тр_{2A}}}};$$

$l_{F_{тр_{2A}}}, l_{N_{2A}}$ – плечи силы трения $F_{тр_2}$ и силы нормальной реакции N_2 относительно точки А соответственно;

$\alpha_{бун}$ – угол наклона бункера БЗУ к горизонту;

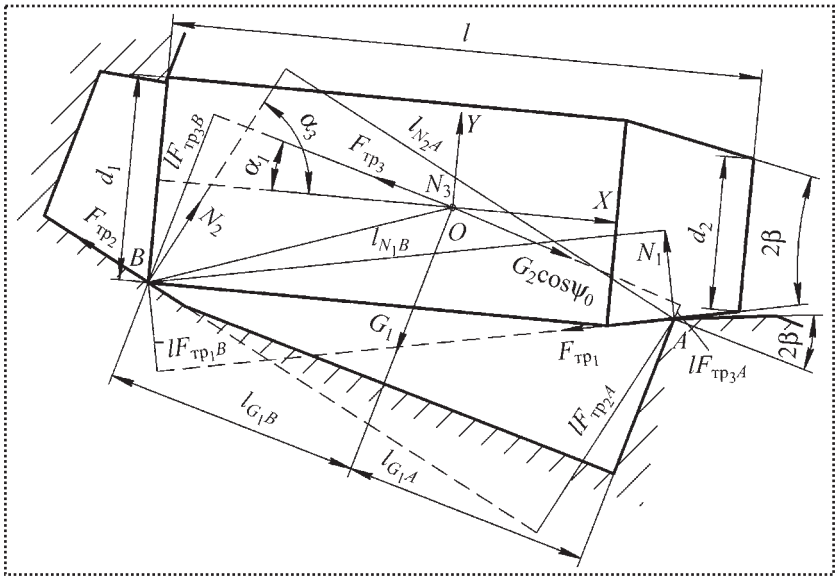


Рис. 2. Расчетная схема к определению граничного значения угла $[\psi_0]$

α_1, α_3 – углы, образованные силами G_2 и N_2 с осью OX соответственно;

β – угол между цилиндрическим основанием и коническим торцом детали.

Для обеспечения надежного ориентирования необходимо, чтобы за время $t_{пр}$ прохождения гнездом зоны ориентирования, определяемой углом $\varphi_{ор}$, деталь успела выпасть из гнезда, т.е. время ориентирования (выпадения) $t_{ор}$ детали должно удовлетворять неравенству

$$t_{ор} \le t_{пр} \quad \text{или} \quad t_{ор} \le \frac{\pi\varphi_{ор}}{180\omega}, \qquad (3)$$

где ω – угловая скорость вращения диска с гнездами, рад/с.

Для определения времени выпадения $t_{ор}$ детали из гнезда была разработана аналитическая модель процесса ориентирования, состоящего из семи этапов (рис. 3):

на первом этапе (положения I-II) деталь движется цилиндрическим торцом по кольцевому ориентатору до соприкосновения с дном гнезда, проходя путь *BC*;

на втором (положения II-III) – по дну гнезда до соприкосновения цилиндрического торца с фаской (путь *CE*);

на третьем (положения III-IV) – по дну гнезда до момента отрыва от дна, проходя путь *EF;*

на четвертом (положения IV-V) происходит поворот детали вокруг точки *A* до соприкосновения с поверхностью фаски *AK*;

на пятом (положения V-VI) деталь движется по фаске до начала поворота вокруг точки *K*, проходя путь *AK*;

на шестом (положения VI-VII) происходит поворот детали вокруг точки *K* до соприкосновения с поверхностью радиального паза;

на седьмом (положения VII-VIII) деталь движется по радиальному пазу, проходя путь, равный 5 *l*, где *l* – длина детали.

Движение детали на этапах процесса ориентирования описано дифференциальными уравнениями в форме уравнений Лагранжа II-го рода:

– *для первого, второго и третьего этапов*

$$\ddot{\psi}J_{пр} + \dot{\psi}\dot{J}_{пр} - \frac{\dot{\psi}^2}{2}\frac{dJ_{пр}(\psi)}{d\psi} = -G_1 b + \mu k N_2 + \\ + a[G_2\mu\sin\varphi - 2m\omega\sqrt{a^2+b^2} - \\ - G_2\cos\varphi - m\omega^2(R + x(\psi))], \qquad (4)$$

где $J_{пр} = m(a^2+b^2) + I$ – приведенный момент инерции;

m – масса детали;

I – момент инерции детали относительно оси, проходящей через центр масс перпендикулярно плоскости движения;

$x(\psi)$, $z(\psi)$ – координаты центра масс детали в зависимости от обобщенной координаты ψ, в качестве которой принят острый угол, образованный цилиндрическим основанием детали и дном гнезда;

$x_2(\psi)$, $z_2(\psi)$ – координаты приложения силы трения $F_{тр_2}$ в зависимости от обобщенной координаты ψ;

$\dot{\psi}$, $\ddot{\psi}$ – мгновенные угловая скорость и угловое ускорение центра масс детали;

N_2 – сила реакции, определяемая из уравнений статики;

$$a = \frac{\delta x(\psi)}{\delta\psi};$$

$$b = \frac{\delta z(\psi)}{\delta\psi};$$

$$\varphi = \omega t_i + \psi_0;$$

$k = \cos\beta\dfrac{\delta x_2(\psi)}{\delta\psi} + \sin\beta\dfrac{\delta z_2(\psi)}{\delta\psi}$ для первого этапа, $k = 1$ для второго и третьего этапов;

R – радиус диска с захватными органами;

– *для четвертого и шестого этапов:*

$$I\ddot{\sigma} = G_2[\mu\sin\varphi - \cos\varphi]a_1 - \\ - G_1 b_1 - [2\mu n + \omega(R + x(\sigma))]a_1 m\omega - \\ - m\ddot{\sigma}[\cos\gamma a_1 - \sin\gamma b_1]\frac{x(\sigma)}{\sin\sigma} + \\ + m\dot{\sigma}^2(R + x(\sigma))[\sin\gamma a_1 + \cos\gamma b_1] + \\ + 2nm\dot{\sigma}[\sin(2\beta - \sigma)a_1 + \cos(2\beta - \sigma)b_1], \qquad (5)$$

где $x(\sigma)$, $z(\sigma)$ – координаты центра масс в зависимости от обобщенной координаты σ, в качестве которой для четвертого этапа принят угол α поворота детали вокруг точки A, для шестого этапа – вокруг точки K;

$\dot{\sigma}$, $\ddot{\sigma}$ – мгновенные угловые скорость и ускорение центра масс детали;

$$a_1 = \frac{\delta x(\sigma)}{\delta \sigma};$$

$$b_1 = \frac{\delta z(\sigma)}{\delta \sigma};$$

$$n = \sqrt{a_1^2 + b_1^2};$$

$$\gamma = \alpha - \beta;$$

– для пятого и седьмого этапов:

$$\ddot{x}_2 ms = [G_2(\mu \sin\varphi - \cos\varphi) - 2m\omega\sqrt{a_5^2 + b_5^2} + m\omega^2(R + x(x_2))]a_5 - G_1 b_5 + F_{тр_1} f, \quad (6)$$

где $x(x_2)$, $z(x_2)$ – координаты центра масс в зависимости от обобщенной координаты x_2, в качестве которой принято расстояние от точки A (для пятого этапа) или точки K (для седьмого этапа) до точки M, находящейся на линии сопряжения цилиндрической и конической частей детали (см. рис. 3);

$\ddot{x}_2$ – мгновенное ускорение центра масс изделия;

$$a_5 = \frac{\delta x(x_2)}{\delta x_2};$$

$$b_5 = \frac{\delta z(x_2)}{\delta x_2};$$

$$f = \frac{\delta x_1(x_2)}{\delta x_2} + \frac{\delta z_1(x_2)}{\delta x_2};$$

$x_1(x_2)$, $z_1(x_2)$ – координаты приложения силы трения $F_{тр_1}$ в зависимости от обобщенной координаты x_2;

$s = (\sin 2\beta)^2 - (\cos 2\beta)^2$ для пятого этапа, $s = 1$ для седьмого этапа.

Решение дифференциальных уравнений (4)–(6) численными методами позволяет определить время t_i движения детали на каждом из семи этапов процесса ориентирования и время ориентирования $t_{ор} = \sum_{i=1}^{7} t_i$ для заданных геометрических параметров детали, конструктивных параметров БЗУ и угловой скорости ω диска с гнездами.

Область допустимых значений угловой скорости диска с гнездами, при которых возможно ориентирование детали, определится совместным решением неравенств (3) и дифференциальных уравнений (4)–(6) для диапазона рекомендованных значений угловой скорости ω = 0,5...1,5 рад/с [3], которое находится аналитическим или графоаналитическим методами.

В качестве примера рассмотрим графоаналитический метод определения области допустимых значений угловой скорости диска с гнездами для ориентирования детали с геометрическими параметрами: $\beta = 11{,}5°$, $d_1 = 0{,}0093$ м, $d_2 = 0{,}0069$ м, $l = 0{,}0267$ м (см. рис. 2), $m = 0{,}004$ кг, $\mu = 0{,}5$. Угол наклона бункера БЗУ к горизонту $\alpha_{бун} = 45°$.

Из выражения (2) определяем граничное значение угла $[\psi_0] = 8{,}8°$.

