

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

6 2009  
(107)

## СОДЕРЖАНИЕ

### Ресурс машин и конструкций

Митенков Ф.М., Кайдалов В.Б., Коротких Ю.Г., Панов В.А., Пичков С.Н. К оценке ресурса ядерных энергетических установок . . . . . 3

### Современные технологии сборки

Шандров Б.В., Булавин И.А., Груздев А.Ю. Новые технологии сборки редукторов ведущих мостов автомобилей. Технологическая оснастка и оборудование . . . . . 10

Данилова Л.Н. Обеспечение качества гладкорезьбовых соединений . . . . . 14

Симаков А.Л., Симаков Д.А. Согласование этапов ориентации присоединяемой детали при движении по поисковой программной траектории совмещения . . . . . 20

### Сборочное оборудование и его элементы

Пеева И.В., Витлимов В.Д. Пассивно-активное относительное ориентирование в условиях автоматической сборки . . . . . 23

Житников Ю.З., Житников Б.Ю. Обоснование предельной скорости соударения исполнительного органа сборочного устройства с незакрепленной заготовкой . . . . . 27

### Технологическая оснастка для сборки

Воркуев Д.С. Четырехшпindelный гайковерт . . . . . 30

Евдокимов А.П. Обеспечение точности сборки и автоматическая балансировка шкивов клиноременных передач путевых машин . . . . . 34

### Сборка с использованием клея

Воячек И.И., Кочетков Д.В. Повышение функциональных характеристик резьбовых соединений при сборке с анаэробными материалами . . . . . 37

### Обеспечение качества. Испытания. Контроль

Печагин А.П., Смоленцев В.П., Найденов А.И. Повышение точности сборных корпусных деталей путем искусственного старения методом магнитоимпульсной обработки . . . . . 41

Шуваев В.Г. Применение ультразвука для обеспечения качества сборки . . . . . 46

Семенов А.Н., Наумова С.А. Влияние условий эксплуатации и сборочного взаимодействия элементов трубопроводных клапанов на показатели их качества . . . . . 50

Макушин А.А., Зубков Е.В., Бахвалова В.С. Имитационное моделирование ДВС в рамках автоматизированной системы испытаний . . . . . 53

### Соединение деталей машин

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

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

### Редакционный совет

|                           |                |
|---------------------------|----------------|
| <b>МОСКВА</b>             | Ю.Г. КОЗЫРЕВ   |
| А.С. ВАСИЛЬЕВ             | А.И. КУМЕНКО   |
| (главный редактор)        | А.В. МЕДАРЬ    |
| А.А. ГУСЕВ                | Е.А. МИКРИН    |
| М.В. ВАРТАНОВ             | Ю.Ф. НАЗАРОВ   |
| А.М. ДАЛЬСКИЙ             | В.В. ПОРОШИН   |
| И.Н. ЖЕСТКОВА             | Б.В. ШАНДРОВ   |
| (зам. главного редактора) | А.А. ШАТИЛОВ   |
| И.Н. ЗИНИНА               | А.Г. ХОЛОДКОВА |
| Ю.Л. ИВАНОВ               | Г.А. ЯРКОВ     |

### Региональные редсоветы

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

### Ответственные за подготовку и выпуск номера:

Н.М. КУЦ-ЖАРКО, Л.Д. ПАРШЕНКОВА

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

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

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

THE MONTHLY  
NEWSMAGAZINE  
FOR SCIENTISTS  
AND MANUFACTURERS

# ASSEMBLING



## IN MECHANICAL ENGINEERING AND INSTRUMENT-MAKING

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

6 2009  
(107)

### CONTENTS

#### Service life of machinery and constructions

Mitenkov F.M., Kaydalov V.B., Korotkikh Yu.G., Panov V.A., Pichkov S.N.  
On the estimation of the nuclear power system's service life . . . . . 3

#### Modern technologies in assembly

Shandrov B.V., Bulavin I.A., Gruzdev A.Yu. New assembly technology for driving  
axle gear. Production tools and equipment . . . . . 10

Danilova L.N. Provision of join quality with selfcutting fastening components. . . . . 14

Simakov A.L., Simakov D.A. The coordination of stages of adaptation at movement  
of an attached detail on a search program trajectory of overlapping . . . . . 20

#### Production tools and machinery for assembly

Peyeva I.V., Vitliemov V.D. Passive-active relative orientation in automatic assembly . 23

Zhitnikov Yu.Z., Zhitnikov B.Yu. Validation of the maximum collision speed  
at the moment of impact of the assembly unit operating element against a loose piece . 27

#### Technological equipment for assembly

Vorkuev D.S. Four-spindle nut-rinning machine . . . . . 30

Evdokimov A.P. Guaranteed assembly and automatic balance of pulleys for the V-belt  
drives track . . . . . 34

#### Assembly with use Glue

Voyachek I.I., Kochetkov D.V. Functional characteristics' increasing of screw joints  
in buildings with anaerobic materials . . . . . 37

#### Quality assurance. Nesting. Monitoring

Pechagin A.P., Smolentsev V.P., Naydenov A.I. Accuracy increase of body parts  
by artificial ageing using magnetic-impulse machining method . . . . . 41

Shuvaev V.G. Ultrasound application for assembly quality assurance . . . . . 46

Semenov A.N., Naumova S.A. Influence of operation and assembly interaction  
of pipe valves on quality rathing . . . . . 50

Makushin A.A., Zubkov E.V., Bakhvalova V.S. Imitating Modelling of Internal  
Combustion Engines Within the Limits of the automated system of Tests . . . . . 53

#### Connections of Details Mashines

Krainev A.F. Mobile connections and mechanisms  
(functional expediency and adaptability 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: [sboroka@mashin.ru](mailto:sboroka@mashin.ru); [tmmm@mashin.ru](mailto:tmmm@mashin.ru)

Labor Red Banner Order Public Corporation "Publishing House "Mashine Building"  
107076, Moscow, Stromynsky per. 4

The reference to the *Assembling in Mechanical Engineering and Instrument-Making*  
Journal during reprint of the materials is mandatory.

Advertisers are responsible for the content of their advertisements.

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

#### Editors

##### MOSCOW

VASIL'EV A.S.  
(Chief editor)  
VARTANOV M.V.  
DALSKY A.M.  
GUSEV A.A.  
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.

##### IZNEVSK

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

##### KAZAN

ADGAMOV R.I.

##### KOVROV

ZHITNIKOV Yu.Z.

##### KOLOMNA

AMIROV Yu.D.

##### KOMSOVOLSK-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.

##### POLITSK

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

## К оценке ресурса ядерных энергетических установок

*Рассмотрена необходимость совершенствования методик для решения вопросов оценок выработанного и прогноза остаточного ресурсов критических элементов при обосновании продления срока службы оборудования ядерных энергетических установок. Изложены основные термины и определения, применяемые при расчетах показателей надежности, реализации эксплуатационного мониторинга ресурса уникальных ответственных объектов.*

*Necessity of developing methods to solve problem of estimating critical elements beyond their service lives and their residual lives prognosis at justification of the equipment service life prolongation of the nuclear power systems is considered. Main terms and definitions used at reliability calculation, implementation of service life field monitoring of the unique critical units are covered.*

**Ключевые слова:** ядерные энергетические установки, реакторные установки, надежность, безопасность, ресурс, системы активного контроля, термины.

**Key words:** nuclear power systems, reactor plant, reliability, safety, service life, in-process gaging system, terms.

**Я**дерные энергетические установки (ЯЭУ) любого типа являются потенциально опасными системами для человека и окружающей среды. Это обусловлено тем, что в основе рабочего процесса ЯЭУ лежат реакции деления ядер урана и плутония, которые сопровождаются радиоактивными превращениями продуктов деления с испусканием  $\gamma$ -,  $\beta$ - и  $\alpha$ -излучений.

Выбросы продуктов деления и радиоактивных конструкционных материалов за пределы реактора или ЯЭУ в целом и воздействие ионизирующих излучений на окружающую среду с интенсивностью, превышающей естественный фон по действующим нормам радиационной безопасности, недопустимы. Поэтому проектные решения реактора и другого оборудования реакторных установок (РУ) должны либо гарантированно исключать их разгерметизацию, либо предусматривать включение в со-

став ЯЭУ системы физических барьеров, предотвращающих недопустимое воздействие радиации на окружающую среду.

Известно, что традиционные энергетические установки, основу функционирования которых составляют различные процессы сжигания углеводородного топлива, относятся к числу опасных систем. Нормальная их работа в соответствии с проектными решениями предусматривает потребление кислорода из воздуха и выброс в атмосферу продуктов сгорания, которые содержат целый ряд вредных для человека и окружающей среды компонентов (азотистые, сернистые соединения, а также содержащиеся в топливе естественные радиоактивные примеси и др.), жестко регламентируемых санитарно-гигиеническими нормами.

Локализация этих процессов в полной мере, в принципе, невозможна. Отсюда, как следствие, неизбежные вредные воздействия на окружающую среду даже при нормальной работе традиционных энергетических установок, которые усугубляются при различных отклонениях от проектных условий эксплуатации.

Атомной энергетике свойственны принципиальные отличия в этом отношении. Для нормального функционирования ЯЭУ ничего не требуется от окружающей среды, кроме утилизации отработанного (сбросного) тепла. Радиоактивные отходы рабочего процесса и утилизацию оборудования после снятия из эксплуатации можно надежно локализовывать и изолировать от окружающей среды.

Все теплотехнические этапы процессов локализации, изоляции и последующей утилизации радиоактивных отходов имеют научно-техническое обоснование, рекомендации по обеспечению требований к проектным решениям. (Соответствующий дополнительный анализ используемых проектных решений проведен под эгидой МАГАТЭ международным сообществом ученых и специалистов-атомщиков после аварий АЭС "Три Майл Айленд" и Чернобыльской АЭС.)



С целью обеспечения полноты и представительности обоснования безопасности нельзя опираться только на вероятностный анализ, необходимо учитывать человеческий фактор не как способствующий безопасности ЯЭУ, а как возможный источник исходного события, ведущего к аварийному состоянию (ошибки персонала).

Поэтому если при проектировании невозможно с достаточной степенью достоверности обосновать, что в проекте ЯЭУ при всех физически возможных условиях не может реализоваться самое опасное состояние реактора (разрушение и расплавление активной зоны), то необходимо рассматривать (постулировать) возможность расплавления активной зоны и предусмотреть физические барьеры, гарантирующие исключение недопустимых воздействий на окружающую среду.

Введение дополнительных защитных барьеров неизбежно ведет к увеличению капитальных затрат, что весьма важно для атомной энергетики. Поэтому рост срока службы ЯЭУ при прочих равных условиях имеет существенно больший экономический эффект по сравнению с традиционной энергетикой, в которой себестоимость определяется в основном топливной составляющей. Этим объясняется то исключительное внимание, которое уделяется проблеме ресурсной надежности оборудования ЯЭУ и увеличению срока их службы.

*При проектировании ЯЭУ одновременно решаются две важнейшие задачи, являющиеся в какой-то степени автономными.*

1. При обосновании безопасности ЯЭУ вопросы надежности оборудования и систем, отвечающие соответствующим техническим требованиям, не являются определяющими, поскольку исходные события для реализации аварийных ситуаций постулируются независимо от фактической надежности оборудования, а необходимость в дополнительных физических барьерах определяется по результатам исследований аварийных состояний, включая постулированные.

2. Проблема корректной оценки надежности оборудования и систем имеет определяющее значение для обоснования срока службы оборудования и ЯЭУ в целом. Здесь целесообразны и значимы вероятностные оценки надежности.

К настоящему времени в атомной энергетике (как стационарной, так и транспортной) наиболее широкое использование получили ЯЭУ на основе

тепловых реакторов с водой в качестве замедлителя и теплоносителя.

Реакторные установки транспортного назначения хорошо зарекомендовали себя в работе и показали свою высокую эффективность и эксплуатационную надежность на ледокольно-транспортных судах и кораблях военно-морского флота. Суммарная наработка всех РУ такого типа в России к настоящему времени превысила 6000 реакторолет (при отсутствии каких-либо масштабных аварийных ситуаций). Это подтверждает достаточно высокий уровень их проектирования, полноты и качества расчетных и экспериментальных исследований при решении гидродинамических, теплофизических и прочностных задач по обоснованию конструктивных решений, методов и средств обеспечения безопасности эксплуатации.

В процессе проектирования выполнен большой объем экспериментальных исследований по отработке конструктивных решений РУ на специальных наземных стендах, которые позволяют создавать штатные условия эксплуатации. Эти исследования на стендах позволили накопить базу данных по особенностям эксплуатации, нагруженности и механизмам деградации конструктивных узлов оборудования и систем РУ, которая является уникальной, в том числе и для решения задач по увеличению срока службы и ресурсу РУ.

Накопленный опыт проектирования и эксплуатации показал, что в состав основного оборудования и систем РУ первого контура, определяющих работоспособность, безопасность и ресурс ЯЭУ в целом, входят реактор, парогенератор, циркуляционные насосы, гидрокамера, теплообменники первого–третьего контуров, органы управления и защиты, трубопроводы первого контура и др.

*Исходя из особенностей рабочего процесса, конструкции оборудования и его компоновки, все оборудование и обеспечивающие системы разделяются на заменяемые и незаменимые.* К незаменимому оборудованию при проектировании, изготовлении и монтаже предъявляются наиболее жесткие требования по обоснованию срока службы и контролю. И это оправдано, поскольку преждевременный выход его из строя, как правило, выводит из эксплуатации ЯЭУ и не допускает в большинстве случаев восстановительных работ.

Основные физико-механические процессы, приводящие со временем к накоплению повреждений и, как правило, к нарушению работоспособно-



сти, обусловлены условиями эксплуатации РУ с большим разнообразием нагружающих факторов: статических и циклических термомеханических нагрузок; вибрации и динамических воздействий; радиационных и коррозионных воздействий и др. В этих условиях физико-механические процессы приводят к реализации широкого спектра механизмов старения конструкционных материалов и деградации конструктивных элементов оборудования и систем РУ, которые и определяют процессы истощения ресурса.

Обоснованная оценка ресурса оборудования требует корректного учета вкладов действующих факторов в повреждение материала критических элементов оборудования, под которыми понимаются элементы, которые из-за специфики своего эксплуатационного нагружения определяют ресурс оборудования и систем в целом.