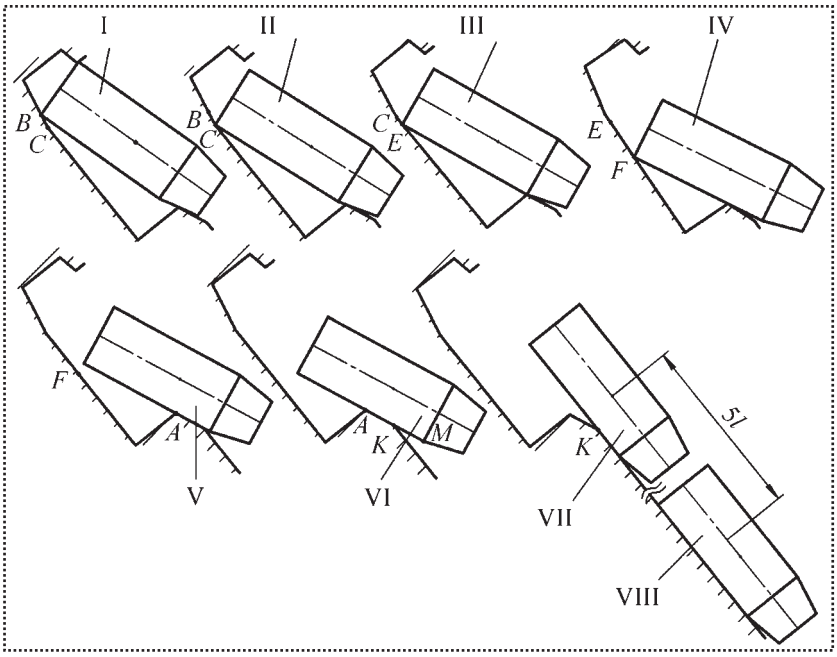


Рис. 3. Этапы процесса пассивного ориентирования детали

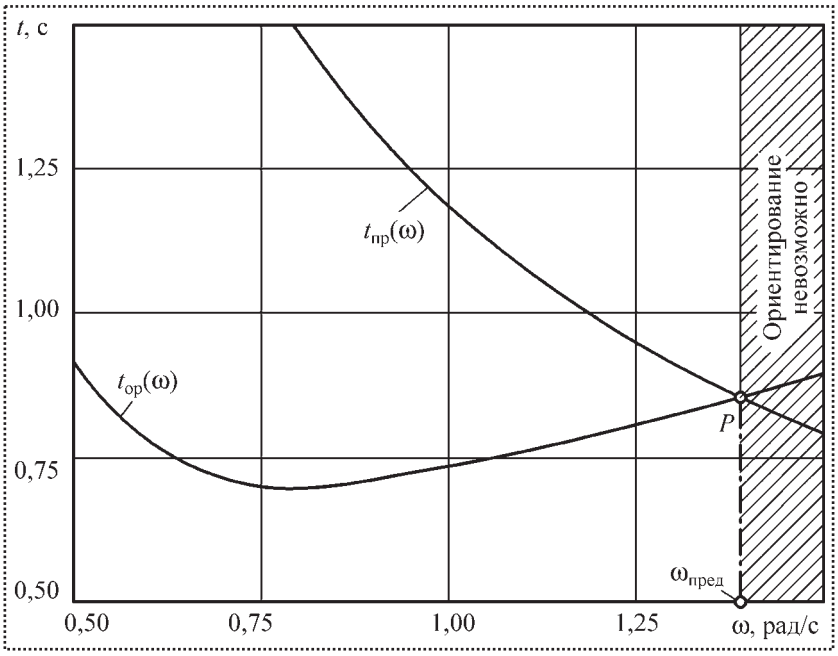


Рис. 4. Результаты аналитического исследования процесса пассивного ориентирования деталей

Тогда в соответствии с условиями (1) принимаем $\psi_0 = 10°$, $\varphi_в = 30°$, $\varphi_{ор} = 10° + (90° - 30°) = 70°$. Используя полученные данные, находим по разработанной аналитической модели зависимости времени $t_{ор}(\omega)$ ориентирования детали и времени $t_{пр}(\omega)$ прохождения гнездом зоны ориентирования от угловой скорости диска ω, графическое изображение которых представлено на рис. 4.

Графики зависимостей пересекаются в точке *P*. Ее проекции на оси координат позволяют оценить предельное значение угловой скорости диска $\omega_{пред} \approx 1{,}3...1{,}4$ рад/с, при которой $t_{ор} \approx 0{,}8...0{,}9$ с. Слева от точки *P* находится область допустимых значений угловой скорости ω диска с гнездами, при которых возможно ориентирование детали. Заштрихованная область, расположенная справа от предельного значения, соответствует значениям угловой скорости, при которых процесс ориентирования деталей невозможен.

Для получения точного значения $\omega_{пред}$ можно провести ряд итеративных расчетов времени $t_{ор}(\omega_i)$ и $t_{пр}(\omega_i)$ по разработанной аналитической модели для диапазона значений угловых скоростей $\omega_{пред} \pm 0{,}1\omega_{пред}$ до тех пор, пока относительное отклонение расчетных значений

$$\delta = \frac{t_{ор}(\omega_i) - t_{пр}(\omega_i)}{t_{ор}(\omega_i)} \times 100\ \%$$

не окажется в допустимом пределе 10...15 %.

Для рассмотренного примера $\omega_{пред} = 1{,}38$ рад/с, $t_{ор} = 0{,}86$ с.

Вывод

Проведенные экспериментальные исследования процесса пассивного ориентирования детали показали, что разработанная аналитическая модель с достаточной для практики точностью (10–15 %) позволяет определить на стадии проектирования БЗУ с радиальными гнездами и кольцевым ориентатором область допустимых значений угловой скорости диска с гнездами, при которых возможно ориентирование цилиндрической детали с неявно выраженной асимметрией торцов.

Библиографический список

1. **Давыдова Е.В., Прейс В.В.** Бункерное загрузочное устройство для деталей с неявно выраженной асимметрией торцов // Сборка в машиностроении и приборостроении. – 2007, № 9. С. 28–33.

2. **Прейс В.В., Усенко Н.А., Давыдова Е.В.** Автоматические загрузочно-ориентирующие устройства. Ч. 1. Механические бункерные загрузочные устройства. – Тула: Изд-во ТулГУ, 2006. 125 с.

УДК 621.791.3

В.Н. Штенников, *канд. техн. наук*
(Уральский электромеханический завод, г. Екатеринбург)
e-mail: shtennikov@uemz.ru

Влияние защитного покрытия паяльного стержня на температуру пайки

В результате исследований обоснованы и уточнены рекомендации п. 3.8.6.1 международного стандарта IPC-HDBK-001: "Паяльные стержни из нержавеющей стали обычно дольше служат, их легче заменить, но их недостатком является низкая теплопроводность".

Our researches allow to specify recommendations p. 3.8.6.1 of international standard IPC-HDBK-001: In article the substantiation of offered specifications and settlement formulas is resulted.

Ключевые слова: прибор, сборка, качество, пайка, температура.

Key words: the device, assemblage, quality, the soldering, temperature.

Паяльное оборудование для контактной пайки, вероятно, еще долгое время будет востребовано для настройки и ремонта электронных приборов, в мелкосерийном и опытном производстве, при выполнении уникальных паяных соединений.

В современной технической литературе содержится информация [1,2] о том, что при использовании бессвинцовых припоев изнашивание паяльных стержней происходит быстрее по следующим причинам:

– более высокая рабочая температура;

– большее содержание олова в припое;

– худшая паяемость бессвинцовых припоев, обуславливающая применение более активных и, следовательно, более коррозионных флюсов.

Для проведения испытаний наконечников паяльных станций на эрозионную устойчивость в припое [3] были использованы медные стержни диаметром 2 мм с железным покрытием и без него, печатные платы с металлизированными отверстиями и проволока медная луженая диаметром 0,5 мм. Паяльные стержни после лужения и снятия излишков припоя взвешивали и измеряли по длине.

Паяющую поверхность медных стержней лудили припоем ПОС61 с флюсом ФКСп, стержней с железным покрытием – с кислотным флюсом ФДФС припоем ПОС61 и промывали.

Пайку проводили при температуре холостого хода паяющего конца стержня 265...275 °С, время пайки составляло 2 с.

После выполнения нескольких сотен паяных соединений паяльные стержни, изготовленные из меди, изменили форму, вес и длину. Для выполнения дальнейшей пайки требовалась заточка напильником.

У медных стержней импортного и отечественного производства, покрытых железом, форма паяющего конца не изменилась. Однако после выполнения нескольких сотен паяных соединений с флюсом ФКСп упомянутые стержни потеряли способность смачиваться припоем. Пайка при этом стала невозможной. Для периодического восстановления смачиваемости рабочей поверхности стержней их необходимо лудить припоем с применением кислотного флюса, например Ф-40, ФЦА, ЛМ-1, ФДФС.

Дополнительно были проведены исследования [4] на стойкость к эрозии специально изготовленных для полуавтоматической пайки паяльных стержней диаметром 0,8 мм из меди

без покрытия и с железным покрытием толщиной 70 мкм.

После выполнения нескольких сотен паяных соединений медный стержень становился не пригодным к работе из-за растворения рабочего конца. Стержни с железным покрытием не меняли свою первоначальную форму, но их смачиваемость существенно ухудшалась, что также исключало возможность получения качественных паяных соединений.

Учитывая взаимосвязь проблем обеспечения заданного режима пайки и коррозионной стойкости паяльных стержней, в работе [4] была исследована температурная стабильность изготовленных из различных материалов стержней паяльных станций при контакте с паяным соединением. Установлено, что снижение температуры паяющего конца стержня тем меньше, чем больше коэффициент теплоусвоения материала, из которого он изготовлен.

Кроме этого показано, что процесс выравнивания температуры по длине паяльного стержня заканчивается тем быстрее, чем больше коэффициент температуропроводности материала, из которого он изготовлен [5]. Этот коэффициент у любого металла (кроме серебра и золота) значительно ниже, чем у меди.

Таким образом, замена меди в паяльных стержнях на другой материал нецелесообразна. Более перспективно нанесение защитных покрытий на медную основу стержня.

В настоящее время отсутствуют какие-либо данные о влиянии защитного покрытия на температурную стабильность паяющего конца стержня паяльной станции при пайке.

В работе [4] установлено, что действие основной массы паяных соединений на стержень паяльного инструмента, включая пайку и лужение проводов, равнозначно воздействию на его паяющий конец теплового потока, обратно пропорционального корню квадратному из времени пайки.

Согласно [6] градиент температуры на поверхности полуограниченного тела в этом случае можно вычислить следующим образом:

$$\frac{\partial t}{\partial x} = \frac{\Delta t}{\sqrt{\pi a \tau}}, \qquad (1)$$

где Δt – температура поверхности полуограниченного тела;

a – коэффициент температуропроводности;

τ – время.

Из [6] известно, что градиент температуры в твердом теле обратно пропорционален коэффициенту теплопроводности материала.

Для случая применения тонких защитных покрытий, когда

$$\delta_з << \sqrt{a_м \tau_п}, \qquad (2)$$

получено уравнение для определения перепада температуры в защитном и медном слоях по отношению к снижению температуры паяющего конца медного стержня:

$$\frac{\Delta t_{\delta з} - \Delta t_{\delta м}}{\Delta t_м} = \frac{\delta_з}{\sqrt{\pi a_м \tau_п}} \left(\frac{\lambda_м}{\lambda_з} - 1 \right), \qquad (3)$$

где $\Delta t_{\delta з}$ – перепад температуры в защитном покрытии;

$\Delta t_{\delta м}$ – перепад температуры в медном слое, соответствующем толщине защитного покрытия;

$\Delta t_м$ – температура поверхности медного слоя;

$\delta_з$ – толщина защитного покрытия;

$a_м$ – коэффициент температуропроводности меди;

$\lambda_м$, $\lambda_з$ – коэффициенты теплопроводности соответственно меди и материала защитного покрытия;

$\tau_п$ – время пайки.

Толщина защитных покрытий обычно составляет доли миллиметра, а время пайки больше 1 с, поэтому ограничение (2) при ручной контактной пайке всегда выполняется.

Согласно уравнению (3) при времени пайки 1 с и наличии покрытия из стали 15 толщиной 0,13 мм или из никеля (0,18 мм) снижение температуры паяющего торца стержня во время пайки увеличивается на 5 % по сравнению с

чисто медным стержнем, учитывая данные из [6] по значениям коэффициентов теплопроводности и температуропроводности.

Как следует из выражения (3), применение рядом фирм паяльных стержней с железным покрытием до 0,3 мм вполне оправдано, так как при времени пайки 2 с приводит к дополнительному снижению температуры только на 8 %.

Лабораторные исследования показали, что расчетные значения в пределах погрешности эксперимента совпадают с экспериментальными данными при ручной и полуавтоматической пайке [4].