Поэтому при проектировании необходим тщательный анализ работоспособности оборудования ЯЭУ с выделением критических элементов и вероятности их разрушения с учетом конкретных условий работы и действующих факторов, влияющих на процессы деформирования материала и деградацию его механических характеристик.

На практике с этой целью широко используются верифицированные методики расчета тепломассопереноса, кинетики напряженно-деформированного состояния (НДС), зарождения и развития дефектов.

Однако в большинстве случаев этим ограничиться нельзя, поскольку в каждом виде оборудования имеются конструктивные и эксплуатационные особенности, которые в полной мере не отражаются существующими расчетными кодами. В этом случае статистический анализ следует дополнить специальными экспериментальными исследованиями.

Необходимо, однако, учитывать, что в используемых расчетных методиках и при экспериментальных исследованиях неизбежно имеет место некоторая неопределенность, обусловленная неполной адекватностью используемых математических моделей, имитацией рабочих условий, условностью учитываемых технологических дефектов при изготовлении и др.

На практике такая неопределенность компенсируется соответствующими запасами прочности (консервативный подход). Коэффициент запаса в ряде случаев отражается в нормативных докумен-

тах. Но его значение в общем случае нельзя считать вполне обоснованным. Представительная обоснованность достигается только при серийном производстве соответствующего оборудования с учетом результатов последующей его эксплуатации, которая позволяет получить информацию о статистической надежности оборудования.

Необходимость дальнейшего увеличения срока службы оборудования при прочих равных условиях, соответственно, повышает неопределенность в оценке работоспособности оборудования, что приводит (для обеспечения нормативных требований) к необходимости дополнительно увеличивать коэффициенты запаса, следствием чего является рост материалоемкости оборудования и даже отказ от более эффективных конструктивных решений.

Отсюда вытекает актуальность решения задачи по созданию специализированной расчетно-информационной технической системы, которая бы позволяла проводить эксплуатацию оборудования и систем ЯЭУ по их фактическому техническому состоянию на базе контролирования остаточного и выработанного ресурсов критических конструктивных элементов, т.е. системы эксплуатационного мониторинга ресурса ЯЭУ по условиям прочности.

Кроме того, наличие системы эксплуатационного мониторинга позволит достаточно оперативно решать вопрос о продлении ресурса оборудования и ЯЭУ в целом.

В настоящее время продление ресурса предполагает проведение обследования с использованием соответствующих технических средств всех наиболее напряженных конструктивных элементов оборудования, результаты которого с привлечением аналитической информации должны позволить решить вопрос о возможности и условиях продления назначенного срока службы. Фактически на этом этапе по тем или иным соображениям можно составить заключение о состоянии материала элемента, степени его поврежденности, износа за время эксплуатации и сделать прогнозную оценку остаточного ресурса с учетом прогнозной модели эксплуатации на следующем временном интервале.

Создание технической системы для оперативного эксплуатационного мониторинга за расходом ресурса оборудования предполагает формализацию оценки поврежденности конструкционного материала и соответствующих изменений его механических характеристик. Для этого необходимо знание механизмов повреждения материала, их зависимо-



сти от различных эксплуатационных факторов, определяющих состояние материала, поведение локальных повреждений в процессе эксплуатации и др.

Очевидно, что получение столь обширной информации для оценки изменения ресурсных характеристик предполагает проведение специальных экспериментальных исследований конструкционных материалов в условиях, имитирующих эксплуатационные, разработку математических моделей, учитывающих образование и развитие локальных повреждений и изменение механических свойств материалов.

*Для транспортных ЯЭУ с реактором водо-водяного типа значимость характерных нагружающих воздействий на накопление повреждений в материале оборудования\* в процессе эксплуатации зависит от времени эксплуатации и их взаимного влияния.*

Нейтронное облучение влияет на изменение механических свойств материала, которое определяется флюенсом нейтронов. Но его учет практически весьма важен только для корпуса реактора и внутриреакторных конструкций. Физико-механические свойства материалов существенно зависят от температуры.

Достаточно полное понимание процессов, протекающих в оборудовании, особенно важно для определения условий экспериментального изучения появления и накопления повреждений в материале. Без этого невозможен обоснованный выбор условий для определения повреждаемости материала критического элемента в зависимости от времени эксплуатации с приемлемой надежностью.

При эксплуатации транспортных ЯЭУ различного типа и назначения имели место случаи достижения предельных, с точки зрения прочности, состояний отдельными наиболее нагруженными конструктивными узлами оборудования, которые наблюдались в основном в сварных соединениях: гидрокамере главного циркуляционного насоса первого контура; конструктивных узлах системы компенсации давления; теплообменных трубах блока очистки и расхолаживания; трубных системах парогенераторов и т.д.

Анализ фактической эксплуатационной нагруженности этих конструктивных элементов, расчет-

\* Учитывая специфичность конструкций и условий работы всех элементов активной зоны, излагаемая в дальнейшем методология мониторинга на активную зону не распространяется.

ный анализ кинетики НДС, ревизия вышедших из строя элементов и металлографический анализ металла в зоне образования и развития дефектов показали, что в большинстве случаев наступление этих предельных состояний вызвано термомеханическими циклическими нагружениями, обусловленными пульсациями температур на стационарных и переходных режимах работы ЯЭУ, а основными механизмами деградации конструкционных материалов являются механизмы мало- и многоциклового усталости, коррозии под напряжением и т.д.

**В существующей инженерной практике методика расчетного анализа процессов накопления усталостных повреждений, как правило, основана на следующем:**

- использовании условно-упругого расчета для анализа кинетики НДС;
- представлении реального многоосного процесса деформирования и накопления повреждений в виде некоторого эквивалентного процесса блочного нагружения с регулярными циклами в пределах одного блока нагружения;
- использовании в качестве критерия эквивалентности интенсивности напряжений или деформаций (приведенных напряжений или деформаций);
- измерении поврежденности относительным количеством отработанных циклов и использовании правила линейного суммирования повреждений.

При этом влияние фактической истории нагружения (последовательность режимов эксплуатации ЯЭУ) на темпы деградационных процессов обычно не учитывается.

Неизбежные исходные предположения, существенно упрощающие на стадии проектирования расчетный анализ процесса накопления повреждений, в ряде случаев могут недопустимо снижать консервативность оценки усталостной долговечности. Поэтому такие методики не могут быть использованы для контроля остаточного и выработанного ресурсов конструктивных элементов оборудования и систем ЯЭУ в процессе эксплуатации. Требуются более совершенные методические подходы, позволяющие с необходимой точностью моделировать реальные физические процессы накопления повреждений и деградации материала с учетом реальной истории их нагруженности,



определяемой фактической моделью эксплуатации ЯЭУ.

Все это обуславливает необходимость совершенствования существующих методик, особенно для решения вопросов оценок выработанного и прогноза остаточного ресурсов критических элементов при обосновании продления срока службы РУ на следующий временной интервал.

**При создании системы для контроля расхода ресурса оборудования ЯЭУ следует выделить основные этапы.**

1. На стадии проектирования ЯЭУ по результатам анализа прочностных и ресурсных характеристик оборудования должно быть определено критическое оборудование, лимитирующее (ограничивающее) работоспособность ЯЭУ, при выходе которого из строя нормальная работа ЯЭУ невозможна.

2. В каждом виде критического оборудования и систем необходимо выделить конструктивные элементы, выход из строя которых не допускает их дальнейшую работу (критические элементы).

3. Для каждого критического элемента должны быть определены характерные условия работы и характеризующие их физические параметры, такие как температура, давление, частота их изменений (флуктуация), которые могут существенно повлиять на прочностные свойства материала.

4. Экспериментальные исследования образцов конструкционных материалов при характерных условиях нагружения соответствующих критических элементов с целью определения несущей способности.

5. Разработка математических моделей для оценки расходования (контроля) ресурса критических элементов и прогнозирования остаточного ресурса. При этом должны использоваться и данные предусмотренного профилактического обследования соответствующих узлов на штатном объекте.

6. Создание и пополнение банка данных по мере появления дополнительной информации по изучению повреждаемости конструкционных материалов.

В монографии "Методы обоснования ресурса ядерных энергетических установок" [1] сделана попытка на основе опыта проектирования и эксплуатации оборудования ЯЭУ сформулировать методологические основы и конкретные методики с целью создания системы эксплуатационного мониторинга критического оборудования ЯЭУ по услови-

ям прочности, что позволит эксплуатировать оборудование и системы по их фактическому техническому состоянию.

#### **Основные термины и определения**

Конструирование элементов ЯЭУ с учетом требований к их надежности, решение вопросов, связанных с продлением назначенных сроков службы и ресурса объектов, вызывает необходимость в уточнении терминологии, относящейся к области надежности, долговечности объектов, и ее унификации.

Ниже изложены основные термины и определения [2], применяемые при расчетах показателей надежности, долговечности, реализации эксплуатационного мониторинга ресурса ответственных уникальных инженерных объектов (ГОСТ 27.002).

Понятие "эксплуатация" включает в себя использование объекта по назначению, техническое обслуживание, ремонт и хранение.

**Надежность технического объекта** — свойство объекта сохранять во времени в установленных пределах значения всех параметров, характеризующих его способность выполнять требуемые функции в заданных режимах и условиях применения, технического обслуживания, хранения и транспортирования, предусмотренные нормативно-технической и эксплуатационной документацией.

Надежность является комплексным свойством, которое в зависимости от назначения объекта и условий его применения может включать безотказность, долговечность, ремонтпригодность и сохраняемость или определенные сочетания этих свойств.

Основой для создания инженерных объектов высокой надежности служит совокупность мер, связанных со следующими стадиями жизненного цикла объекта: проектирования, изготовления, эксплуатации, назначенных срока службы и ресурса, продления срока службы.

На стадии проектирования надежность закладывается путем анализа и учета условий эксплуатации, выявления и учета основных факторов, влияющих на работоспособность объекта и темпы его деградации, выбора надлежащих конструкционных материалов, адекватных расчетных схем, коэффициентов запаса и минимизации нагруженности узлов, испытания отдельных узлов, моделей и головных образцов с целью подтверждения про-



ектных решений, выбор методов контроля технического состояния оборудования и систем и т.д.

*На этапе изготовления* надежность объекта обеспечивается путем отработки проектных решений на стендах-прототипах, контроля отклонений от проектных решений, определения начальной дефектности, испытания отдельных узлов, моделей и головных образцов с целью подтверждения проектных решений.

*На стадии эксплуатации* надежность объекта реализуется путем соблюдения требований эксплуатационной документации и проектной модели эксплуатации, контролирования процессов деформирования, изнашивания, накопления повреждений и разрушения материала в опасных зонах конструктивных узлов, гарантирующего ненаступление их предельных состояний.

*На этапе продления срока службы* надежность обеспечивается оценкой фактического состояния материала опасных зон конструктивных узлов, предельных состояний, определением выработанного ресурса по фактической истории эксплуатации конструктивного узла, оценкой остаточного ресурса для прогнозной модели эксплуатации, обоснованием продленных сроков службы и ресурса.

**Безотказность** – свойства объекта непрерывно сохранять работоспособное состояние в течение некоторого времени или наработки.

**Долговечность** – свойство объекта оставаться работоспособным и не достигать предельного состояния в течение определенного времени или наработки при установленной системе технического обслуживания и ремонта. Долговечность объекта характеризуют его ресурсом или сроком службы.

**Ремонтпригодность** – приспособленность объекта к поддержанию и восстановлению работоспособности путем технического обслуживания или ремонта.

**Показатели надежности** – количественные характеристики одного или нескольких свойств, составляющих надежность объекта.

**Предельным состоянием** называют состояние объекта, при котором его дальнейшая эксплуатация недопустима или нецелесообразна, либо его восстановление до работоспособного состояния невозможно или нецелесообразно.

**Критерий предельного состояния** – признак или совокупность признаков наступления предельного состояния объекта, установленных нормативно-технической и (или) проектно-конструктор-

ской документацией. Объект может перейти в предельное состояние, оставаясь работоспособным, если его дальнейшая эксплуатация недопустима по требованиям безопасности, экономичности или эффективности.

Если исключить из рассмотрения выходы из строя объектов вследствие реализации непредусмотренных режимов эксплуатации, не поддающихся контролю природных воздействий, грубых ошибок при проектировании или эксплуатации, то остальные случаи наступления предельных состояний можно отнести к одной из трех следующих групп.

*Первую группу образуют предельные состояния, наступившие в результате постепенного накопления повреждений (старения), приводящего к зарождению и развитию макроскопических трещин. Причиной выхода объекта из строя являются процессы развития наиболее опасных трещин до критических размеров и возникновения аварийных ситуаций. Предельное состояние этой группы типично для несущих элементов, работающих при высоких уровнях нестационарных термомеханических нагрузок (сосудов и трубопроводов высокого давления), а также вибрационных;*

*вторую группу образуют предельные состояния, связанные с чрезмерным износом трущихся деталей и поверхностей, находящихся в контакте с рабочей или окружающей средой;*

*третья группа состоит из предельных состояний, связанных с большим формоизменением начальных геометрических размеров деталей оборудования вследствие процессов ползучести материала в условиях нестационарных высоких температур.*

**Отказ** – любое событие, заключающееся в нарушении работоспособного состояния объекта. Отказ может быть полным или частичным, постепенным или внезапным. Необходимо отличать отказы от повреждений.

**Критерии отказа** – признак или совокупность признаков нарушения работоспособного состояния объекта, установленных соответствующей документацией.

**Повреждение** – нарушение исправного состояния объекта при сохранении его работоспособности. Под критериями поврежденности понимают признак или совокупность признаков неисправного, но работоспособного состояния объекта.

**Ресурсные (деградационные) отказы** – отказы, вызванные естественными процессами старения,





накопления повреждений, изнашивания, коррозии и т.д. при соблюдении всех установленных правил и норм проектирования, изготовления и эксплуатации. В результате ресурсного отказа объект достигает предельного состояния.

**Наработка объекта** — часть суммарного времени эксплуатации объекта, в течение которого объект применяется по назначению. Нарработка может измеряться в различных единицах (часах, циклах, переключениях, километрах и т.д.). Для каждого механизма деградации объекта можно ввести свою меру наработки, соответствующую его физической природе — внутреннее время процесса. Различают наработку до отказа и наработку между отказами.