Вывод

На основании проведенных исследований можно предложить следующее уточнение п. 3.8.6.1 стандарта IPC-HDBK-001: "Защитное покрытие паяльного стержня снижает температуру пайки тем существеннее, чем меньше время пайки и коэффициент теплопроводности материала защитного покрытия и толще это покрытие".

Библиографический список

1. **Novottnik M.** Advanced coating technologies for lead-free solders, Bill Boyd, Specialty Coating Systems, Indianapolis, IN, USA www.globalsmt.net.
2. **Новиков А**. Паяемость бессвинцовых припоев // Технологии в электронной промышленности. – 2006, № 6.
3. **Протокол** УЭМЗ № 655/ПН. Проведение испытаний наконечников электрических паяльников на эрозионную устойчивость в припое. Исп. Л.Е. Медведева, В.Н. Штенников. 1979.
4. **Штенников В.Н., Байдаков В.Г.** Наука и производство. Повышение качества приборов автоматики // Компоненты и технологии. – 2004. № 6.
5. **Штенников В.Н., Байдаков В.Г.** Повышение надежности приборов и производительности оборудования для контактной пайки // Компоненты и технологии. – 2004. № 7.
6. **Пехович А.И., Жидких В.М.** Расчеты теплового режима твердых тел. – Л.: Энергия, 1976.

УДК 621.791.04

Романов И.О., Макиенко В.М., Строителев Д.М., *канд-ты техн. наук*
(Дальневосточный государственный университет путей сообщения, г. Хабаровск)
e-mail: mvm_tm@festu.khv.ru

Использование циркониевого минерального сырья в качестве основы самозащитных порошковых проволок

В работе отражена возможность замены импортного рутилового концентрата цирконийсодержащим минеральным сырьем.

The article shows possibility change import rutile concentrate zirconium mineral raw material.

Ключевые слова: состав, структура, свойства, цирконий, рутил, минеральное сырье.

Key words: composition, structure, characteristic, zirconium, rutile, mineral raw.

В условиях интеграции России в международное экономическое пространство перед производственными предприятиями ставится задача выпуска более качественной продукции, соответствующей европейским требованиям. Особенно это актуально при производстве сварочно-наплавочных материалов, применяемых во всех отраслях машиностроения.

Анализ мирового рынка сварочных материалов показал, что производители в настоящее время ориентированы на выпуск таких материалов, как проволоки сплошного сечения, флюсы и порошковые проволоки. Например, компания ESAB выпускает ежегодно порядка десяти миллионов тонн указанной продукции. Однако цена данных материалов достаточно высока, особенно это касается

материалов для сварки и наплавки высоколегированных сталей.

При производстве сварочных материалов в нашей стране возможно снижение их себестоимости за счет замены импортного сырья отечественным и открытия предприятий в непосредственной близости от места его добычи.

Так, на Дальнем Востоке сосредоточено большое скопление месторождений минералов, которые можно использовать как для обеспечения качественного формирования шва (мрамор, гранит, кварцевый песок и т.д), так и для легирования наплавленного слоя (шеелитовый, датолитовый, циркониевый концентраты и др.).

Особый интерес представляет циркониевый концентрат. Уникальное свойство циркония – способность связывать атмосферные газы (азот, кислород, водород). Известно, что цирконий в наибольшей мере влияет на чистоту межзеренных границ железоуглеродистых сплавов. Он является мощным раскислителем и десульфуратором, связывает растворенный азот. Доказана также его способность связывать фосфор.

Нитриды циркония дисперсны и равномерно распределяются по зерну. Практически все его соединения легко ассимилируются шлаком и выводятся из металла. Все это позволяет предположить, что данный компонент шихты может составить серьезную конкуренцию импортному рутилу. В то же время необходимо обосновать возможность применения циркониевого концентрата в качестве основы сварочных материалов.

При разработке сварочных материалов (все исследования проводили на порошковых проволоках диаметром 2,8 мм) необходимо учитывать основные требования к применяемым компонентам:

• во-первых, защита расплавленного металла от воздействия атомарных газов (азота, кислорода, водорода). Выполнение данного условия обеспечивается использованием газо- и шлакообразующих компонентов, а также нитридообразованием и раскислением;

• во-вторых, обеспечение необходимых физико-механических свойств. С этой целью в состав шихты вводят легирующие компоненты, такие как марганец, хром, цирконий и т.д.;

• в-третьих, обеспечение сварочно-технологических свойств, что достигается применением сердечника кислого или основного типа.

Возможность использования циркониевого концентрата в качестве основы шихты порошковых проволок зависит от его соответствия вышеприведенным требованиям.

На первом этапе исследовали химический состав циркониевого концентрата. Изучение проводили при помощи рентгенофазового анализа по интенсивности линий (рис. 1). Проведенные исследования показали, что цирконий присутствует в виде двуокиси.

Химический состав концентрата представлен в табл. 1.

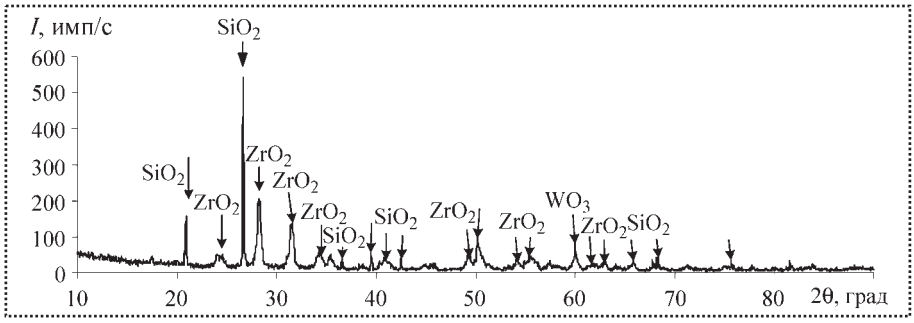


Рис. 1. Фазовый состав циркониевого концентрата

Таблица 1

Химический состав циркониевого концентрата, %

SiO_2	ZrO_2	WO_3	Fe_2O_3	Сульфатные остатки	P_2O_5	Другие компоненты
54	43	2,0	0,16	0,08	0,06	0,7

Таблица 2

Химический состав циркониевого концентрата в зависимости от размера фракции, мас. %

Номер сита	ZrO_2	SiO_2	Другие компоненты	Плотность, г/см^3
0,5	18,4	75,6	6	2,5
0,25	30,3	63,7	6	3,0
0,125	40	54	6	3,36
< 0,125	76	18	6	3,75

Для определения основной фракции был проведен гранулометрический анализ, который показал, что основной размер зерна находится в пределах 0,01...0,5 мкм.

Уникальное свойство циркониевых руд заключается в том, что первый этап обогащения осуществляется мокрым ситованием. Поэтому для установления размера фракции, в которой находится большее содержание двуокиси циркония, потребовались дополнительные исследования (табл. 2). Они показали, что большая часть двуокиси циркония сконцентрирована во фракции менее 0,125 мкм, поэтому для дальнейших исследований использовали именно эту фракцию.

Наличие в составе циркониевого концентрата двуокиси кремния облегчает шлакообразование. В порошковых проволоках для этой цели часто используют гранит. То есть большое содержание двуокиси циркония и кремния обеспечит процесс шлакообразования.

Для защиты расплавленного металла от воздействия азота в процессе наплавки необходимо восстановить цирконий из двуокиси. Наиболее дешевым восстановителем является графит. Поэтому были проведены исследования возможности восстановления циркония графитом и образования химических соединений, отличных от двуокиси.

Проведенные исследования и термодинамические расчеты показали, что цирконий восстанавливается в неравновесных условиях при температуре, существенно ниже 4000 °С. Это связано с тем, что бадделеит имеет меньшую температуру плавления и легко образует силикатно-карбидные эвтектики. Это позволяет обходиться без CaF_2.

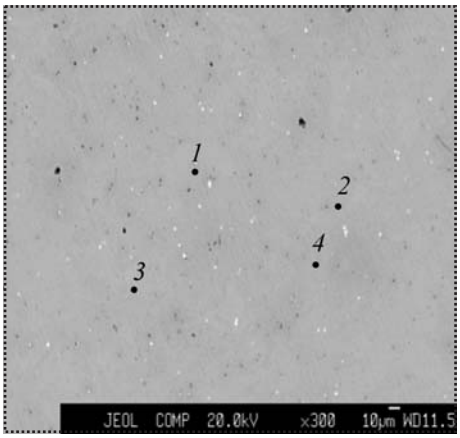


Рис. 2. Микроструктура наплавленного металла (×700) в отраженных электронах

Таблица 3

Химический состав фаз, мас. %

Номер фазы	Fe	Zr	N	Si	O	S
1	25,74	70,37	3,89	–	–	–
2	75,4	14,67	–	–	5,47	4,47
3	99,62	–	–	0,38	–	–
4	99,64	–	–	0,36	–	–

Сканирование в отраженных электронах (рис. 2) выявило фазовую неоднородность сплава. Исследованием химического состава с помощью электронно-зондового микроанализатора установлено, что микроструктура сплава включает фазы переменного состава (табл. 3). Как видно из таблицы, в фазе, расположенной в окрестности точки 2, превалируют железо и цирконий, точек 3 и 4 – железо. Наличие в точке 1 азота свидетельствует об образовании комплексного нитрида.

Таким образом, проведенные исследования доказывают возможность использования циркониевого концентрата в качестве нитридообразующего и рафинирующего компонента шихты.

Большое содержание графита в шихте создает условия восстановления и перехода в на-

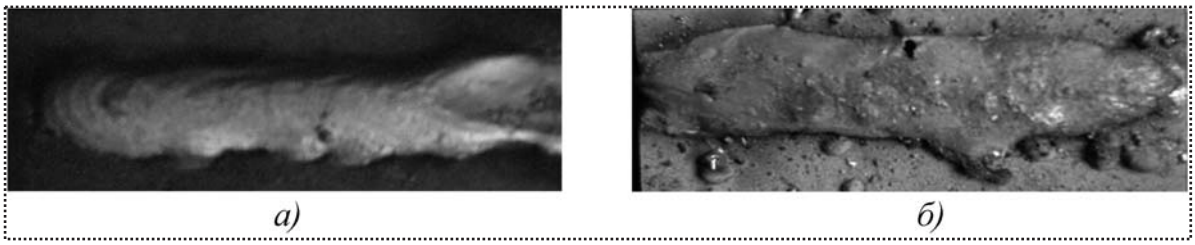


Рис. 3. Покрытие, сформированное после наплавки:
а – разработанной порошковой проволокой;
б – проволокой марки ПП-Нп-90Г13Н4

Таблица 4

Химический состав наплавленного слоя, %

C	Zr	Mn	Si	W	Cu	S	P
1,0	0,365	0,225	0,3	0,04	0,09	0,0061	0,0093

плавленный металл других легирующих элементов. Результаты химического анализа наплавленного слоя представлены в табл. 4. При этом твердость наплавленного металла составляет 360–380 НВ.

Содержание в составе шихты графита привело к образованию монооксида углерода, обеспечивающего дополнительную газовую защиту. Наличие CO было доказано при помощи газовой хроматографии. Образование восстановительной атмосферы дуги и дополнительного защитного газа обеспечило возможность полного перехода элементов в наплавленный металл, шлаковая корка в этом случае не образуется (рис. 3, *а*).

Применение циркониевого концентрата и графита позволило реализовать основные требования, предъявляемые к сварочным материалам (защиту расплавленного металла от воздействия газов, формирование легированного покрытия). Кроме того, поскольку обеспечивается практически полный переход элементов в наплавленный слой, то отпадает необходимость изучения таких сварочно-технологических характеристик, как потери металла, отделение шлака и т.д., а отсутствие необходимости удаления шлаковой корки повышает технологичность проведения сварочно-наплавочных работ.

Учитывая, что данная порошковая проволока разработана с использованием местного сырья, ее себестоимость не превышает 13 тыс. руб. за 1 т.

Выводы

Проведенные исследования доказывают возможность использования циркониевого концентрата в качестве основы шихты порошковых проволок. При этом сварочно-технологические свойства данных сварочных материалов не уступают свойствам порошковых проволок, изготовленных на основе рутилового концентрата, что создает предпосылки замены дорогого импортного рутила более дешевым циркониевым минеральным сырьем.

УДК 621.791.3 + 669.14

В.И. Кулик, *канд. техн. наук,* **Г.И. Хмылов, Л.Л. Благутина**
(НПО "Техномаш", 127018, Москва, 3-й пр. Марьиной Рощи, д. 40. Тел.: 8(495)689-9747)
E-mail: technomash@mtu-net.ru

Пайка конструкций из высокопрочных сталей с сотовым заполнителем

Представлены результаты работы по высокотемпературной пайке конструкций из высокопрочных сталей с сотовым заполнителем.

Рассмотрено влияние сборки и защитной среды (в том числе газообразного флюса) на свойства конструкционного материала и прочность паяного соединения.

Results of works related to the high-temperature brazing of details, made of high-strength steels with cell filler are presented. Dependence of properties of constructional material and brazed joints strength upon the assembly and protective environment (including gaseous flux) is considered in this article.

Ключевые слова: высокотемпературная пайка, газообразный флюс, защитная атмосфера, прочность паяного соединения.

Key words: high-temperature brazing, gaseous flux, protective environment, brazed joints strength.

При создании летательных аппаратов различного назначения применяют несущие конструкции с малым удельным весом, обладающие высокой жесткостью и надежностью в процессе эксплуатации. Для получения узлов с оптимальным соотношением механических и весовых характеристик чаще всего обращаются к трехслойным конструкциям с сотовым заполнителем. Преимущество такой конструкции – высокая удельная прочность, сравнительно низкая трудоемкость изготовления деталей, хорошие тепло- и звукоизоляционные характеристики.

Сотовая панель представляет собой конструкцию, состоящую из тонколистовых обшивок и расположенного между ними сотового заполнителя. В состав конструкции могут входить силовые и окантовочные элементы, служащие для стыковки панелей между собой. Наиболее приемлемый и распространенный способ соединения обшивочных листов с сотовым заполнителем – высокотемпературная пайка, позволяющая получать прочные паяные соединения.

В процессе эксплуатации внешние обшивочные листы воспринимают и равномерно распределяют нагрузку, а заполнитель придает конструкции жесткость и повышенную устойчивость.

Обшивочные оболочки изготавливают из листового материала толщиной 0,2–2,0 мм, а сотовый заполнитель – из фольги толщиной 0,05–0,1 мм. Сначала фольгу разрезают дисковыми ножницами на полосы необходимой ширины, определяющей высоту заполнителя. Затем гибкой прокаткой в зубчатых роликах формообразовывают фольгу в соответствии с размером грани ячейки соты. Формообразованные ленты сваривают точечной контактной сваркой в сотоблок, торцы которого обрабатывают электроэрозионным способом для получения необходимой плоскостности, что обеспечит прилегание поверхностей соединяемых обшивок при сборке.

Для изготовления узлов повышенной прочности, жесткости и коррозионной стойкости в качестве конструкционного материала была выбрана сложнолегированная сталь мартенситного класса марки ЭП678, содержащая 9–10 % никеля, 1,2–2,0 % молибдена, 0,7–1,1 % титана и 10–11 % хрома.

Учитывая высокие эксплуатационные требования к конструкции, для соединения об-

шивок с сотовым заполнителем при отработке технологии пайки был опробован припой ПМ17 (системы медь–марганец–никель), который обеспечивает получение высокопрочных и коррозионно-стойких паяных соединений различных конструкций из стали. Припой ПМ17 выпускается в виде фольги толщиной 0,05–0,1 мм по ТУ 48-21-326–79; температура пайки составляет 990–1020 °С. Пайку образцов сотовой панели проводили в воздушной печи сопротивления в стальном заварном контейнере.

При изготовлении паяной сотовой панели наиболее ответственной операцией является сборка узла под пайку. Поэтому для сборки и пайки образцов панелей 300×500 мм была спроектирована и изготовлена оснастка, фиксирующая детали и обеспечивающая их поджатие в процессе нагрева. Оснастка состоит из двух плоскопараллельных стальных плит, между которыми размещают паяемый узел. Плиты стягивают по контуру шпильками из молибденового сплава. Из-за большой разницы коэффициентов линейного расширения стали и молибдена при нагреве в процессе пайки создается постоянное усилие сжатия соединяемых деталей.

При пайке стальных панелей для качественного формирования паяного соединения применяют защитную среду аргона (напроток или застойную) с добавками флюса фторбората калия (KBF_4), который размещают внутри контейнера в специальных емкостях.

Проведенные работы показали, что пайка высокопрочных сталей (типа ЭП678) в защитной среде аргона с добавками флюса фторбората калия не обеспечивает стабильных свойств паяных соединений. В процессе нагрева флюс разлагается с образованием трехфтористого бора (BF_3), способствующего удалению окисной пленки с поверхности паяемого материала и взаимодействующего с легирующими добавками стали ЭП678 (например, титаном), которые обладают бóльшим сродством к фтору, чем бор.

Процесс взаимодействия при температуре 800–1000 °С происходит по реакции:

$$BF_3 + Ti = TiF_3 + B.$$

Образующийся черный графитообразный бор оседает на поверхности основного материала и препятствует растеканию припоя. Поэтому для качественного формирования паяного соединения необходимо использовать газообразный флюс, не вступающий в процессе пайки во взаимодействие с компонентами сложнолегированных сталей.

Таким флюсом может быть фторид титана или циркония. Исходным продуктом получения этих флюсов служат соли фтортитаната или фторцирконата калия ($KTiF_4$, $KZrF_4$), которые выпускаются отечественной промышленностью. Применение этих солей вместо KBF_4 вместе с нейтральным газом (аргоном) создает при пайке защитную атмосферу, обеспечивающую восстановление поверхностных окислов сложнолегированных сталей и способствующую качественному формированию паяного соединения.

Следует отметить, что использование сборочно-паяльной оснастки с молибденовыми шпильками неэффективно при пайке крупных сотовых панелей (размером свыше 300×500 мм), так как создаваемое при нагреве усилие сжатия на соединяемые детали недостаточно для формирования паяных швов. Необходимое усилие поджатия соединяемых поверхностей можно создать за счет вакуумирования контейнера до $5 \cdot 10^4$–$8 \cdot 10^4$ Па и использования разницы давлений (внешнего и внутреннего).

Применение для пайки сложнолегированных сталей в качестве флюса солей фтортитаната или фторцирконата калия обеспечивает сохранение механических свойств конструкционного материала и повышение прочности паяных соединений по сравнению с соединениями, полученными с использованием соли фторбората калия.

Флюс	Прочность, МПа	
	Сталь ЭП678	Паяное соединение
Фтортитанат калия	810–860	380–420
Фторборат калия	800–840	320–360

В таблице приведены результаты испытаний паяных соединений и основного материала после пайки с применением различных активирующих флюсов.

Разработанный технологический процесс пайки узлов из сложнолегированных высокопрочных сталей в среде аргона с газообразным флюсом фторида титана или циркония позволит значительно расширить технологические возможности изготовления паяных конструкций с сотовым заполнителем, а также существенно повысить их качество и надежность.

Для широкого использования сотовых панелей больших размеров необходимо создание специализированного нагревательного оборудования, исключающего применение заварного контейнера и обеспечивающего поджатие соединяемых деталей с помощью мембран.

ДИАГРАММЫ СОСТОЯНИЯ ДВОЙНЫХ И ТРОЙНЫХ СИСТЕМ. ФАЗОВЫЕ РАВНОВЕСИЯ В СПЛАВАХ:

учебное пособие

О.Е. Осинцев

М.: Машиностроение, 2009. 352 с.: ил.

Цена 550 р. с НДС

Рассмотрены двойные и тройные диаграммы состояния металлических систем. Изложена методика построения изотермических и политермических разрезов и анализа фазовых превращений в различных сплавах, приведена их структура. Рассмотрены теоретические основы термодинамики в ее приложении к изучению фазовых равновесий. С использованием метода геометрической термодинамики проведен анализ двойных диаграмм состояния. При анализе трехкомпонентных диаграмм состояния с двойными и тройными промежуточными фазами с несколькими четырехфазными нонвариантными реакциями использованы структурные схемы фазовых равновесий.

Для студентов машиностроительных и металлургических вузов, специализирующихся в области материаловедения, термической обработки, порошковых, композиционных материалов и защитных покрытий и других смежных специальностей. Может быть полезно аспирантам и широкому кругу научных работников в области металловедения.

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

УДК 621.85.05-26-77:658.562-52

В.Л. Басинюк, *д-р техн. наук, директор Научно-технического центра "Технологий машиностроения и технологического оборудования",*
Е.И. Мардосевич, Я.В. Басинюк, *канд-ты техн. наук*
(Объединенный институт машиностроения НАН Беларуси, 220072, ул. Академическая 12, г. Минск, Республика Беларусь, Тел./факс: 017 2842910)
E-mail: basenuk@inmash.bas-net.by; mardlen@mail.ru

Комплексный автоматизированный контроль качества изготовления и сборки трансмиссий на основе передач зацеплением по виброакустическим параметрам

Показано, что использование комплексного автоматизированного контроля качества изготовления и сборки трансмиссий на основе передач зацеплением по параметрам шума и вибраций обеспечивает не только существенное расширение возможностей оценки соответствия этих параметров требованиям нормативной документации, но и в ряде случаев позволяет оценить реальную динамическую нагруженность, наличие крутильных резонансных колебаний и условия смазки зубчатых колес, во многом определяющие их ресурс в эксплуатации.

It is shown that using integrated automatic noise and vibration monitoring of manufacturing and assembling quality of toothed gear transmissions allows to significantly enhance capabilities in assessing conformity of the parameters with the requirements of the approved normative documents as well as (in a number of cases) to estimate the actual dynamic load, to detect torsional resonant oscillations, to estimate lubricating conditions in cogwheels that have a marked effect on the operating life of these parts.

Ключевые слова: виброакустика, контроль, качество, передачи зацеплением, трансмиссии.