Смысл измерения процесса эксплуатации, т.е. введение таких понятий, как ресурс, срок службы, заключается в том, чтобы, связав с этой мерой другую, значимую для данного механизма деградации характеристику, прямое измерение которой затруднено или невозможно, делать выводы о поведении этой характеристики (степени поврежденности) и на этой основе принимать решение о продлении эксплуатации объекта либо прекращении его эксплуатации. Если понятие "время" рассматривать в обобщенном смысле как параметр для описания последовательности событий или смены состояний, то принципиальное различие между физическим временем и наработкой объекта отсутствует.

**Ресурс** — суммарная наработка объекта от начала его эксплуатации (или возникновения эксплуатации после ремонта) до перехода объекта в предельное состояние. Необходимость ограничения эксплуатации объекта по наработке связывает понятие ресурса с долговечностью до предельного состояния.

**Срок службы (эксплуатации)** — календарная продолжительность эксплуатации объекта от начала его эксплуатации или ее возобновления после ремонта до перехода в предельное состояние.

**Назначенный ресурс** — суммарная наработка объекта, при достижении которой его эксплуатация должна быть прекращена независимо от технического состояния.

**Назначенный срок службы (эксплуатации)** — календарная продолжительность эксплуатации, при достижении которой эксплуатация объекта должна быть прекращена независимо от его технического состояния. Для невосстанавливаемых объектов наработка до отказа и ресурс совпадают.

**Выработанный ресурс** — суммарная наработка объекта от начала его эксплуатации до текущего момента эксплуатации (текущего момента контроля его технического состояния).

**Остаточный ресурс** — суммарная наработка объекта от текущего момента эксплуатации (текущего момента контроля) до наступления предельного состояния.

Цель установления назначенных ресурса и срока службы — обеспечить принудительное прекращение эксплуатации объекта исходя из требований безопасности или технико-экономических соображений. Приведенные временные понятия относятся к индивидуальному объекту. Ресурс объекта представляет собой запас возможной наработки до наступления предельного состояния и зависит от большого числа факторов, определяемых фактическими условиями эксплуатации индивидуального объекта (историей его эксплуатации). В процессе эксплуатации объекта его состояние в результате процессов накопления повреждений (деградации, старения) непрерывно изменяется и постепенно приближается к предельному.

В каждый момент эксплуатации объекта можно выделить две составляющие ресурса:

выработанный — израсходованный к этому моменту в виде состоявшейся суммарной наработки;

остаточный — оставшаяся возможная наработка до наступления предельного состояния, зависящая от возможных будущих условий эксплуатации объекта. Поэтому можно рассматривать лишь прогнозные значения остаточного ресурса в зависимости от прогнозируемых условий эксплуатации объекта.

**Управление ресурсом** — комплекс организационных, технических, научно-исследовательских, опытно-конструкторских, методических мероприятий и процедур, направленных на обеспечение установленных проектом требований к долговечности оборудования и систем и (или) возможности его использования за пределами сроков, установленных проектом.

#### Библиографический список

1. Методы обоснования ресурса ядерных энергетических установок / Ф.М. Митенков, В.Б. Кайдалов, Ю.Г. Коротких и др.; под общ. ред. Ф.М. Митенкова. М.: Машиностроение, 2007. 448 с.
2. Энциклопедия. Машиностроение. Т. IV-3 // Надежность машин / под ред. К.С. Колесникова. М.: Машиностроение, 1998. 560 с.

# СОВРЕМЕННЫЕ ТЕХНОЛОГИИ СБОРКИ

Б.В. Шандров, И.А. Булавин, канд-ты техн. наук,  
А.Ю. Груздев (Московский государственный технический университет "МАМИ")  
Тел. (499) 268-38-42

## Новые технологии сборки редукторов ведущих мостов автомобилей. Технологическая оснастка и оборудование

Рассмотрены особенности конструкции и технологии сборки редукторов ведущих мостов современных автомобилей и автобусов. Приведены результаты многолетней работы кафедры "Технология машиностроения" МГТУ МАМИ с заводами отрасли по совершенствованию технологии сборки, технологической оснастки и оборудования для выполнения операций технологического процесса сборки редукторов. Дано описание новых технологических операций, оснастки и стендов, позволяющих повысить качество и точность сборки, а также исключить повторные переборки редукторов, резко увеличивающие общую трудоемкость сборки. Новый технологический процесс, комплекс технологической оснастки и оборудования частично внедрены на предприятиях отрасли (КАМАЗ, ГАЗ, КААЗ) и позволяют снизить трудоемкость, повысить качество и эксплуатационную надежность редукторов.

The paper examines the design features and assembly technology for driving axle gear units of automobiles and buses. There is a description of new assembly technologies, equipment and stands improving assembly quality and accuracy, and eliminating reassembly of gear units which highly increase overall labour-intensiveness of assembly. New technological process, production tools and equipment are partially implemented at automotive enterprises (KAMAZ, GAZ, KAAZ) and allow to improve quality and maintainability of gear units.

**Ключевые слова:** технология сборки, редуктор, технологическая оснастка и оборудование.

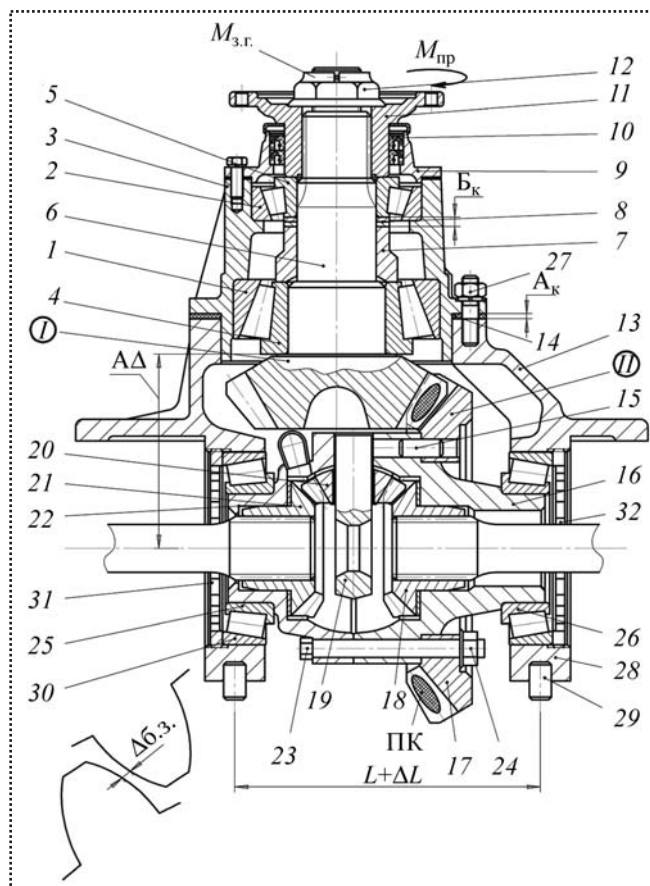
**Key words:** assembly technology, gear unit, production tools and equipment.

По международной классификации ведущие мосты выполняются по трем компоновочным вариантам – "Солсбери", "Сплит" и "Банжо". Наиболее технологичной с позиции проведения сборочных операций, механизации и автоматизации сборочного процесса является конструкция редуктора, главная передача которого собирается в отдельном кар-

тере, состоящем из двух литых элементов, установленных в штампованной картер ведущего моста типа "Банжо".

По такой конструктивной схеме выполнен центральный редуктор (см. рисунок) ведущего моста автобуса ЛИАЗ – 5256, изготовление и сборка которого осуществляются на ОАО КААЗ (Канашский автоагрегатный завод).

Ведущая шестерня главной передачи 6 этого редуктора установлена на конических подшипниках 4 и 5 с преднатягом в отдельном стакане 3 (сборочная единица I). Ведомая коническая шестерня 17 размещена на чашках дифференциала 16 и 21 и также представляет отдельную сборочную едини-



Редуктор ведущего моста автобуса ЛИАЗ-5256



цу II. Это позволяет организовать параллельно независимую сборку этих узлов с последующей установкой в картере.

Для повышения точности и плавности работы конической передачи, а также эксплуатационных характеристик редуктора в целом круговые зубья конических шестерен на ОАО КААЗ шлифуют. Это позволяет повысить точность параметров зацепления при спаривании шестерен на контрольно-обкатном станке.

В МГТУ "МАМИ" на кафедре "Технология машиностроения" в результате многолетней совместной работы с заводами отрасли (ВАЗ, ЗИЛ, КамАЗ, ГАЗ, КААЗ) в процессе исследований, направленных на совершенствование конструкции и технологии изготовления редукторов, ведущих мостов автомобилей, разработан комплекс технологического оборудования и оснастки для сборки редукторов, обеспечивающий качество и точность выходных параметров.

В результате исследований [1] взаимосвязи выходных параметров, качества сборки редукторов и факторов, влияющих на точность этих параметров, на базе созданного оборудования и оснастки разработан принципиально новый технологический процесс, позволяющий сократить трудоемкость и повысить производительность сборки редукторов.

При сборке главных передач к наиболее трудоемким и ответственным операциям, определяющим качество и эксплуатационную надежность редукторов ведущих мостов, относятся регулировка преднатяга подшипников ведущей шестерни и дифференциала, а также параметров зацепления главной передачи – пятна контакта (ПК), бокового зазора  $\Delta_{бз}$  между зубьями и осевого положения шестерен.

Как показывает многолетний опыт работы, эти операции, как правило, слабо механизированы, а их технологическое оснащение не обеспечивает точность выходных параметров. Требуемые качество сборки редукторов и производительность процесса достигаются, главным образом, за счет высокой квалификации рабочих методом проб и ошибок. Эти операции сопровождаются постоянными переборками редукторов, достигающими 30...50 % программы выпуска.

Выходными критериями качества сборки редукторов ведущих мостов являются параметры зацепления главной передачи и преднатяг подшипников ведущей шестерни и ведомого колеса.

Преднатяг подшипников – один из важнейших критериев качества сборки главных передач, определяющий эксплуатационные показатели – шум, вибрации, рабочую температуру, интенсивность изнашивания зубьев конических шестерен, долговечность подшипников и работоспособность редуктора в целом. Но главное предназначение преднатяга подшипников – обеспечение осевой и радиальной жесткости подшипниковых узлов, ведущей шестерни и ведомого колеса, от которой и зависит стабильность параметров зацепления конической передачи.

*Преднатяг – осевое сжатие подшипников в процессе сборки*, характеризуется тремя физическими параметрами: силой осевого сжатия подшипников, осевым смещением их колец и моментом трения (проворота)  $M_{пр}$  вала или корпуса дуплекса подшипников.

В производстве для контроля точности регулировки преднатяга в качестве основного параметра принят косвенный – момент трения [2], как наиболее легко реализуемый в процессе сборки, механизуемый и автоматизируемый на сборочных конвейерах. Этот параметр в различных отечественных и зарубежных автомобилях задается в пределах 1...4,5 Н·м.

При этом необходимо отметить, что какая-либо взаимосвязь с конструкцией самих подшипников или редуктора не устанавливается. Конкретные пределы в различных конструкциях назначают по аналогам или на основании некоторых опытных данных.

В процессе исследования конструкторских и технологических особенностей сборки различных редукторов для конических роликоподшипников с углами конуса 12...30° установлены теоретическая и экспериментальная зависимости момента трения от осевой силы и других геометрических параметров.

Определено влияние на момент трения погрешностей сборки колец подшипников с корпусом и валом, смазки и частоты вращения вала (корпуса) при контроле преднатяга по моменту трения и характер контакта роликов с направляющим бортом. Кроме того, выявлено изменение характеристики момента трения в первоначальный период приработки подшипников.

Установлено, что в диапазоне сил преднатяга 1...10 кН, создаваемых в процессе сборки в под-



шипниковых узлах легковых и грузовых автомобилей, характеристика момента трения — линейная и может иметь разброс, обусловленный качеством поставляемых подшипников. Определен момент трения манжетных уплотнений, который необходимо учитывать при окончательном контроле точности регулировки преднатяга подшипников после затяжки гайки  $M_{зг}$  хвостовика ведущей шестерни.

Для достижения качественной и точной регулировки преднатяга подшипников в технологических процессах сборки редукторов необходимо выполнить три условия:

1. Определить точную характеристику момента трения в дуплексах регулируемых подшипников данной конструкции с учетом перечисленных факторов (в особенности наличие смазки).
2. Применить надежный метод измерения этого параметра и соответствующую технологическую оснастку для контроля.
3. Выполнять контроль этого параметра по ходу технологического процесса сборки подшипниковых узлов с преднатягом.

Сборка узла ведущей шестерни I начинается с запрессовки наружных колец подшипников 1 и 2 в корпус (стакан) 3. Для выполнения этой операции разработана новая технологическая оснастка, обеспечивающая точное центрирование одновременно двух колец и корпуса в процессе запрессовки. Сила запрессовки колец 2,0...2,3 кН.

Для контроля точности запрессовки колец разработана контрольная технологическая оснастка, позволяющая определить точность геометрии поверхностей качения и торцовое биение относительно оси вращения.

После выполнения прессовых соединений на специальной технологической оснастке при тарированной осевой силе, в сборе с внутренними кольцами 4 и 5, проверяют характеристику момента трения. Этот контроль в начале технологического процесса позволяет исключить прохождение на следующие операции подшипников с погрешностями изготовления или сборки. Для контроля точности характеристики момента трения в дуплексе регулируемых подшипников разработан датчик, определяющий момент трения в подшипниках при тарированной осевой нагрузке в процессе вращения корпуса подшипникового узла.

Перед запрессовкой внутреннего кольца 4 подшипника на шейку вала 6 шестерни необходимо определить действительный натяг в соединении по

разности измерений диаметра вала и отверстия в кольце. В соответствии с заданной по техническим условиям посадкой натяг должен составлять 0,03...0,08 мм. Заниженный натяг приводит к проворачиванию кольца на шейке вала, а завышенный — к неравномерной деформации кольца, изменению геометрии и нарушению контакта роликов с дорожками качения, изменению монтажной высоты подшипника. Сила запрессовки кольца должна быть в пределах 1,0...1,8 кН.