Key words: vibroacoustics, monitoring, quality, toothed gears, transmissions.

Трансмиссии на основе передач зацеплением до настоящего времени остаются одним из основных компонентов мобильной техники и обрабатывающего оборудования. Их ресурс определяется комплексом факторов, включающих геометрические, точностные и инерционно-жесткостные параметры, служебные свойства упрочняемых поверхностей, а также условия их смазки и используемый для этого смазочный материал. При этом, как правило, в основном учитываются прогнозируемые нагрузочные, скоростные и тепловые режимы функционирования, а также постоянно возрастающие требования к генерируемым трансмиссиями шуму и вибрациям.

К одному из основных факторов, взаимосвязанных с качеством изготовления и оказывающих существенное влияние на ресурс передач, можно отнести реальные триботехнические условия взаимодействия зубчатых колес и их динамическую составляющую нагруженности, а также соответствие требуемому качества химико-термической обработки. Последнее является отдельным вопросом, решение которого может быть обеспечено существующими методическими, программными и технологическими средствами, в том числе контрольными, до установки зубчатых колес в трансмиссию.

Для успешного решения первых двух задач в ряде случаев целесообразно применение комплексного анализа виброакустических параметров, генерируемых зубчатыми передачами в составе трансмиссии, что одновременно позволяет оценить соответствие этих параметров требуемым, а также динамические и триботехнические условия взаимодействия зубьев.

Методический подход

Анализ результатов исследований динамической нагруженности, шума, вибраций и толщины смазочной пленки в зубчатом зацеплении для оценки возможности использования этих параметров при оценке качества изготовления и сборки зубчатых передач показал следующее [1–3]:

– колебания, генерируемые, как правило, на наиболее значимой в амплитудных спектрах шума

и вибраций прямозубых зубчатых передач (преобладающих в отечественных трансмиссиях) зубцовой частоте, могут быть эффективно использованы для оценки динамических процессов и триботехнических условий взаимодействия рабочих поверхностей зубьев, однако их анализ не всегда позволяет обеспечить получение достоверной и полной информации о качестве изготовления и сборки трансмиссии, поскольку весьма ограничены возможности выделения их составляющих, характеризующих кинематическую точность;

– более информативны по сравнению с шумом и вибрациями параметры колебаний толщины масляной пленки в зубчатом зацеплении, однако их регистрацию и обработку можно отнести к наиболее сложно методически и аппаратно реализуемым процессам;

– для ряда трансмиссий выбор режимов их функционирования при контроле качества изготовления и сборки, а также анализ результатов мониторинга целесообразно осуществлять с учетом параметров собственных и вынужденных крутильных колебаний, а также вероятности возникновения собственных крутильных колебаний при эксплуатации и на принятых для контроля режимах функционирования;

– существенное повышение информативности и достоверности оценки качества изготовления и сборки зубчатых передач в составе трансмиссии по параметрам генерируемого ими шума и вибраций может быть достигнуто при совместном анализе их параметров, а в ряде случаев (для ответственных трансмиссий) – с дополнительным контролем кинематических параметров, а также регистрацией и анализом (с учетом реального масштаба времени) размахов колебаний на зубцовых частотах, возникающих при взаимодействии отдельных пар зубьев.

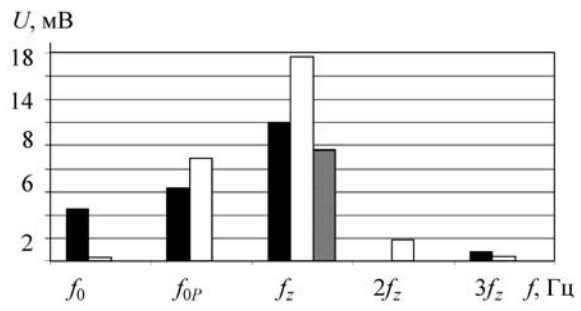
Сказанное выше может быть проиллюстрировано на примере анализа амплитудных спектров напряжений (табл. 1), зафиксированных с измерительного микрофона, датчика виброускорений и системы контроля колебаний толщины масляной

Таблица 1

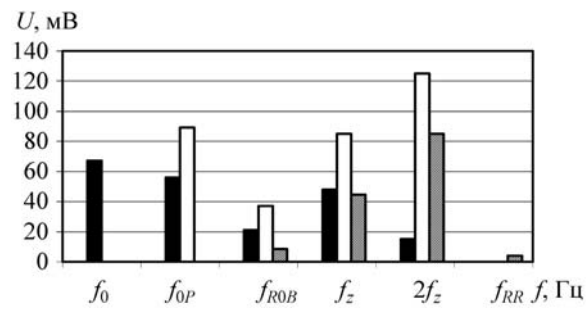
Амплитудные спектры колебаний напряжений

Режим холостого хода

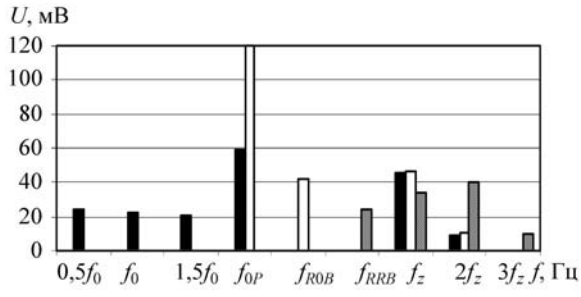
ω = 50 рад/с



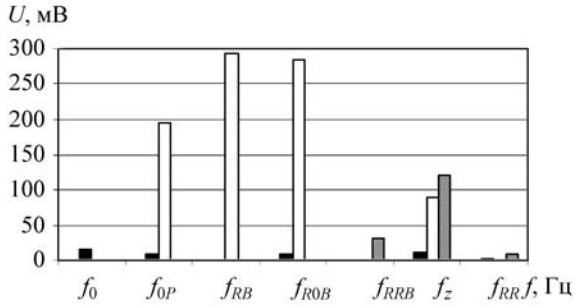
ω = 150 рад/с



ω = 100 рад/с

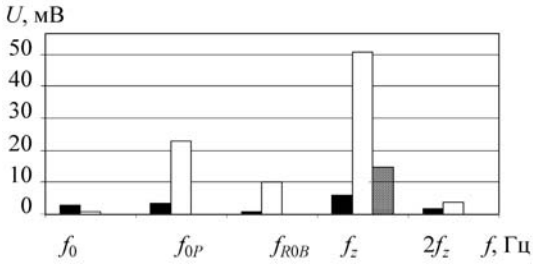


ω = 200 рад/с

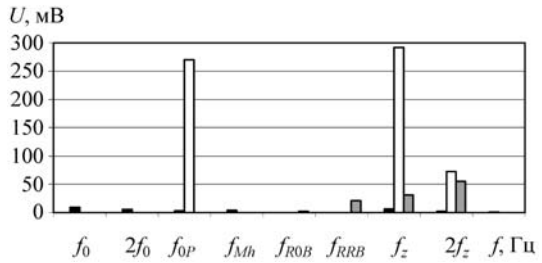


T = 100 Н·м ($\sigma_н \approx$ 800 МПа)

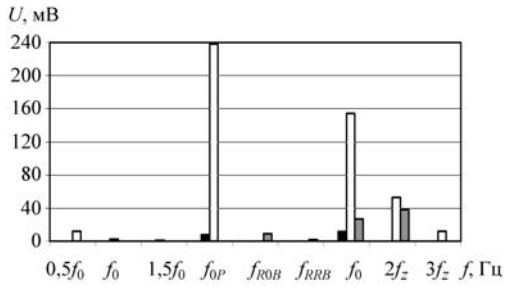
ω = 50 рад/с



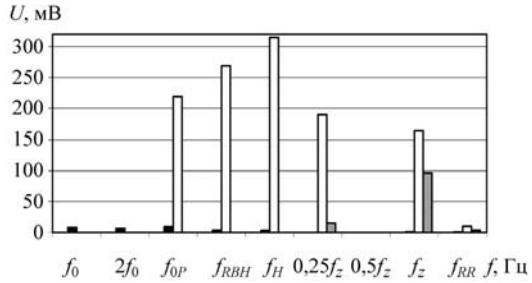
ω = 150 рад/с



ω = 100 рад/с

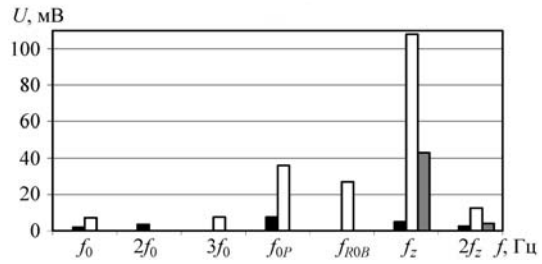


ω = 200 рад/с

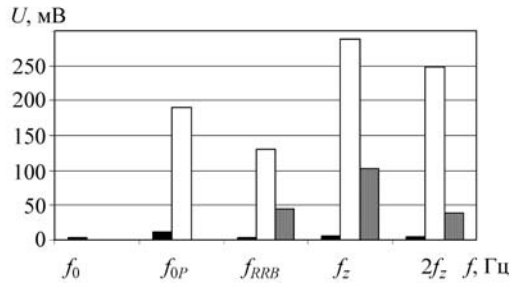


T = 200 Н·м ($\sigma_н \approx$ 1150 МПа)

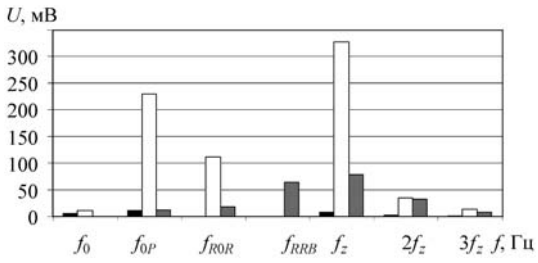
ω = 50 рад/с



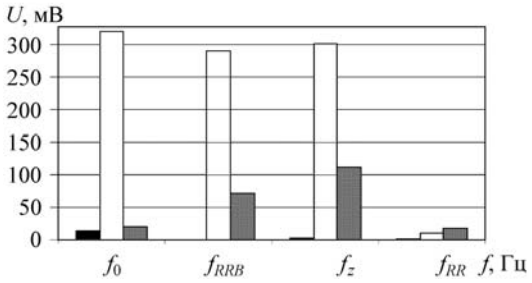
ω = 150 рад/с



ω = 100 рад/с



ω = 200 рад/с



П р и м е ч а н и я: f_0 – оборотные частоты; f_z – зубцовые частоты; f_{0P} – собственные частоты крутильных колебаний; f_{R0B} – собственные частоты продольных колебаний зубчатой передачи на подшипниковых узлах; f_{RRB} – собственные частоты колебаний зубчатой передачи; f_{RBH}, f_H, f_h – частоты, на которых генерировали шум внешние элементы стенда; ■ – данные системы контроля толщины масляной пленки; □ – измерительного микрофона; ▒ – датчика виброускорений.

Таблица 2

Наличие и значимость по амплитуде наиболее характерных и информативных частот колебаний

T, Н·м	ω, рад/с	Частоты вынужденных колебаний						Частоты собственных колебаний					
		f_z			f_0			f_{RR}			f_{0P}		
		f_{zh}	f_{zH}	f_{zL}	f_{0h}	f_{0H}	f_{0L}	f_{RRh}	f_{RRH}	f_{RRL}	f_{0Ph}	f_{0PH}	f_{0PL}
Холостой ход	50	+(1)	+(1)	+(1*)	+(3)	+(5)	–	–	–	–	+(2)	+(2)	–
	100	+(2[1])	+(2)	+(2)	+(3)	–	–	–	–	–	+(1)	+(1)	–
	150	+(3[2])	+(3[1])	+(1)	+(1)	–	–	–	–	+(4)	+(2)	+(2)	–
	200	+(2[3])	+(4[1])	+(1)	+(1)	–	–	+(5)	–	+(3)	+(4[4])	+(3)	–
100	50	+(1)	+(1)	+(1*)	+(3)	+(5)	–	–	–	–	+(4)	+(3)	–
	100	+(1)	+(2[1])	+(1)	–	–	–	–	–	–	+(1)	+(1)	–
	150	+(2[2])	+(1)	+(1)	+(1)	–	–	+(4)	–	–	+(2)	+(3)	–
	200	+(5[2])	+(6[1])	+(1)	+(2)	–	–	+(4)	+(7)	+(3)	+(1)	+(3)	–
200	50	+(2[1])	+(1)	+(1)	+(4)	+(4)	–	–	–	–	+(1)	+(2)	–
	100	+(2[1])	+(1)	+(1)	+(3)	+(6)	–	–	–	–	+(1)	+(2)	+(5)
	150	+(2[1])	+(1)	+(1)	+(3)	–	–	–	–	–	+(1)	+(3)	–
	200	+(1[1])	+(1)	+(1)	–	–	–	+(3)	+(4)	+(4)	+(1–2)	+(3)	+(3)

Примечания:

f_{RR} – частота собственных продольных колебаний;

f_{zh}, f_{zH}, f_{zL} – колебания соответственно толщины масляной пленки, звукового давления и виброускорений с зубцовой частотой f_z;

f_{0h}, f_{0H}, f_{0L} – колебания соответственно толщины масляной пленки, звукового давления и виброускорений с оборотной частотой f_0;

$f_{RRh}, f_{RRH}, f_{RRL}$ – колебания соответственно толщины масляной пленки, звукового давления и виброускорений с частотой собственных колебаний зубчатой передачи f_{RR};

$f_{0Ph}; f_{0PH}; f_{0PL}$ – колебания соответственно толщины масляной пленки, звукового давления и виброускорений с частотой резонансных крутильных колебаний f_{0P}.

"+" – наличие данной частоты в амплитудном спектре, "–" – ее отсутствие;

в скобках обозначена значимость в амплитудном спектре (1 – наибольшая амплитуда; 2 – следующая за ней и т.д.);

амплитуда собственных радиальных колебаний механической системы f_{RR} не превышала 5–16 % от амплитуды вынужденных колебаний с частотой f_z;

(*) – единственная в спектре частота;

значимость амплитуды в спектре определяли среди f_z, f_{R0} и f_{RR};

[1]более значимой по амплитуде является f_{0P}, [2] – f_0 и f_{0P}, [3] – f_0, [4] – f_0 и f_z.

пленки при функционировании прямозубой зубчатой передачи 7-й степени точности с модулем m = = 3 мм и числом зубьев $z_1 = z_2 = 40$ с угловыми скоростями вращения ω = 50...200 рад/с при нагружающем моменте T = 0...200 Н·м.

Результаты выделения наиболее значимых по амплитуде частот спектров колебаний толщины масляной пленки, шума и виброускорений приведены в табл. 2. Их анализ показывает следующее:

– максимальные значения амплитуд спектров колебаний толщины масляной пленки в зубчатом зацеплении и шума, генерируемого зубчатой передачей, при отсутствии резонансных крутильных колебаний в наиболее широко используемом в машиностроении диапазоне режимов функционирования (ω < 150 рад/с, $\sigma_н$ < 800 МПа) лежат на одной частоте, что свидетельствует о превалирующем влиянии на шум при этих режимах колебаний толщины масляной пленки, причем при наличии резонансных крутильных колебаний максимум излучаемого передачей шума находится на этой частоте;

– при тяжелонагруженном режиме функционирования зубчатой передачи, как правило, характеризующемся контактными напряжениями $\sigma_н > 1150$ МПа, основными составляющими амплитудного спектра шума и вибраций становятся зубцовые частоты;

– соотношение амплитудных значений в спектрах приведенных параметров существенно зависит от режимов функционирования зубчатой передачи.

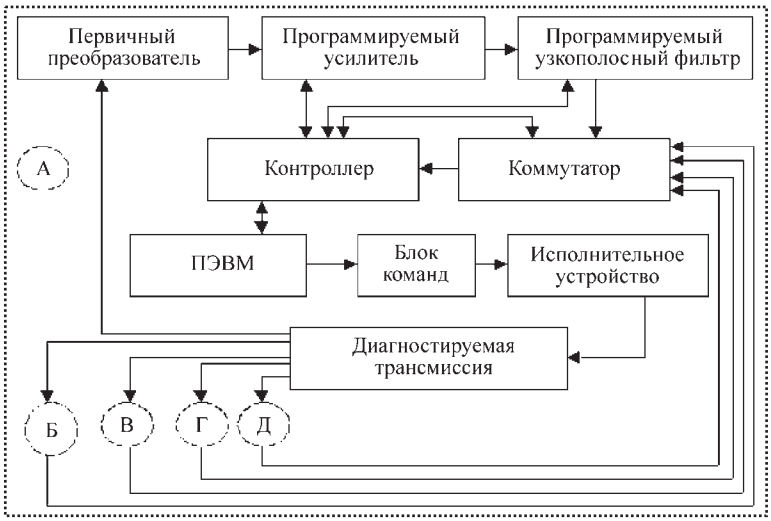
Таким образом, на амплитудные спектры шума и вибраций, генерируемые трансмиссией на основе зубчатых передач, существенное влияние оказывают не только динамическая нагруженность, скоростные и нагрузочные режимы их функционирования, но и тесно связанные с шумом характеристики крутильных колебаний, которые в свою очередь взаимосвязаны с параметрами колебаний толщины масляной пленки, во многом определяющей условия триботехнического взаимодействия рабочих поверхностей зубьев.

Это влияние имеет определенные закономерности, на основе которых может быть сформирована эффективная система комплексного контроля триботехнических параметров взаимодействия зубьев (по параметрам генерируемого передачей шума), реальной динамической нагруженности и точности изготовления по нормам плавности (по параметрам вибраций) [4, 5]. В ряде случаев использование параметров виброускорений позволяет оценить кинематическую погрешность изготовления зубчатых передач [6].

Типовые средства контроля

Схема типовых средств комплексного автоматизированного контроля качества изготовления и сборки трансмиссий на основе передач зацеплением по параметрам шума и вибраций показана на рисунке.

В зависимости от решаемых задач и особенностей кинематической схемы трансмиссии средства комплексного автоматизированного контроля могут включать два – шесть каналов выделения измерительной информации, коммутатор, контроллер с АЦП для предварительной обработки и хранения зарегистрированных данных в ПЭВМ. При автоматизированном управлении режимами функционирования диагностируемой трансмиссии в ее состав могут входить также блок управления режимами функционирования испытуемой трансмиссии и исполнительное устройство.



Типовая схема устройства для контроля качества изготовления и сборки трансмиссий на основе передач зацепления с каналами А-Д выделения измерительной информации

В каждый из каналов выделения измерительной информации кроме первичного преобразователя, при необходимости, могут быть введены последовательно соединенные программно-регулируемые усилитель и узкополосный фильтр. Один из каналов выделения измерительной информации должен обеспечивать регистрацию вспомогательных данных о частоте вращения входного вала контролируемой трансмиссии, другой – о моменте нагружения ее выходного вала и его колебаниях. Посредством остальных регистрируются диагностические данные, включая шум, вибрации и, при необходимости, углы рассогласования вращения входного и выходного валов контролируемой передачи.

При автоматизированном варианте мониторинга качества изготовления и сборки зубчатых передач в составе трансмиссии на программно-управляемом от ПЭВМ стенде блоком команд формируются требуемые скоростные и нагрузочные режимы ее функционирования. Затем регистрируются данные о вибрациях и шуме, которые обрабатываются на ПЭВМ и представляются в требуемом для операторе виде. Контроль параметров шума может осуществляться посредством относительно простых и дешевых малых заглушенных камер [7].

Выводы

Применение комплексного автоматизированного контроля качества изготовления и сборки трансмиссий на основе передач зацеплением по параметрам шума и вибраций в ряде случаев позволяет обеспечить не только существенное расширение возможностей оценки соответствия этих параметров требованиям нормативной документации, но и оценить реаль-

ную динамическую нагруженность зубьев, наличие крутильных резонансных колебаний и условия смазки зубчатых колес, во многом определяющие их ресурс в эксплуатации.

Библиографический список

1. **Басинюк В.Л.** Динамика, шум и смазка зубчатых передач. – Гомель: ИММС, 2006. 224 с.
2. **Басинюк В.Л.** Влияние смазочной пленки на виброакустические характеристики прямозубых зубчатых передач механических трансмиссий // Трение и износ. 2004. Т. 25. № 4. С. 403–411.
3. **Басинюк В.Л.** Спектры колебаний толщины смазочной пленки, виброускорений и шума прямозубых зубчатых передач // Трение и износ. 2004. Т. 25. № 5. С. 492–503.
4. **Басинюк В.Л.** Оценка виброакустических параметров и качества изготовления и сборки зубчатых передач // Современные методы проектирования машин: в 7 т., вып. 2: материалы респ. межвед. сб. науч. тр. / БНТУ и др.; под ред. П.А. Витязя. – Минск, 2004. Т. 2: Качество изделий машиностроения. Проектирование материалов и конструкций. С. 33–38.
5. **Басинюк Я.В., Ишин Н.Н., Басинюк В.Л., Мардосевич Е.И.** Вибромониторинг внутренней динамической нагруженности, точностных параметров и износов отдельных пар зубьев передач зацеплением // Вестник Брестского государственного технического университета. Сер. Машиностроение, автоматизация, ЭВМ. 2001. № 4 (10). С. 48–53.
6. **Оценка** возможности определения кинематической погрешности по параметрам вибраций / В.Л. Басинюк, А.В. Драган, Е.И. Мардосевич и др. // Вестник Брестского государственного технического университета. Сер. Машиностроение. 2005. № 4 (34). С. 28–30.
7. **Басинюк В.Л.** Применение малых заглушенных камер при контроле виброакустических характеристик коробок скоростей в цеховых условиях //Современные методы проектирования машин: в 7 т., вып. 2: материалы респ. межвед. сб. науч. тр. / БНТУ и др.; под ред. П.А. Витязя. Минск, 2004. Т. 2: Качество изделий машиностроения. Проектирование материалов и конструкций. С. 42–47.