Для стабилизации характеристики момента трения в дуплексе регулируемых подшипников предлагается ввести в технологический процесс сборки операцию предварительной приработки подшипников. Она выполняется на специально разработанной технологической оснастке, создающей осевое нагружение и вращение дуплекса регулируемых подшипников по циклограмме, изменяющей соотношение технологической силы и частоты вращения подшипников на различных этапах приработки. Контролируемым параметром в процессе приработки является стабилизация характеристики момента трения и монтажной высоты дуплекса подшипников. При этом повторно контролируется результирующий момент трения дуплекса.

После предварительной приработки проводят операцию регулировки преднатяга, которая состоит из двух этапов:

- определение (измерение) требуемой толщины пакета регулировочных колец  $\delta$  компенсатора  $B_k$  с распорной втулкой 7;
- подбор этого пакета по толщине из комплекта регулировочных шайб заданного типоразмера и проверка правильности подбора в подсобранном узле с имитацией силы от гайки хвостовика с контролем момента проворота корпуса  $M_{пр}$ .

Для выполнения первого этапа разработаны и изготовлены опытно-промышленные образцы стенов, позволяющие определять требуемый размер компенсатора  $B_k$  с учетом силовых, деформационных и динамических факторов в подшипниках при постоянном контроле момента трения, за один или два установка регулируемого узла.

Для проведения второго этапа разработана технологическая оснастка на базе винтового или гидравлического пресса (5 т), позволяющая контролировать момент трения и точность регулировки преднатяга подшипников до силового замыкания. Если момент  $M_{пр}$  проворота в дуплексе подшипников (с имитацией силы от гайки) не соответствует



техническим условиям, то в подсобранном узле необходимо скорректировать размер набранного компенсатора.

После под сборки подшипникового узла I с крышкой 9, манжетными уплотнениями 10 и карданным фланцем 11 навинчивают и затягивают гайку 12 с одновременным вращением подшипников.

Точность силового замыкания при затяжке гайки хвостовика является важнейшим заключительным этапом регулировки преднатяга подшипниковых узлов, после которого принимают решение о пригодности собранного узла для дальнейшей сборки редуктора. Погрешность силового замыкания непосредственно влияет на точность регулировки преднатяга.

Для выполнения этой операции разработан стенд, позволяющий реализовать взаимосвязь момента затяжки гайки  $M_{зт}$ , силы осевого сжатия узла при сборке и силы, имитирующей затяжку гайки на стенде, при проверке момента трения подшипников, собранных с преднатягом. На специальной технологической установке подсобранный подшипниковый узел ведущей шестерни с предварительно навинченной гайкой хвостовика через карданный фланец нагружается тарированной технологической силой, определенной с учетом жесткости собираемого узла и нагружателя. К корпусу прикладывается момент вращения и выполняется затяжка до падения технологической силы до нуля. Такой способ затяжки обеспечивает высокую точность силового замыкания подшипникового узла.

Таким образом, при сборке узла ведущей шестерни косвенный параметр преднатяга – момент трения в подшипниках – нужно контролировать на различных этапах (пять раз). Многократный контроль на специальной технологической оснастке позволяет обеспечить высокую точность регулировки преднатяга.

Для обеспечения требуемого осевого положения ведущей шестерни редуктора относительно оси ведомой шестерни, которое зафиксировано на контрольно-обкатном станке с помощью поправки на монтажный размер  $\Delta d$ , в конструкции редуктора предусмотрен компенсатор 14 ( $A_k$ ). Для определения размера компенсатора разработаны технологическая оснастка, позволяющая измерять отдельные звенья, и алгоритм расчета компенсатора  $A_k$  по отклонениям звеньев, входящих в размерную цепь.

После подбора толщины компенсатора узел ведущей шестерни вместе с компенсатором помещают в картер 13 редуктора, предварительно закрепленный на станине стенда. Узел ведущей шестерни крепят с помощью шпилек и гаек 27 гайковертом.

Сборка узла II ведомой шестерни начинается с запрессовки штифтов 15 в правую чашку дифференциала 16. Для запрессовки ведомой шестерни 17 разработана технологическая оснастка с центрированием деталей на подпружиненной опоре.

Сборка конического дифференциала осуществляется в поворотном приспособлении, в котором в правую чашку дифференциала 16 устанавливают шестерню 18 полуоси с антифрикционной шайбой, крестовину 19 с четырьмя сателлитами 20 и антифрикционными шайбами, шестерню 21 полуоси и левую чашку дифференциала 22, а подсобранный узел закрепляют накладной планкой, удерживающей болты 23. Затем приспособление поворачивается на  $180^\circ$  и осуществляется затяжка гаек 24.

Для запрессовки внутренних колец 25 и 26 подшипников разработана центрирующая технологическая оснастка с подпружиненной плитой.

После выполнения прессовой операции подсобранный узел вместе с наружными кольцами 30 подшипников устанавливают в контрольное приспособление, в котором подшипники дифференциала нагружаются осевой силой преднатяга и проверяется биение торца ведомой шестерни 17.

После этого подсобранный узел ведомой шестерни II вместе с наружными кольцами 30 подшипников дифференциала помещают в картер. Затем устанавливают крышки 28 с запрессованными штифтами 29, затягивают болты крышек и заворачивают резьбовые регулировочные кольца 31 и 32, с помощью которых получают требуемый боковой зазор  $\Delta_{бз}$  в зацеплении.

Для контроля бокового зазора разработана технологическая оснастка, определяющая этот параметр на боковой поверхности зуба ведомой шестерни по угловому люфту.

Преднатяг подшипников дифференциала создается с помощью резьбовых регулировочных колец 31 и 32 (с одновременным вращением подшипников) по деформации гнезд подшипников с крышками 28 (изменение размера  $L$  на величину  $\Delta L$  между штифтами 29). Для контроля этого параметра разработана технологическая установка, которую используют также для контроля бокового зазора между зубьями ведомой и ведущей шестерен.

Контроль основного выходного критерия качества сборки редуктора – пятна контакта на боковой поверхности зуба ведомой шестерни осуществляется по краске при вращении ведущей шестерни и одновременном торможении ведомой шестерни. Форма и расположение пятна контакта должны точно соответствовать техническим условиям по инструкции на сборку редуктора. После оконча-



тельной сборки выполняют стопорение резьбовых регулировочных колец и гайки хвостовика.

Окончательно собранный редуктор устанавливают на обкатной контрольно-испытательный стенд, на котором в процессе вращения с переменным притормаживанием левой и правой фальшполуосей заднего моста проверяют работу дифференциала и шумовые характеристики работы редуктора в целом.

Главное отличие новых оснастки и оборудования в технологическом процессе сборки редукторов состоит в контроле силовых и деформационных факторов, определяющих качество и точность выходных параметров собранного редуктора.

По данной технологии с применением новой оснастки были собраны опытные образцы редукторов отечественных и зарубежных автомобилей. В условиях эксплуатации установлена ста-

бильность важнейших параметров редуктора – преднатяга подшипников и параметров зацепления (пятна контакта и бокового зазора).

При внедрении нового оборудования и оснастки в технологические процессы сборки редукторов потребуются применение микропроцессорной техники и датчиков, создание программ, позволяющих на каждой операции сборки обеспечить адаптивное управление, общую взаимосвязь операций и контроль параметров качества.

#### Библиографический список

1. Булавин И.А., Груздев А.Ю. Технологическое обеспечение преднатяга подшипников в редукторах ведущих мостов // Автомобильная промышленность. 2001. № 2.
2. Булавин И.А., Груздев А.Ю. Взаимосвязь параметров преднатяга конических роликоподшипников // Автомобильная промышленность. 2001. № 6.
3. Материалы международного научного семинара "Современные технологии сборки". М.: МАМИ, 2008.

УДК 621.757:882.082.8

Л.Н. Данилова, канд. техн. наук (Национальный технический университет Украины "Киевский политехнический институт", Пр. Победы, 37, Киев, Украина, ldanylova@bigmir.net)

## Обеспечение качества гладкорезьбовых соединений

*Использование резьбовых соединений, полученных с помощью прогрессивных технологий, сокращает затраты и время на их установку, обеспечивает надежность стопорения и возможность применения средств автоматизации. В статье предложен рациональный с точки зрения повышения качества технологический процесс получения соединений самонарезающими винтами.*

*In article are stated results of experimental studies of drilling and threadforming processes by selfdrill threadforming screws and uncovered evident regularities of shaping a qualitative thread under the action of the efficient axle load, that has allow to unite traditionally incompatible operations and develop a technological process of assembling.*

**Ключевые слова:** сборка, самонарезающий винт, резьбоформирование, резьбоформирующий винт, пластическое деформирование, осевая сила, самоподача, теория линий скольжения, циклическая долговечность.

**Key words:** assembling, self-tapping screws, thread-forming, thread-forming screws, plastic forming, thrust force, self-feeding, slip line field theory, fatigue crack life.

Винтовые соединения относятся к наиболее трудоемким и трудно поддающимся автоматизации. Улучшить их по данным показателям позволяют

сборочно-резьбообразующие процессы, основанные на применении в конструкциях изделий резьбообразующих крепежных деталей. Такой подход связан с именами известных ученых и специалистов, таких как Г.Б. Иосилевич, Г.Г. Иноземцев, Н.С. Буткин, Б.И. Пикалов, И.Ф. Молохов, В.А. Оконешников, И.У. Заиров, А.Н. Пахоменко, В.М. Лабетский, Г.А. Семичевский, А. Готлинг, Г. Кретчмер, К. Миколаш, Х. Ингер и др.

Резьбообразующие винты, шпильки, втулки заворачиваются в гладкие отверстия и сами образуют резьбовой профиль резанием или деформированием. В последние годы в промышленности и строительстве используются самонарезающие винты, устраняющие необходимость сверления отверстий в соединяемых деталях, нарезания или выдавливания резьбы в отверстиях и точного базирования винта и отверстия при наживлении и резьбообразовании.

Технология сборки гладкорезьбовых соединений нашла широкое применение в производственных циклах таких предприятий, как Алтайский моторный, Львовский автобусный, Днепродзержинский агрегатный, Брянский машиностроительный, Минский мотоциклетный, Запорожский автомобильный заводы.



При сборке гладкорезьбовых соединений внутренняя резьба выдавливается заходным витком. Стопорение происходит за счет силы трения, возникающей на вершинах резьбы по наружному диаметру и боковым сторонам профиля. Последеформационная усадка материала корпуса обеспечивает радиальный натяг и надежное стопорение соединения. Н.С. Буткин установил, что значение коэффициента стопорения (отношение момента отвинчивания к моменту завинчивания) находится в пределах 0,7...1,1 для корпусов из магниевых (меньшие значения) и алюминиевых (большие значения) сплавов [1]. Большие крутящие моменты ограничивают применение гладкорезьбовых соединений и снижают надежность процесса сборки.

С.Я. Березин и Г.А. Семичевский предлагают два условия для обеспечения надежной, качественной и устойчивой сборки:

- высокая точность положения шпильки в начальный момент завинчивания;
- уменьшение до минимума крутящих моментов.

Последнее достигается технологическими и конструктивными средствами, а также путем использования интенсифицирующих воздействий (электронагрев, ультразвук, вибрация) [2, 3]. В известных работах в области управления сборочными операциями с применением винтов рассматривают, как правило, контроль какого-то одного из параметров: совмещения осей, скорости свинчивания, момента затяжки и др. Формирование же технологического процесса сборки и качественных показателей получаемых соединений происходит как в определенном информационно-технологическом пространстве, так и на разных этапах разработки процесса сборки соединений.

Сборка с применением самонарезающих винтов заключается в последовательном выполнении двух разнохарактерных операций – сверления и раскатывания резьбы, а технологический процесс предусматривает последовательное выполнение двух традиционных способов, при этом он должен быть компромиссным и надежно реализуемым автоматическими устройствами.

Основной критерий работоспособности крепежных резьбовых соединений – прочность. Известно, что поломки резьбовых деталей в большинстве случаев носят усталостный характер, т.е. связаны с действием переменных напряжений, при этом уровень напряжений от внешней нагрузки

может быть меньше, чем допустимый при расчетах на статическую прочность.

Поскольку качество соединения определяется качеством резьбы, то главным критерием рационализации технологических параметров сборки самонарезающими винтами можно принимать качество раскатанной резьбы. Считается, что соединения с такими винтами работают в условиях знакопеременных нагрузок и применяются в автомобиле-, авиа-, приборо-, судостроении, в строительных конструкциях, работающих в тяжелых погодных условиях [4].

Из анализа факторов, определяющих работоспособность резьбовых элементов в условиях циклического нагружения, известно, что дефекты конструктивного характера составляют приблизительно 11 %, технологического – 47 %, дефекты материала – 4 %, возникающие в процессе эксплуатации – 38 %. Предотвращение поверхностных дефектов в резьбе возможно путем снижения вероятности механических повреждений при накатывании и обеспечения симметричности деформирования металла за счет:

- накатывания резьбы в незаполненном контуре витков резьбы;
- минимального рассеяния размеров по шагу, углам подъема и профилю витков винта;
- осевой подачи винта.

Известно, что статическая прочность полученных самозатягиванием гладкорезьбовых соединений с натягом более 30, но менее 100 % выше в 1,5–2 раза, чем у соединений с нарезанной резьбой, тогда как их циклическая долговечность зачастую оказывается даже ниже. Очевидное влияние внешней осевой силы на симметричность наклепа по величине и градиенту на противоположных сторонах впадины формируемого профиля указывает на ее решающее участие в формировании остаточных напряжений.

На рис. 1 показана картина изосклер (линий, соединяющих точки с одинаковым уровнем твердости материала в Па) в осевом сечении внутренней резьбы. Цифры при кривых означают микротвердость, стрелки указывают направление ввертывания винта. При установке винта в гладкое отверстие наиболее высокая микротвердость зафиксирована у корня резьбы.