УДК 621.9.08

В.Д. Шашурин, *д-р техн. наук, профессор, зав. кафедрой,*
А.С. Осипков, *аспирант (кафедра "Технологии приборостроения" МГТУ им. Н.Э. Баумана)*
E-mail: alexosipkov@mail.ru

Контроль качества термоэлектрических модулей на этапе их сборки

Рассмотрена методология селекции термоэлектрических модулей на заключительном этапе их сборки путем контроля их качества методом акустической эмиссии (АЭ). Приведено обоснование выбора АЭ-метода контроля качества модулей, методическое обоснование информативных признаков акустической эмиссии, введены ее амплитудные информативные параметры, разработана методика и приведены результаты ресурсных испытаний термоэлектрических модулей при регистрации сигналов акустической эмиссии, предложена методика селекции модулей.

Methodology preparation of thermoelectric modules selection in backend of the assembly process with acoustic emission method is carried out. Acoustic emission (AE) method and its informative attributes are justified for thermoelectric modules quality control. Special amplitude informative AE parameters were introduced for this purpose. There are also results of thermoelectric modules longevity test with AE signals registration and selection method in this paper.

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

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

При существующем технологическом процессе сборки термоэлектрических модулей в настоящее время имеет место большой разброс показателей их надежности. Коэффициент вариации при средней наработке до отказа 10000 ч достигает 40 %, что значительно снижает надежность термоэлектрических охлаждающих устройств, состоящих, как правило, из нескольких модулей. Введение селекции модулей с различным уровнем качества на завершающем этапе их сборки позволит значительно повысить надежность как самих модулей, так и охлаждающих устройств на их основе. Представленная работа посвящена разработке методологии селекции термоэлектрических модулей методом акустической эмиссии.

Анализ причин отказов термоэлектрических модулей показал, что их значительное число вызвано зарождением и развитием исходных технологических дефектов в виде микротрещин, увеличивающих поврежденность конструкции до критической величины в процессе эксплуатации. Динамика процесса изменения поврежденности конструкции модулей обусловлена совокупным влиянием на нее экстремального термодеформационного напряженного состояния отдельных ветвей термоэлементов, особенно в момент включения и выхода на рабочий режим, а также вероятностным фактором распределения начальной технологической дефектности элементов конструкции [1].

В связи с этим возникает важная технико-экономическая проблема прогнозирования эксплуатационной надежности термоэлектрических модулей, в первую очередь их реального ресурса, путем анализа изменения дефектности конструктивных элементов модулей по окончании технологического цикла изготовления. Очевидно, что введение завершающей технологической операции контроля качества модулей при их сборке способно существенно повысить эксплуатационную надежность данного вида изделий ответственного назначения.

Из рассмотрения физико-технологических особенностей энергетических превращений при возникновении и развитии микродефектов в термоэлектрических модулях в виде нарушений сплошности материала конструкционных элементов следует, что этот процесс неразрывно связан с генерацией высокочастотных волн упругой деформации – волн акустической эмиссии [2]. Поэтому для контроля и диагностики модулей наиболее эффективен метод акустической эмиссии как отвечающий особенностям изменения их дефектности при эксплуатации.

Теоретическое изучение процесса возникновения и развития микротрещин в элементах конструкции термоэлектрических модулей по термофлуктуационному механизму показало достаточную для практических нужд информативность параметров акустической эмиссии. Это открывает перспективу прогнозирования динамики последующего изменения дефектности модулей при эксплуатации путем анализа сигналов акустической эмиссии, генерируемых в потенциально опасных участках конструкции, при выходном технологическом контроле, т.е. на условно нулевом, начальном диагностическом этапе эксплуатации.

Методические обоснования информативных признаков акустической эмиссии

Для контроля качества термоэлектрических модулей методом акустической эмиссии и оценки его ресурса необходимо выявить зависимость

$$R = F_0(\text{АЭ}), \qquad (1)$$

где R – ресурс модуля;

F_0(АЭ) – параметры сигнала акустической эмиссии на начальном этапе эксплуатации и (или) испытаний модуля.

Ресурс τ модуля (средняя наработка до отказа) определяется в общем случае уравнением [3]

$$\int_0^{\tau} dt/\tau_0 \exp[(U_0 - \gamma\sigma(t))/kT(t)] = 1, \qquad (2)$$

которое можно переписать в виде

$$\omega(t) = \omega_0 + \int_0^{t} dt/\tau_0 \exp[(U_0 - \gamma\sigma(t))/kT(t)], \qquad (3)$$

где $\omega(t)$ – функция изменения поврежденности конструкции модуля;

ω_0 – начальное значение поврежденности;

τ_0, U_0, γ – коэффициенты, характеризующие прочностные свойства твердого тела;

k – постоянная Больцмана;

$\sigma(t)$ – напряжения, возникающие в элементах конструкции модуля;

$T(t)$ – абсолютная температура.

При $\omega = \omega_{кр}$ выражение (3) определяет ресурс термоэлектрического модуля.

Так как изменение поврежденности во времени определяется зарождением и развитием субмикротрещин в элементах конструкции модуля, в первую очередь необходимо найти тот информативный параметр акустической эмиссии, который наиболее полно отражает изменение дефектности в элементах конструкции модуля.

В качестве основных и наиболее значимых информативных признаков полезного сигнала акустической эмиссии в информативном частотном диапазоне можно использовать следующие энергетические характеристики:

– амплитуду импульса акустической эмиссии (максимальную и (или) среднюю), которая определяется длиной или приращением образовавшейся или подрастающей микротрещины;

– скорость счета (интенсивность) сигнала акустической эмиссии

$$N = \Delta N/\Delta\tau,$$

где ΔN – число характерных импульсов, зарегистрированных за промежуток времени $\Delta\tau$.

Более полную информацию о механизмах микроразрушения термоэлектрических модулей можно получить, используя амплитудный анализ сигналов акустической эмиссии.

С физической точки зрения в начальный момент испытаний в материале модуля происходит зарождение субмикроскопических трещин вследствие движения и слияния трещинообразующих дислокаций. Эти дефекты имеют малые линейные размеры (10^{-5}–10^{-3} мм) [3], и поэтому волны напряжений, генерируемые ими, имеют малую амплитуду.

Подрастание субмикроскопических трещин до микроскопических (10^{-3}–10^{-2} мм) приводит к увеличению амплитуды волн акустической эмиссии по сравнению с моментом зарождения субмикротрещин. Слияние микротрещин в магистральную трещину и ее развитие связаны с интенсивным выделением большого количества упругой энергии и сопровождаются генерированием сигналов акустической эмиссии большой амплитуды.

Таким образом, на начальной стадии нагрузки преобладают сигналы акустической эмиссии малой амплитуды, а в момент, предшествующий разрушению, наблюдается характерный всплеск относительного числа сигналов большой амплитуды. Изменение амплитудного спектра сигналов позволяет получать информацию об изменении кинетики зарождения и развития дефектов.

Перспективность амплитудного анализа сигнала акустической эмиссии для диагностики дефектности конструкций при сложном термосиловом режиме испытаний и (или) эксплуатации, характерном для термоэлектрических модулей, обусловлена возможностью энергетической селекции сигнала от шумов, а также высокой информативностью формы кривой, описывающей амплитудное распределение.

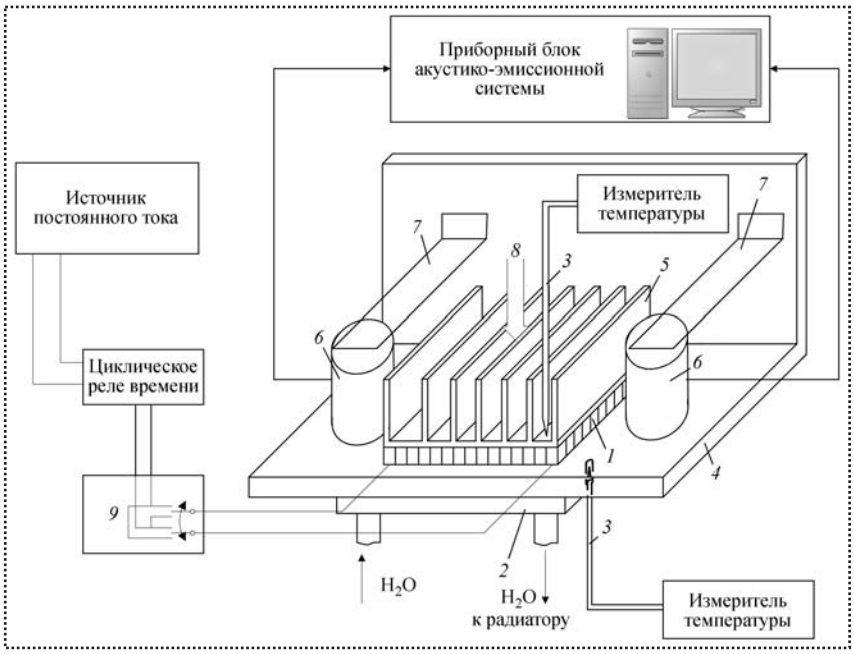


Рис. 1. Схема диагностического стенда для непрерывной регистрации сигналов акустической эмиссии при испытании термоэлектрических модулей на надежность:
1 – модуль;
2 – водяной теплообменник;
3 – термоэлектрический преобразователь (термопара);
4 – нижний "холодный" радиатор;
5 – верхний "горячий" радиатор;
6 – акустико-эмиссионный преобразователь;
7 – прижимы преобразователя;
8 – прижимная нагрузка;
9 – промежуточное реле с двумя переключающими группами

Проведение испытаний и их результаты

Для экспериментальных исследований был собран диагностический стенд (рис. 1) на базе двухканальной акустико-эмиссионной системы "Малахит АС-15", позволяющий проводить непрерывную регистрацию сигналов акустической эмиссии при испытании термоэлектрического модуля на надежность путем циклического нагружения вплоть до его отказа. Отказ фиксировали по выходу сопротивления за пределы поля допуска ($\Delta R > 10$ %).

В процессе испытания на модуль подавали напряжение 14 В±1 %, полярность которого изменяли с периодом 90 с. Приведенные на рис. 2, 3 температурные режимы испытания не превышают допустимых по ТУ эксплуатации модуля (максимальная температура 85 °С).

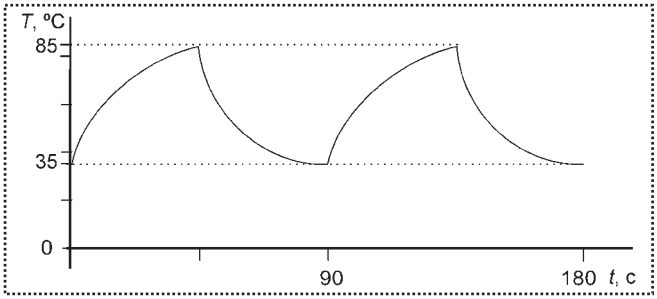


Рис. 2. График изменения во времени *t* температуры *T* верхнего "горячего" радиатора (установившийся режим)

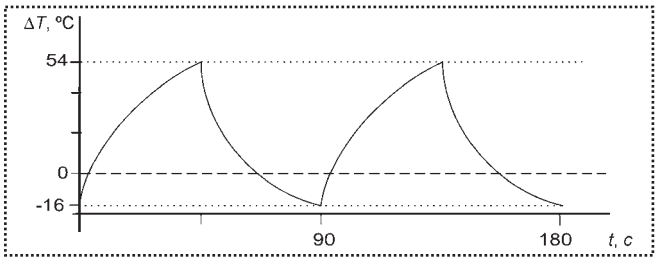


Рис. 3. График изменения во времени *t* разности температур Δ*T* между теплопроводами модуля
(минус соответствует изменению направления деформации теплопроводов)

Помимо регистрации сигналов акустической эмиссии в процессе испытания измеряли сопротивления модуля RLC-метром Е7-22 на частоте переменного тока 1 кГц с погрешностью ±2 %.

Сбор и первичную обработку регистрируемых сигналов проводили на персональной ЭВМ с помощью пакета специализированных программ AE Studio. Однако при анализе амплитудных распределений сигналов оказалось недостаточно возможностей данной программы, так как требовалось получать численные значения информативного параметра. С этой целью акустико-эмиссионная база данных, содержащая полную информацию о зарегистрированных сигналах, преобразовывалась в формат MS Access и далее передавалась в среду MathCad, где производилась дальнейшая математическая обработка сигналов.

Анализ амплитудных распределений при циклическом термосиловом нагружении модуля показал возрастание больших амплитуд сигналов акустической эмиссии при увеличении числа циклов. При этом можно выделить диапазоны 35–42, 38–48 и 48–60 дБ, где этот процесс происходит наиболее интенсивно. Причем в первые 2,5 тыс. циклов нагружения для анализа изменения дефектности конструкции модуля наиболее эффективен первый амплитудный диапазон. Далее происходит смещение амплитудного распределения в сторону увеличения амплитуд сигналов акустической эмиссии. При этом наблюдается интенсивный рост сопротивления модуля.

На рис. 4 показаны амплитудные распределения сигналов после 600 (рис. 4, *а*) и 4000 (рис. 4, *б*) циклов при испытании термоэлектрического модуля на надежность по описанной выше методике.

На основе теоретического и экспериментального анализа изменения сигналов акустической эмиссии при термосиловом нагружении модуля были введены амплитудные информативные параметры $X_{1АЭ}$, $X_{2АЭ}$, представляющие собой отношение энергии *E* сигналов в определенном амплитудном диапазоне к их энергии в диапазоне 30–35 дБ и позволяющие оценивать изменения дефектности и прогнозировать остаточный ресурс модуля. На рис. 5 показаны критические значе-

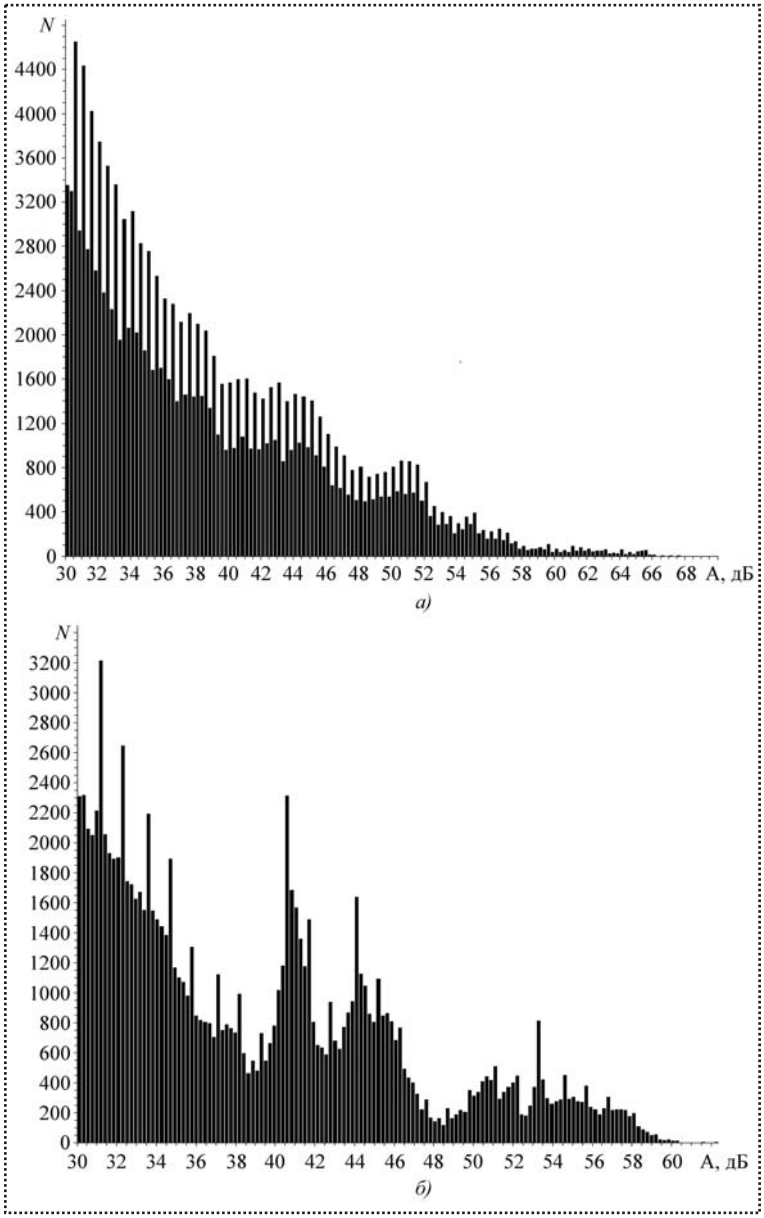


Рис. 4. Амплитудные распределения сигналов акустической эмиссии при циклическом термосиловом нагружении модулей (порог дискриминации 30 дБ):
а – после 600 циклов;
б – после 4000 циклов;
А – амплитуда;
N – число сигналов

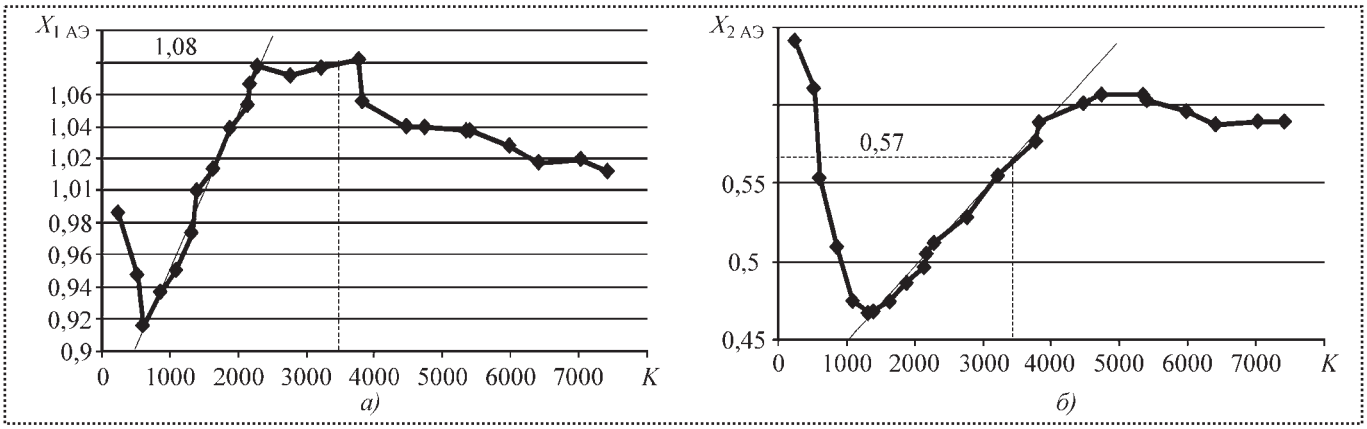


Рис. 5. Изменение информативных параметров акустической эмиссии при циклическом нагружении модуля:
а – $X_{1АЭ} = E_{35-42}/E_{30-35}$;
б – $X_{2АЭ} = E_{48-60}/E_{30-35}$;
значения 1,08 и 0,57 соответствуют моменту отказа модуля;
K – число циклов нагружения

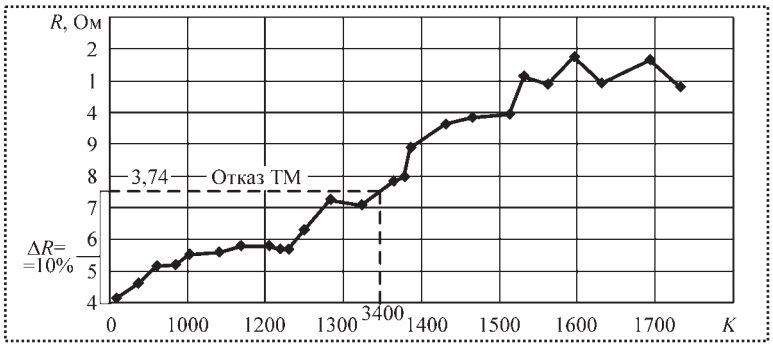


Рис. 6. Изменение сопротивления *R* при циклическом нагружении модуля

ния информативных параметров, при которых происходит отказ термоэлектрического модуля. Критерий отказа – выход сопротивления за пределы поля допуска (рис. 6).

Из рис. 5, 6 видно, что динамика изменения введенных информативных параметров акустической эмиссии более эффективно отражает изменение дефектности элементов конструкции модуля по сравнению с изменением его сопротивления.

Методику селекции термоэлектрических модулей можно построить на регистрации сигналов акустической эмиссии при ограниченном числе циклов (50–100) нагружения модулей и вычислении первых производных введенных параметров: $dX_{1АЭ}/dt$, $dX_{2АЭ}/dt$. Селекцию модулей в этом случае можно произвести по трем уровням качества:

- $dX_{1АЭ}/dt < 0$ и $dX_{2АЭ}/dt < 0$ (высокая надежность);
- $dX_{1АЭ}/dt > 0$ и $dX_{2АЭ}/dt < 0$;
- $dX_{1АЭ}/dt > 0$ и $dX_{2АЭ}/dt > 0$ (низкая надежность).

Таким образом, создаются реальные теоретические и экспериментальные предпосылки для использования метода акустической эмиссии в качестве эффективного средства контроля и диагностики для технологического прогнозирования эксплуатационного ресурса термоэлектрических модулей путем их кратковременных автоматизированных испытаний на завершающем этапе сборки.

Библиографический список

1. **Анатычук Л.И.** Термоэлементы и термоэлектрические устройства. – Киев: Наукова думка, 1979. 766 с.

2. **Барзов А.А.** Эмиссионная технологическая диагностика. Библиотека технолога. – М.: Машиностроение, 2005. 384 с.

3. **Регель В.Р., Слуцкер А.И., Томашевский Э.Е.** Кинетическая природа прочности твердых тел. – М.: Наука, 1974. 560 с.

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 08.07.09 г. Подписано в печать 04.09.09 г. Формат 60×88 1/8. Бумага офсетная. Печать офсетная.
Усл. печ. л. 6,86. Уч.-изд. л. 6,60. Заказ 737. 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.