В процессе пластического формоизменения металла в деформируемых заготовках возникают неоднородные поля деформаций и напряжений. Рас-

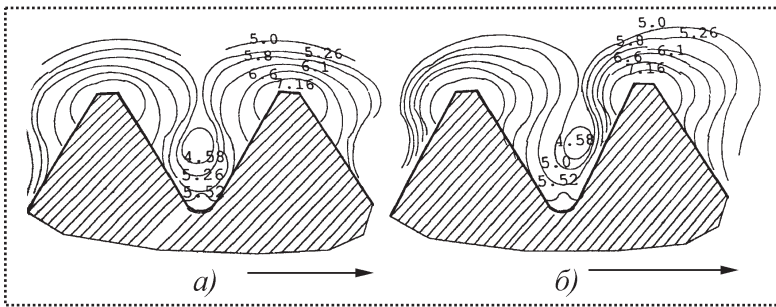


Рис. 1. Картина изокслер с указанием твердости материала при ввертывании винта в гладкое отверстие с принудительной подачей (а) и способом самозатягивания (б)

пределение их интенсивности в значительной степени определяет механические свойства и качество изделий, получаемых методами пластической деформации. Основная причина меньшей, чем ожидаемая, прочности конструкционных материалов состоит в том, что они содержат трещиноподобные дефекты, создающие высокие локальные напряжения. Эти дефекты могут возникать как случайно, так и в результате технологических и производственных процессов.

Дефект (складка, трещина) – место наибольшей концентрации напряжений и наиболее вероятное место разрушения. Особенно опасно появление дефекта у дна впадин резьбы, где высокая концентрация напряжений, что дополнительно снижает сопротивление усталости. В случае попадания трещины в зону естественной концентрации напряжений их максимум в этой точке резко увеличивается. Для снижения интенсивности развития дефектов необходимо, чтобы остаточные напряжения имели более полную эпюру по толщине поверхностного слоя.

Технологическое управление эксплуатационными характеристиками деталей с резьбой, полученной пластическим деформированием, предполагает установление взаимосвязи технологических факторов с характеристиками состояния поверхностного слоя и усталостной прочностью резьбового соединения. Условия формирования профиля резьбы являются основной причиной образования поверхностных дефектов и непосредственно связаны с кинематикой процесса резьбоформирования.

При резьбоформировании методом самоподдачи винт одновременно является инструментом и копиром, который должен обеспечивать осевое перемещение инструмента. Если на винт действует не-

которая избыточная осевая сила или, наоборот, осевая сила резьбоформирования недостаточна, то закон винтового движения нарушается. На рис. 2, 3 заметна асимметрия выдавленного профиля, при этом наблюдается как асимметрия вершин "кратера", так и искривление формы канавочной области.

Асимметричное течение металла указывает на наличие дополнительной нескомпенсированной силы резьбоформирования, увеличивающей дефекты упрочненного слоя и накладывающей сжимающие напряжения на уже сформированные растягивающие в канавочной области. В результате происходит релаксация последних, что нейтрализует положительный эффект пластического деформирования.

Эксперименты показывают наличие в очаге деформации зон попятного движения материала, нейтрализующего положительный эффект пластического деформирования. Поскольку при пластическом деформировании возрастает количество внутренних дефектов, то качество такой резьбы ниже, чем нарезанной.

Таким образом, сопротивление усталости определяется технологическими факторами, т.е. усло-

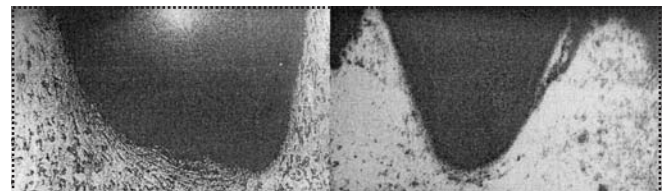


Рис. 2. Фотографии канавочной области резьбы (150-кратное увеличение), сформированной при недостаточной осевой силе

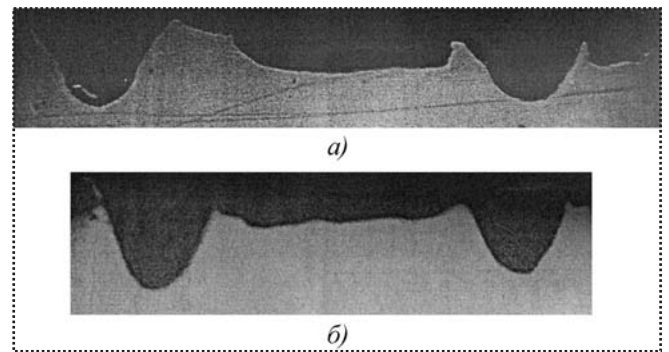


Рис. 3. Фотография профиля второго витка резьбы (100-кратное увеличение), сформированной при недостаточной осевой силе (а) и под действием осевой нагрузки (б)





виями формирования профиля резьбы, которые должны удовлетворять требованиям:

- формирование профиля резьбы должно происходить по схеме "открытого контура";
- кинематика процесса резбоформирования должна обеспечивать симметричное деформирование, не допускающее осевых смещений металла [5, 6].

Возможность объединения параметров сверления и резбоформирования заключается в манипулировании подачей, поскольку способ обеспечения осевой подачи отличает эти процессы. Применение осевой силы при резбоформировании ведет к сближению способов сверления и накатывания. Сверлящая часть винта отличается высокими прочностью и жесткостью, определяемыми соразмерностью длины и диаметра, а разовый характер использования позволяет существенно (по сравнению с традиционным процессом) изменять параметры режимов сверления.

Проведение сверления и резбоформирования с тарированной нагрузкой объединяет их в один компромиссный технологический процесс, легко реализуемый в промышленности и особенно в строительстве. Осевая сила резбоформирования определяется исходя из ее влияния на качество соединения, а параметры сверления концевой частью самонарезающего винта в таком случае соответствуют параметрам резбоформирования, если последние вписываются в промежуток между допустимыми значениями параметров резания при сверлении.

Основную работу по формированию профиля резьбы выполняют рабочие выступы заборной части винта. Получение аналитической зависимости для радиального усилия резбоформирования сводится к определению контактных напряжений и площадей. Удельные усилия резбовываивания находят решением задачи о внедрении индентора в жесткопластическую область с использованием метода линий скольжения.

Метод линий скольжения позволяет не только вычислять контактные напряжения и деформирующие усилия, но и полностью определять поля напряжений и скоростей деформируемого металла и анализировать локальные явления, как правило, основные в решении технологических задач. Характеристики плоского пластического течения обладают свойствами, позволяющими находить решение графическим методом с определением вида

поля линий скольжения или его геометрических характеристик, которые устанавливают зависимость между максимальным касательным напряжением и нормальным гидростатическим давлением, т.е. искомым деформирующим усилием. Для саморезов (винтов с широкой канавкой) развернутая формула определения осевой силы  $P_{oc}$  получена на основании решения задачи теории пластичности о внедрении жесткого шероховатого клина в жесткопластическую область:

$$P_{oc} = 2kS \left[ \frac{\pi}{2} - \gamma + \delta + \frac{\cos \delta}{\cos \gamma} \cos(\gamma - \delta) \right] \operatorname{tg} \delta \cos \gamma \sin \omega,$$

где  $k$  – пластическая постоянная;

$\gamma$  – половина угла профиля витка;

$S$  – площадь контактной поверхности;

$\delta$  – угол трения;

$\omega$  – угол подъема витка.

Силы, действующие на виток резбоформирующего инструмента, пропорциональны мгновенной площади пятна контакта данного витка с заготовкой. Аналитический расчет мгновенного пятна контакта при резбоформировании требует решения задачи пересечения в пространстве тел сложной криволинейной формы и возможен в настоящее время только для некоторых простых случаев, не представляющих практической ценности. Приближенные методики определения мгновенного пятна контакта не всегда обеспечивают приемлемую точность расчетов.

Вычислить мгновенное пятно контакта при формировании резьб можно путем геометрического 3D-моделирования процесса в T-FLEX CAD 3D для любого вида заходной части винта. После того, как 3D-модели заготовки и заходной части винта построены, с помощью булевой операции вычитается из 3D-модели заготовки 3D-модель инструмента. В результате на 3D-модели заготовки останутся отпечатки, площади которых равны мгновенному пятну контакта заходного витка инструмента и заготовки при формировании резьбы.

Поле линий скольжения также определяет вид и геометрические параметры формируемого профиля, высота которого ограничивается его допустимым переполнением. Вид пластической области, ее поля линий скольжения зависит от схемы пресования, определяемой геометрией деформирующего профиля или заходной части винтов (или других резбоформирующих деталей). Резьба может

быть метрической стандартного профиля или с широкой резьбовой канавкой. Заходная часть резьбовой детали либо конусная, тогда виток набирает полную высоту за несколько оборотов, либо высота витка восстанавливается за оборот или его часть.

Обеспечение величины коэффициента заполнения профиля меньше чем 0,8...0,9 исключает осевое течение металла и тем самым повышает прочность соединения. Коэффициент заполнения профиля, коэффициент стопорения и крутящий момент сборки возрастают с уменьшением диаметра отверстия под резьбу.

Резьбообразующие шпильки, винты и болты, втулки (футорки), штифты и другие элементы выпускаются в соответствии с государственными и отраслевыми стандартами, техническими условиями, а также с данными каталогов ведущих фирм и компаний, например Camcar Textron, Elco Construction Products, Atali Associated Co., Fabco Fastening Systems, Concrete Fastening Systems, Hi-Tech Fastener. На данные изделия существуют стандарты США, Германии и России: DIN 936, 937, TGL 5738, TGL 0-7513, ОСТ 23.4.91-76, ОСТ 37.001.181-81 – ОСТ 37.001.188-81, TGL 34379, TGL 27440, ТУ 67-637-95. Номенклатура резьбообразующих крепежных элементов постоянно расширяется, при этом соотношение высоты профиля резьбы и шага непостоянно даже в пределах одного стандарта. Поэтому невозможно рассчитать диаметр под накатывание также однозначно, как для метрических резьб.

Следовательно, минимальный диаметр под последующее накатывание ограничивается возможностью переполнения профиля резьбы, а максимальный – коэффициентом стопорения резьбы (0,6–0,9) и он тем больше, чем больше отношение высоты формируемого профиля к высоте резьбы формирующего профиля. Профиль резьбы формируется заходной частью резьбовой детали, геометрия которой определяет условия формирования граней профиля. Формируемый саморезами профиль резьбы имеет форму "кратера". Возможная осадка его вершин позволяет увеличить коэффициент заполнения профиля без опасности его переполнения.

Параметры "кратера" или вид пластической области можно построить, используя метод линий скольжения (рис. 4). Картина полей линий скольжения для пластической области, формируемой

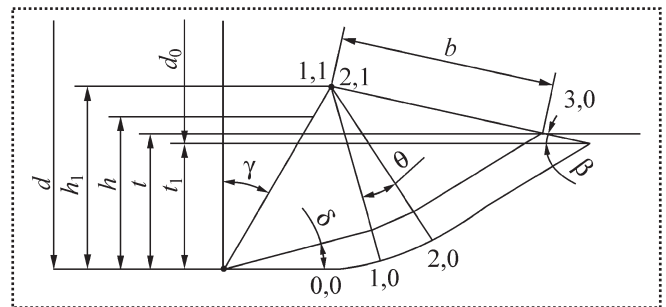


Рис. 4. Поле линий скольжения для шероховатого клина:

$\gamma$  – угол, равный половине угла клина или витка резьбы;  $\theta$  – угол раствора для абсолютно гладкого клина;  $\beta$  – угол подъема металла, определяемый из соотношения  $\theta - \delta = 90^\circ - (\gamma + \beta)$ ;  $b$  – граница контакта клина с пластической областью;  $t$  – необходимая глубина внедрения гладкого клина;  $t_1$  – необходимая глубина внедрения шероховатого клина;  $h$  – высота профиля резьбы;  $h_1$  – высота сформированного профиля;  $d$  – наружный диаметр резьбы винта;  $d_0$  – диаметр под последующее раскатывание

резьбоформирующими крепежными деталями, соответствует внедрению индентора в жесткопластическую область. С увеличением глубины внедрения область только увеличивается в масштабе, не изменяясь по форме.

Для визуализации пластической области формируемой резьбы написана программа на языке Pascal, результаты отработки которой выводятся на экран. Программа работает в диалоговом режиме. После выбора параметров резьбовой части выбирается коэффициент заполнения профиля и коэффициент трения. По заданным параметрам строится поле линий скольжения без учета трения и с его учетом, а также рассчитывается диаметр под накатывание резьбы с учетом коррекции на цилиндричность. Наложение построенных полей линий скольжения на профиль сечения формирующей резьбы дает представление о реальной картине деформации, размерах "кратера" и возможности переполнения профиля, а также о возможности оценки расширения допуска на отверстие под последующее раскатывание.

Рассмотрим, как можно корректировать расчетную величину диаметра под раскатывание за счет изменения коэффициента заполнения профиля, например для винта М8. По ГОСТ 10618-80 – ГОСТ 10621-80 и ГОСТ 11650-80 – ГОСТ 11652-80 наружный и внутренний диаметры резьбы винта, а также высота профиля винта соответст-



венно равны  $d = 8$  мм,  $d_1 = 3,6$  мм,  $h = 2,2$  мм и  $d = 8$  мм,  $d_1 = 6,2$  мм,  $h = 0,9$  мм.

Профиль сечения с внутренним диаметром 3,6 мм имеет относительно небольшой шаг, поэтому заполнение профиля следует выбирать равным 0,8 или 0,9. Расчетный диаметр под последующее накатывание при заполнении профиля 0,8; 0,9 и 1 составляет 5,536 мм; 5,258 мм; 4,992 мм. Как видно, диаметр под накатывание без угрозы переполнения профиля резьбы находится в пределах 4,99... 5,53 мм.

У винта М8 с  $d_1 = 6,2$  мм профиль резьбы имеет широкую канавку и, следовательно, большую площадь "кратера" резьбы, которая может быть заполнена при осадке его вершин, повышая прочность сформированной резьбы. Для такой резьбы заполнение профиля можно назначить равным 1 или 1,2, при этом расчетный диаметр под накатывание будет равен 6,698 или 6,446 мм. Как видно, диаметр под накатывание может составлять 6,446...6,698 мм без угрозы переполнения профиля резьбы. Для этого типоразмера винта можно выполнять отверстие под резьбу диаметром  $6,4^{+0,25}$  мм при традиционно принятом  $7,1^{+0,07}$  мм.

Метод экспресс-расчета позволяет увеличить прочность резьбы за счет повышения натяга или переполнения профиля, а также значительно увеличить допуск на отверстие под резьбу или на диаметр сверлящей части самонарезающих винтов.

Осевое усилие при сверлении самонарезающими винтами по традиционной методике рассчитать нельзя, так как эмпирические зависимости получены для сверл из быстрорежущей стали, период стойкости которых на порядок выше, чем у самонарезающих винтов, изготовленных из конструкционных материалов, наиболее пригодных для холдной высадки.

Главным критерием при назначении технологических параметров резания при сверлении является прочность режущих кромок сверла, что обусловлено его повышенной жесткостью из-за малой длины и небольшим периодом стойкости за один цикл работы. Это позволяет ужесточить традиционный способ сверления, заменив постоянную подачу (как принято при сверлении) на постоянную тарированную нагрузку.

Такие изменения дают возможность производить сверление и накатывание одним способом. Из-за разовости применения достаточно опреде-

лить только граничные значения силовых параметров сверления, которые приводят к поломке режущих кромок, или минимально достаточные, чтобы осуществить резание. Поэтому можно поставить граничный эксперимент, не вдаваясь в теорию разрушения режущих кромок и не имея цели получить эмпирическую зависимость для расчета силовых параметров сверления.

Экспериментальные исследования при сверлении стали 20 показывают, что значение рациональной для резьбоформирования силы попадает в диапазон осевого усилия от минимального, допустимого прочностными свойствами обрабатываемого материала, до максимального, допустимого прочностью режущих кромок. Рациональные параметры двух процессов близки и, поскольку для сверления расчет вели по рациональной силе нагружения, то до допустимых значений в обе стороны имеется значительный запас. Для более мягких материалов этот диапазон расширяется.

Рационализация технологического процесса сборки саморезующими винтами позволяет повысить в 2 раза производительность сборочных работ и снизить в 1,5–4 раза себестоимость за счет повышения качества резьбового соединения. Исследования показали, что полученные результаты применимы также для саморезующих винтов и шпилек, ввинчиваемых в гладкие отверстия.

#### Библиографический список

1. Буткин Н.С. К определению области применения гладкорезьбовых соединений // Прогрессивные методы повышения прочностных характеристик крепежных соединений, обеспечивающих надежную работу изделий машиностроения: Тезисы докладов Всесоюзной научно-технической конференции – Уфа, УАИ. 1981. С. 177.
2. Семичевский Г.А., Березин С.Я. Технология сборки гладкорезьбовых соединений: Монография. Чита: ЗабГПУ им. Н.Г. Чернышевского. 1998. 100 с.
3. Березин С.Я. Образование резьбовых соединений деформирующими шпильками с применением электрического тока высокой плотности: Дис ... канд. техн. наук. Чита: ЧитПИ, 1988. 170 с.
4. Когаев В.П., Дроздов Ю.Н. Прочность и износостойкость деталей машин. М.: Высшая школа, 1991. 318 с.
5. Петриков В.Г., Власов А.П. Прогрессивные крепежные изделия. М.: Машиностроение, 1991. 256 с.
6. Механизация и автоматизация сборочных работ на машиностроительных предприятиях / Б.М. Арпентьев, А.С. Зенкин, А.Н. Куцин. К.: Техніка, 1994. 232 с.

УДК 621.757

**А.Л. Симаков, д-р техн. наук, Д.А. Симаков**

(Ковровская государственная технологическая академия им. В.А. Дегтярева)

e-mail: alsimakov@mail.ru

## Согласование этапов ориентации присоединяемой детали при движении по поисковой программной траектории совмещения

Найдены условия согласования этапов предварительной и окончательной (угловой) адаптации положения деталей для поискового метода совмещения при автоматизированной сборке.

In clause (article) conditions of the coordination of stages of preliminary and final (angular) adaptation of details for a search method of overlapping are received at the automated assembly.

**Ключевые слова:** этап адаптации, автоматизированная сборка, поисковый метод.

**Key words:** stage of the adaptation, the automated assembly, search method.

Реализация методов ориентации присоединяемых деталей при автоматизированной сборке зависит от возможностей согласования этапов предварительной и окончательной доориентации взаимного положения деталей. Особенности перехода от предварительной (относительной) к окончательной (угловой) адаптации положения детали при статическом совмещении сопрягаемых поверхностей рассмотрены в работе [1]. Статическое совмещение характерно для позиционирования присоединяемой детали относительно базовой сопрягаемой поверх-

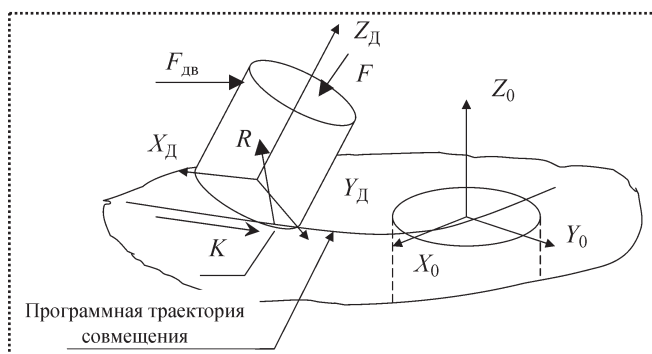


Рис. 1. Схема динамического совмещения при поисковом движении детали

ности. Поисковое движение осуществляется при динамическом совмещении.

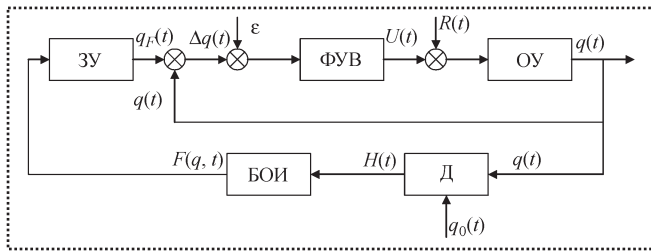
В соответствии с рис. 1 ориентация присоединяемой детали задается в пространстве системой координат  $X_D Y_D Z_D$ . На деталь действуют силы: движущая  $F_{дв}$ , возмущающая  $F$ , сила полной реакции  $R$  в точке  $K$  контакта с поверхностью базовой детали. Положение последней задается системой координат  $X_0 Y_0 Z_0$ , через центр которой проходит программная траектория совмещения – по ней должна перемещаться деталь в результате поискового движения. Проекция скорости центра масс детали на плоскость предварительной (относительной) адаптации  $O X_0 Y_0$  при динамическом совмещении не равна нулю и ограничена по величине условиями невыхода присоединяемой детали из согласованного по относительным координатам положения.

При отсутствии информации о координатах согласованного положения соединяемых деталей автоматизированную сборку можно обеспечивать перемещением детали по траекториям:

- заранее заданной поисковой программной;
- позиционной программной, сформированной системой управления в процессе сборки;
- поисковой программной, являющейся траекторией собственного движения устройства.

В первом случае условия будут выполнены, если отклонения положения детали при движении не превысят допустимых. Поэтому условие самонаведения детали – стабилизация ее положения относительно программной поисковой траектории. Следовательно, метод автоматического поиска в этом случае реализуется, во-первых, заданием эффективной поисковой траектории и, во-вторых, применением метода стабилизации движения детали по этой траектории.

Во втором случае для получения информации о координатах базовой детали необходимо наличие в системе специальных датчиков (например, системы технического зрения) [2]. В зависимости от их



**Рис. 2. Схема управления движением детали по методу автоматического поиска согласованного положения:**

Д – датчик положения соединяемой и базовой сопрягаемых поверхностей;

БОИ – блок обработки информации  $H(t)$  о взаимном положении деталей;

$F(q, t)$  – результаты определения параметров программной траектории;

ЗУ – задающее устройство;

ФУВ – формирователь управляющих воздействий;

ОУ – объект управления;

$q_r(t)$  – координаты программной траектории;

$q(t)$  – текущие координаты присоединяемой детали (объекта управления);

$\Delta q(t)$  – текущее рассогласование присоединяемой и базовой деталей;

$U(t)$  – управляющее воздействие;

$R(t)$  – возмущающее воздействие;

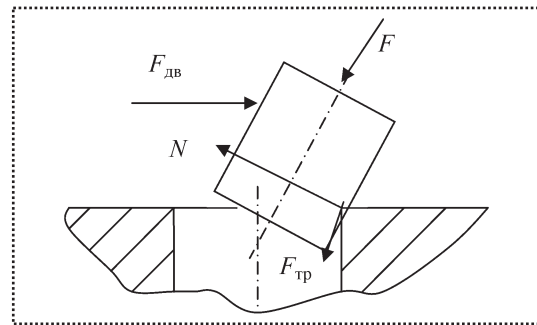
$\varepsilon$  – допустимое относительное (линейное) рассогласование систем координат, связанных с деталями

параметров программная траектория может иметь поисковый участок, обеспечивающий получение и обработку информации, и участок позиционного совмещения. Последний формируется задающим устройством системы по результатам обработки сигналов датчиков и обеспечивает наиболее производительное совмещение элементов сопрягаемых поверхностей.

В связи с этим для обеспечения необходимых и достаточных условий автоматизированной сборки предъявляются жесткие требования к точности определения координат согласованного положения и точности системы позиционирования. В структурную схему системы управления вводится датчик согласованного положения соединяемых деталей (рис. 2).

Переход от предварительной адаптации к угловой приведен на рис. 3.

Проекция относительной скорости присоединяемой детали на плоскость адаптации при предварительном совмещении изменяется скачкообразно. Завершение этапа предварительной адаптации соответствует окончанию переходного процесса изменения относительной скорости. Начало этапа



**Рис. 3. Схема взаимодействия деталей при динамическом совмещении**

относительной адаптации возможно при выполнении определенных кинематических и динамических условий.

Движение детали по координатам адаптации  $q$  и совмещения  $s$  и углу поворота  $\varphi$  может быть описано уравнениями:

$$\left. \begin{aligned} m\ddot{q} + \mu\dot{q} + C_{прq}q &= F_{дв} - F \sin \varphi - N \cos \varphi - F_{тр} \sin \varphi; \\ m\ddot{s} + \mu\dot{s} + C_{прs}s &= F \cos \varphi - N \sin \varphi + F_{тр} \cos \varphi; \\ J_k \ddot{\varphi} + b\dot{\varphi} + C_y \varphi &= F \frac{a}{2} - F_{дв} l(\varphi), \end{aligned} \right\} (1)$$

где  $m$  – масса детали;

$J_k$  – момент инерции детали относительно точки контакта;

$\mu, b$  – коэффициенты вязкого трения при поступательном и вращательном движениях детали соответственно;

$C_{прq}, C_{прs}, C_y$  – приведенные жесткости устройства по координатам перемещений;

$a$  – поперечный размер детали;

$l(\varphi)$  – переменное плечо движущей силы;

$N$  – сила нормальной реакции;

$F_{тр}$  – сила трения в зоне контакта деталей.

Переход от относительной адаптации к угловой означает изменение направления и характера движения присоединяемой детали. Под действием указанных сил, задаваемых элементами адаптирующего устройства, деталь поворачивается против часовой стрелки относительно точки контакта. Это движение – начальное для этапа угловой адаптации положения присоединяемой детали.

Для изменения направления и характера движения детали в рассматриваемый момент времени  $t_n$  правая часть первого уравнения (1) должна равняться нулю, а правые части второго и третьего



уравнений должны быть положительными. Из этого следует, что внешние силы и угол наклона детали в этот момент времени должны удовлетворять неравенствам

$$F \cos \varphi_n - \frac{F_{дв} - F \sin \varphi_n}{\cos \varphi_n + f \sin \varphi_n} (\sin \varphi_n + f \cos \varphi_n) > 0; \quad (2)$$
$$F > \frac{2F_{дв}(\varphi_n)}{a},$$

которые являются условиями согласования этапов адаптации при поисковом (динамическом) совмещении сборочных компонент. Для их реализации адаптирующее устройство должно обеспечивать следующее:

- наличие угловых степеней подвижности присоединяемой детали;
- завершение относительного движения детали в плоскости адаптации к моменту времени  $t_n$ , т.е. уменьшение проекции относительной скорости в плоскости адаптации до нуля ( $\dot{q}_n = 0; \ddot{q}_n \leq 0$ );

• ограничение угла наклона детали согласно условию  $\varphi(t_n) \leq \varphi_n$ ;

• выполнение соотношения (2) между внешними силами (управляющими воздействиями) в момент времени  $t_n$ .

Соблюдение этих условий обеспечит переход от этапа относительной адаптации положения детали к этапу ее угловой адаптации без нарушения согласованного относительного положения детали (без нарушения контакта и выхода присоединяемой детали из базового отверстия).

#### Библиографический список

1. Симаков Д.А. Особенности согласования этапов адаптации для автоматизированной сборки деталей // Сборка в машиностроении, приборостроении, 2006. № 10. С. 13–16.
2. Симаков А.Л., Кузнецов М.В. Применение методов нечеткого управления в роботизированных сборочных операциях // Мехатроника, автоматизация, управление, 2004. № 7. С. 12–17.



## ГИБКИЕ ПРОИЗВОДСТВЕННЫЕ СИСТЕМЫ:

*учебное пособие*

**А.Ю. Выжигин**

М.: Машиностроение, 2009 – 288 с.

**Цена 462 р. с НДС**

В учебном пособии дано общее представление об организации и элементах ГПС, рассмотрена производственно-техническая структура и основные элементы гибких автоматизированных производств, критерии гибкости ГПС, приведена классификация промышленных роботов и их приводов. Рассмотрены типы и технические средства транспортно-накопительных систем, технические средства и системы управления автоматическими транспортно-накопительными системами. Рассмотрены различные типы складов, методика расчета функционирования складской системы. Описаны системы управления ГАП и системы автоматического контроля, приведены примеры реализации ГПС. Также показаны основные средства автоматизации и пути повышения производительности оборудования в условиях автоматизированного производства. Дополнительно рассмотрены методики расчета динамики некоторых типов пневматических приводов промышленных роботов и их применение в автоматизированном комплексе для многопереходной штамповки.

Предназначено для студентов вузов, обучающихся по специальности "Технология приборостроения". Представляет интерес для широкого круга специалистов.

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

# СБОРОЧНОЕ ОБОРУДОВАНИЕ И ЕГО ЭЛЕМЕНТЫ

И.В. Пеева, канд. техн. наук, В.Д. Витлиемов, д-р техн. наук (ПУ "А. Кынчев", г. Русе, Болгария)  
Тел. (499) 268-38-42

## Пассивно-активное относительное ориентирование в условиях автоматической сборки

*Представлено автоматическое оборудование для сборки цилиндрических соединений деталей с зазором, включающее устройства для пассивно-активного относительного ориентирования. Установлена зависимость для определения максимально допустимой контактной силы, действующей по направлению оси сборки, которую можно использовать для управления процессом. Проведены эксперименты, показывающие силовое взаимодействие деталей в процессе сборки.*

*Automated assembly at passive-active relative orientation. The research deals with automated equipment for assembly of cylindrical couple with clearance, using device for passive-active relative orientation (remote centre of compliance and active table). The equation for contact force along assembly's axes used for control of process are determined. The mentioned forces are experimentally defined.*

**Ключевые слова:** пассивно-активное ориентирование, автоматическое оборудование, сборка.

**Key words:** passive-active orientation, automated equipment, assembly.

Относительное ориентирование деталей в условиях автоматической сборки является одной из основных задач теории этого процесса, объектом теоретического анализа и экспериментальных исследований [1–6].

Данная работа посвящена созданию установки для исследования возможностей применения гибридного относительного ориентирования при сборке цилиндрических деталей с зазором с целью обеспечения минимальных контактных сил между деталями в процессе сборки, обнаружения и устранения заклинивания.

В лаборатории "Автоматизация и роботизация производства" кафедры "Технология машиностроения" ПУ им. А. Кынчева (г. Русе) создана экспериментальная установка гибридной сборочной системы (рис. 1). Она является результатом решения некоторых задач теоретического и экспери-

ментального исследований по проекту, финансируемому Европейской программой COPERNICUS: CR 940510 Advanced Robot Assembly – ROBAS.

Гибридное ориентирующее устройство совмещает два метода относительного ориентирования – пассивный и активный. В этом смысле его можно рассматривать как чувствительное пассивное адаптивное устройство (RCC), элементы которого регистрируют деформации упругих элементов его структуры, возникшие вследствие действия контактных сил и моментов.

Полученные сигналы используют для управления перемещением базовой детали. Так реализуется ее активное ориентирование относительно комплектующей детали, установленной в пассивном адаптивном механизме. Именно наличие силовой обратной связи в гибридном ориентирующем устройстве дает возможность независимого

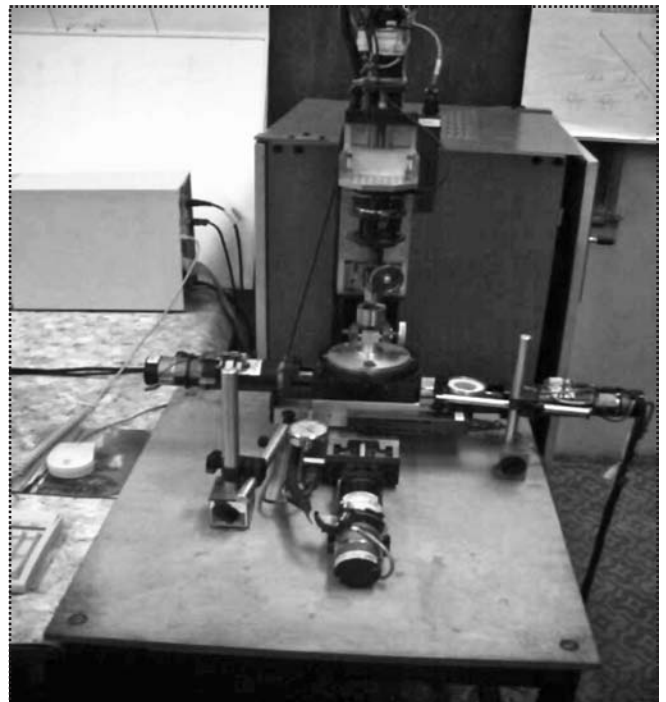


Рис. 1. Экспериментальная установка для пассивно-активного относительного ориентирования

пассивного и активного ориентирования базовой и присоединяемой деталей.

Установка построена по модульному принципу и состоит из следующих основных элементов:

- блок пассивного относительного ориентирования;
- силомоментный преобразователь;
- блок активного относительного ориентирования;
- система управления.

Установка работает в декартовой координатной системе, движение сборки реализуется по направлению вертикальной оси  $Z$ . Базовая деталь (цилиндрическая втулка) размещена в приспособлении, которое прикреплено к блоку активного относительного ориентирования, состоящего из двух перпендикулярных трансляционных модулей  $T_x$ ,  $T_y$  и одного ротационного модуля  $R_z$ .

Вал установлен неподвижно в захватывающем устройстве, прикрепленном к пассивному упругому компенсатору типа  $RCC$ . Силомоментный  $F/T$ -преобразователь расположен между адаптивным элементом и трансляционным модулем. Эти элементы формируют блок пассивного относительного ориентирования.

Цикл работы начинается быстрым перемещением вала вниз до указанного положения над втулкой, при достижении которого перемещение продолжается равномерно с предварительно указанным шагом. После первоначального контакта между деталями  $F/T$ -преобразователь начинает регистрировать возникающие силы и моменты. Полученные сигналы попадают в  $F/T$ -контроллер, где происходит сравнение с максимально допустимым значением контактной силы.

Одновременно фоторастерные преобразователи для обратной связи модулей блока активного корректирования подают сигналы о текущем положении по каждой оси к соответствующим управляющим устройствам. Если силы, регистрируемые  $F/T$ -преобразователем, превышают пороговые значения, блок активного относительного ориентирования включается в действие. При необходимости коррекции положения базовой детали генерируются управляющие команды для активных перемещений по осям  $X$  и  $Y$ . Действие блока активного ориентирования продолжается до редукции контактных сил под допустимые.

Кроме величин сил и моментов регистрируется направление их действия. Этот алгоритм гибридного

относительного ориентирования выполняется до окончательной сборки деталей. Активные корректирующие движения выполняются шагами по каждой оси. Величина шага зависит от принятой концепции сборки – с постоянным шагом (позиционное управление) или с непостоянным (плавающим) шагом, который зависит от контактной силы (силовое управление корректирующих перемещений).

На предложенном оборудовании можно провести ряд экспериментов по выявлению контактного взаимодействия между деталями во время сборки и проанализировать факторы, определяющие величину сборочной силы.

Сборка цилиндрических соединений деталей с зазором проходит в несколько характерных этапов. После первоначального контакта комплектующая деталь входит в отверстие базовой детали до полного совмещения. Однако при этом велика вероятность заклинивания, определяемая углом перекоса и глубиной вхождения детали.

Угол заклинивания  $\gamma_1$  (рис. 2, а) найдем из зависимости [7]:

$$\frac{D}{\cos \rho} = \frac{d}{\cos(\rho + \gamma_1)}, \quad (1)$$

где  $D$ ,  $d$  – диаметры отверстия втулки и вала соответственно;

$\rho$  – угол трения.

После преобразования получим

$$\gamma_1 = \arcsin \frac{\mu(1-c) + \sqrt{1 + \mu^2 - (1-c)^2}}{(1 + \mu^2)}, \quad (2)$$

где  $c = \frac{D-d}{D}$  – относительный зазор в соединении;

$\mu$  – коэффициент трения.

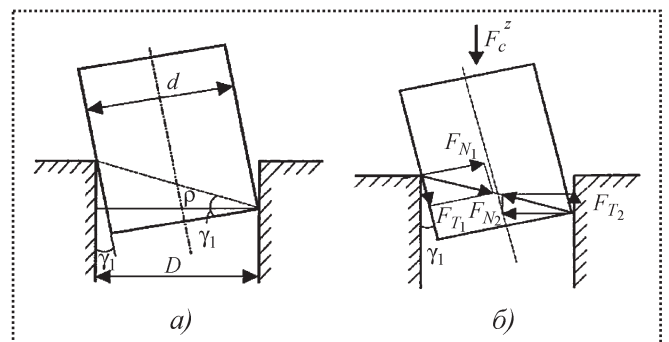


Рис. 2. Состояние заклинивания (а) и действующие при этом силы (б)





В момент заклинивания (рис. 2, б) равновесие действующих сил представляется выражением:

$$F_c^z = F_{T_2} + F_{N_1} \sin \gamma_1 - \mu F_{N_1} \cos \gamma_1, \quad (3)$$

где  $F_c^z$  – сила сборки, действующая по направлению оси  $Z$ ;

$F_{N_1}, F_{N_2}, F_{T_1}, F_{T_2}$  – силы, возникшие в местах контакта.

Принимая  $F_{N_1} = F_{N_2} = F_N$ , после преобразования можно записать:

$$F_c^z = \mu F_N \left( 1 - \cos \gamma_1 + \frac{\sin \gamma_1}{\mu} \right). \quad (4)$$

Зависимости (2) и (4) показывают влияние коэффициента трения и относительного зазора на угол заклинивания и силу сборки. Формула (4) позволяет определить максимально допустимую контактную силу  $F_z$ , задаваемую в системе управления корректирующих перемещений. Для анализа процесса автоматической сборки проведен ряд экспериментов сборки валов и втулок из стали, алюминия и бронзы при разных зазорах.

На рис. 3 показано изменение контактных сил и моментов при сборке цилиндрических деталей длиной 20 мм с применением корректирующих перемещений по осям  $X$  и  $Y$ . При наличии контакта в зоне фаски модули коррекции перемещают базовую втулку до тех пор, пока рассогласование не будет устранено. Характерным моментом является переход между фаской и образующей отверстия втулки, где происходит резкое изменение контактных сил. После этого процесс продолжается до полной сборки соединяемых деталей с уменьшением сил.

На рис. 4 представлена зависимость  $F_z = f(z)$ , где  $z$  – глубина сборки, при одинаковых остальных параметрах собираемых деталей (зазор 0,03 мм). Уве-

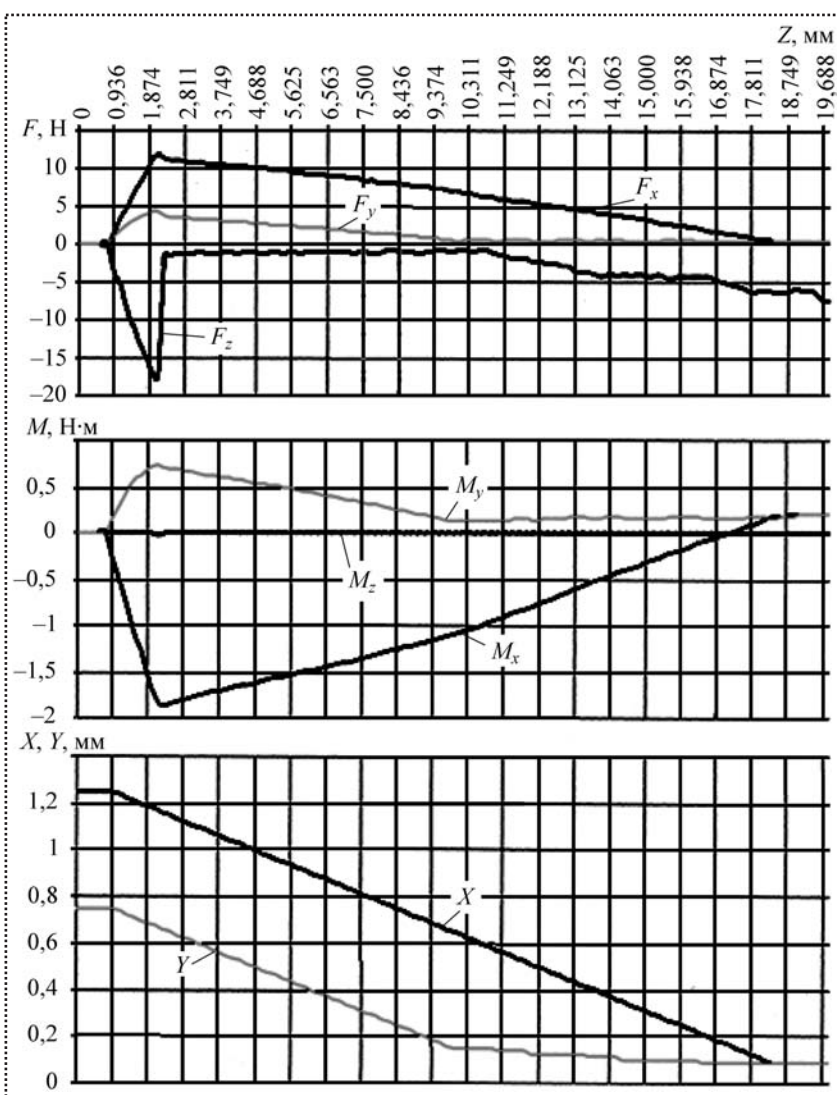


Рис. 3. Зависимость сил  $F$ , моментов  $M$  и корректирующих перемещений по осям  $X$  и  $Y$  от глубины  $Z$  сборки при начальном рассогласовании по оси  $X$  – 1,25 мм, по оси  $Y$  – 0,75 мм

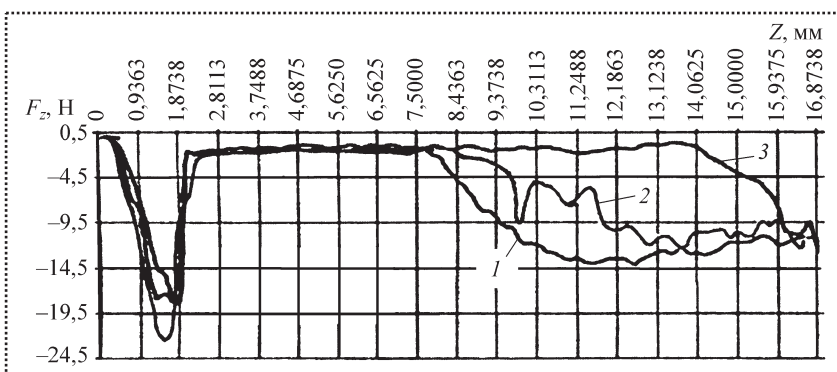


Рис. 4. Зависимости  $F_z = f(z)$  при сборке деталей из разных материалов: 1 – сталь; 2 – алюминий; 3 – бронза

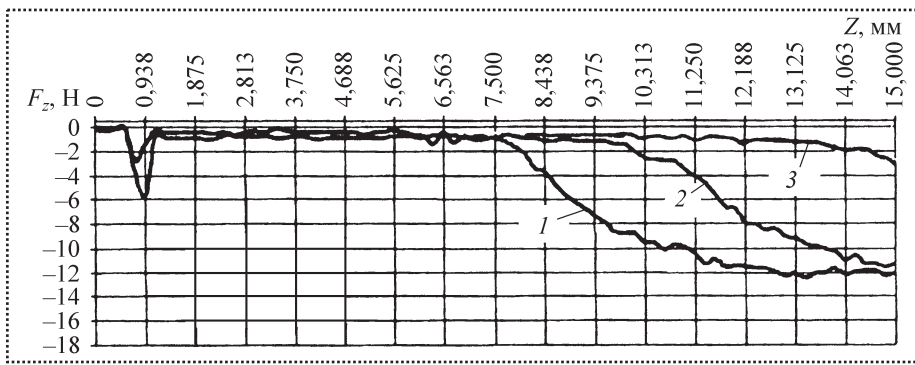


Рис. 5. Зависимости  $F_z = f(z)$  при зазорах в соединениях:

1 – 0,1 мм; 2 – 0,06 мм; 3 – 0,03 мм

личение сил в условиях двухточечного контакта ( $z = 7,5$  мм) наиболее значимо при сборке деталей из стали, наименее – для пары сталь – бронза.

Величина контактных сил зависит от зазора. На рис. 5 представлены зависимости  $F_z = f(z)$  для соединений деталей с зазорами 0,03, 0,06 и 0,1 мм. Сборка реализована с шагом коррекции 0,1 мм. Начальное рассогласование по осям  $X$  и  $Y$  составляет 0,25 мм. Выявлено, что в соединениях с меньшими зазорами из-за изменения контактного взаимодействия наблюдается увеличение силы  $F_z$ . Эту зависимость можно использовать в качестве критерия для выбора шага коррекции.

Наличие информации о контактных взаимодействиях соединяемых деталей позволяет создать условия для надежной сборки и не допускать деформации деталей, которая может привести к изменению качества узла. Это особенно важно для соединения тонкостенных и легкодеформируемых деталей, нерегламентированное напряженно-деформированное состояние которых при сборке может привести к изменению эксплуатационных параметров изделия.

Например, несущая способность гофрированных упругих втулок в соединении деталей для передачи крутящего момента зависит от контактных сил [8]. Если в результате углового рассогласования осей сопрягаемых деталей во время сборки возникнут силы, превышающие допустимые, то возможно изменение контактных зон упругого элемента, что отразится на эксплуатационных параметрах изделия.

Наличие пассивно-активной коррекции относительного положения собираемых деталей облегчает условия работы автоматического оборудова-

ния и уменьшает требования к точности базирования деталей.

*Анализ контактного взаимодействия деталей при сборке показывает влияние относительного зазора и вида материалов деталей на величину контактных сил.*

*Полученную зависимость для определения максимально допустимого значения сборочной силы можно использовать при расчете сил, участвующих в управлении процессом относительного ориентирования.*

*Шаг коррекции существенно влияет на силовое взаимодействие деталей при сборке. Целесообразно выбирать шаг меньше соответствующего зазора.*

*Результаты проведенных исследований можно использовать в инженерной практике для разработки устройств пассивно-активного относительного ориентирования.*

#### Библиографический список

1. Храбров А.С. Совершенствование процессов автоматизации сборочных работ. – Л.: Машиностроение, 1979.
2. Яхимович В.А. Ориентирующие механизмы сборочных автоматов. – М.: Машиностроение, 1975.
3. Гусев А.А. Адаптивные устройства сборочных машин. – М.: Машиностроение, 1979.
4. Whitney D.E. Handbook of Industrial Robotics. Shimon Nof (ed.), New York, 1985.
5. Whitney D.E. Damped Remote Center Compliance Device. US Patent 4,379,363, Apr.12.1983.
6. Whitney D.E. Transferable Center Compliance System. US Patent 4, 439,926, Apr. 3.1984.
7. Витлимов В.Д. Автоматизация и роботизация на дискретного производства. РУ "А. Кынчев", Русе, 1998.
8. Пеева И.В. Выбор средств автоматизации сборки соединений деталей для передачи крутящего момента с применением гофрированных втулок. Дис. ... канд. техн. наук, Москва, 1997.
9. Материалы международного научного семинара "Современные технологии сборки". – М.: МАМИ, 2008.



УДК 621.757

Ю.З. Житников, д-р техн. наук (КГТА, г. Ковров);  
 Б.Ю. Житников, д-р техн. наук (ВЮИ, г. Владимир)  
 e-mail: kgta\_tms@mail.ru

## Обоснование предельной скорости соударения исполнительного органа сборочного устройства с незакрепленной заготовкой

*Найдена математическая зависимость скорости соударения исполнительного органа сборочного устройства с незакрепленной заготовкой от параметров и физико-механических свойств заготовки, при которой на ее поверхности возникают упругие или упругопластические деформации.*

*Mathematic dependence between the impact speed of the operating element in the assembly unit against a loose piece, on the one hand, and parameters as well as physical and mechanical properties of the piece, on the other hand, has been established, the dependence mentioned causing elastic and plasto-elastic strain on its surface.*

**Ключевые слова:** предельная скорость, удар, исполнительный орган, сборочное устройство, незакрепленная заготовка, упругопластические деформации.

**Key words:** maximum speed, impact, operating element, assembly unit, loose piece, plasto-elastic strain.

При ориентации незакрепленных заготовок (штулок, стаканов, трубок) при помощи заостренного стержня, совершающего возвратно-поступательное движение, или крючков, размещенных на вращающемся роторе, происходит соударение заготовок с исполнительным органом сборочного оборудования.

Найдем предельную скорость движения стержня, при которой удар его заостренного конца о заготовку вызовет на ее поверхности только упругие деформации. Считаем, что работы силы удара стержня о незакрепленную заготовку и силы медленного взаимодействия заостренного конца стержня с закрепленной заготовкой при одинаковых деформациях равны:

$$A = F_y h_y = F_{сж} h_{сж}, \quad (1)$$

где  $F_y$  – сила удара конца стержня о незакрепленную заготовку;

$h_y$  – деформация заготовки при ударе;

$F_{сж}$  – сила сжатия при медленном взаимодействии стержня с закрепленной заготовкой;

$h_{сж}$  – деформация заготовки при медленном сжатии.

Учитывая, что заготовка не закреплена, можно утверждать, что в первом приближении сила удара равна силе инерции в момент начала движения заготовки:

$$F_y = F_{ин} = kmW_\tau, \quad (2)$$

где  $F_{ин}$  – сила инерции;

$k$  – коэффициент, учитывающий взаимодействие заготовок между собой и с поверхностью, на которой они расположены в момент начала движения ( $k = 1, 3 \dots 2, 5$ );

$m$  – масса заготовки;

$W_\tau$  – тангенциальное ускорение в момент начала движения заготовки.

Считаем, что при упругой деформации поверхности заготовки вследствие удара стержня возникает равноускоренное движение:

$$S = \frac{W_\tau t^2}{2}; \quad v_1 = v_0 + W_\tau t,$$

где  $S$  – путь, пройденный стержнем при ударе, равный деформации поверхности заготовки;

$t$  – время удара;

$v_1$  – конечная скорость деформации поверхности заготовки при ударе;

$v_0$  – начальная скорость деформации заготовки ( $v_0 = 0$ ).

Тогда окончательно получим

$$W_\tau = \frac{v_1^2}{2S}. \quad (3)$$



Путь, пройденный стержнем при деформации поверхности заготовки (ее деформация), равен:

$$h_y = v_{cp} t = \frac{v_1}{2} t, \quad (4)$$

где  $v_{cp}$  – средняя скорость движения стержня при деформации поверхности заготовки:

$$v_{cp} = \frac{v_1 + v_0}{2} = \frac{v_1}{2}.$$

Работу силы удара с учетом (2), (4), а также  $v_1 = \frac{S}{t}$ , запишем в виде:

$$A_y = F_{ин} h_y = km \frac{v_1^2}{4}. \quad (5)$$

Пусть наконечник стержня имеет форму сферы радиусом  $R$ . Согласно формуле Герца [1, 2] упругая деформация плоскости заготовки при взаимодействии со сферической поверхностью конца стержня (заготовка и стержень из одного материала) равна:

$$h_{сж} = \alpha_y = 1,2313 \sqrt{\frac{P^2}{E^2 R}}, \quad (6)$$

где  $\alpha_y$  – упругая деформация при медленном сжатии (по формуле Герца);

$P$  – сила сдвигания ( $P = F_{сж}$ );

$E$  – модуль упругости материала заготовки и стержня.

Из [1, 2] полуось отпечатка конца стержня на плоскости заготовки

$$a = 1,1093 \sqrt{\frac{PR}{E}}. \quad (7)$$

Площадь сжатия

$$S_{сж} = \pi a^2. \quad (8)$$

Из теории прочности

$$F_{сж} = [G_{сж}] S_{сж}, \quad (9)$$

где  $F_{сж}$  – сила сжатия поверхности заготовки;

$[G_{сж}]$  – допустимое напряжение материала заготовки на сжатие.

Подставим (9) с учетом (8) в выражение (7), возведем в куб, разделим на  $a^2$  и после преобразований получим размер полуоси отпечатка:

$$a = \frac{1,1093^3 [G_{сж}] \pi R}{E}. \quad (10)$$

Преобразовав выражение (6) с учетом (8)–(10) найдем упругую деформацию

$$\alpha_y = \frac{1,231 \cdot 1,1094^4 [G_{сж}]^2 \pi^2 R}{E^2}. \quad (11)$$

Подставим в (1) выражения (5), (8), (9) и определим предельную скорость движения стержня, при которой вследствие удара на поверхности заготовки возникнут только упругие деформации:

$$v < 2a \sqrt{\frac{[G_{сж}] \pi \alpha_y}{km}}. \quad (12)$$

Найдем предельную скорость движения стержня, при которой при ударе его заостренного конца о заготовку на ее поверхности возникнет упруго-пластическая деформация.

В выражении (1) изменится только  $h_{сж}$ . Согласно [1, 2] величина упруго-пластической деформации равна:

$$h_{сж} = \alpha = \alpha_y + h,$$

где  $h$  – величина пластической деформации [1, 2]:

$$h = \frac{P - P_0}{2\pi R_{np} HD};$$

$P$  – предельная сила, приложенная к образцу;

$P_0$  – предельная сила, необходимая для упругой деформации;

$R_{np}$  – приведенный радиус кривизны взаимодействующих поверхностей;

$HD$  – пластическая твердость материала заготовки.



| Радиус поверхности соударяемого стержня, мм       | Вид деформаций                 |                    |      |     |       |
|---|--------------------------------|--------------------|------|-----|-------|
|   | Упругая                        | Упругопластическая |      |     |       |
|   | Глубина вмятин после удара, мм |                    |      |     |       |
|   | 0                              | 0,5                | 1,0  | 0,5 | 1,0   |
|   | Масса заготовок, кг            |                    |      |     |       |
|   | 0,1                            |                    | 0,2  |     |       |
| Скорость стержня в момент удара о заготовку, см/с |                                |                    |      |     |       |
| 0,25  | 0,020                          | 2,688              | 3,8  | 1,9 | 2,69  |
| 0,5   | 0,058                          | 5,376              | 7,6  | 3,8 | 5,37  |
| 1,0   | 0,165                          | 10,75              | 15,2 | 7,6 | 10,75 |

Величиной  $h$  можно задаться, но она не должна превышать половины значения припуска на обработку заготовки на первой операции.

Учитывая, что  $\alpha_y$  мала и ею можно пренебречь, выражение (12) примет вид:

$$v < 2a \sqrt{\frac{[G_{сж}] \pi h}{km}}. \quad (13)$$

Расчетные предельные скорости при ударе о незакрепленную заготовку стержня исполнительного органа устройства приведены в таблице.

Экспериментальные данные для упругопластической деформации близки к расчетным.

*Следовательно, получены зависимости скорости соударения исполнительного органа сборочного устройства с незакрепленной заготовкой от ее параметров и физико-механических свойств.*

#### Библиографический список

1. Демидов С.П. Теория упругости: Учебник для вузов. – М.: Высшая школа, 1979. 432 с.
2. Дрозд М.С., Матлин М.М., Сидякин Ю.И. Инженерные расчеты упругопластической контактной деформации. – М.: Машиностроение, 1986. 224 с.



## ТЕОРИЯ АВТОМАТИЧЕСКОГО УПРАВЛЕНИЯ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИМИ СИСТЕМАМИ:

учебное пособие для студентов вузов

**Ю.В. Петраков, О.И. Драчев**

2008. – 336 с. ISBN: 978-5-217-03391-1

**Цена 550 р. с НДС**

Изложены теоретические основы автоматического управления технологическими системами, базирующиеся на классических понятиях теории автоматического управления, адаптированных к направлению подготовки "Инженерная механика".

Для моделирования систем и процессов использован математический аппарат с применением дифференциальных уравнений, передаточных функций и переменных состояния. Даны учебно-методические материалы для выполнения курсовых работ. Представлены лабораторные работы.

Пособие используется вместе с CD-ROM, что делает его интерактивным благодаря прикладным программам.

Для студентов вузов, обучающихся по направлению подготовки "Системный анализ и управление", а также может быть полезно студентам при изучении других дисциплин цикла подготовки специалистов и магистров по технологии машиностроения, конструированию станков, машин и т.п.

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

Д.С. Воркуев, канд. техн. наук (ОАО "Завод им. В.А. Дегтярева", г. Ковров)  
Тел. (499) 268-38-42

## Четырехшпиндельный гайковерт\*

*Разработана кинематическая схема многошпиндельного гайковерта нового класса, обеспечивающего качественную затяжку групповых резьбовых соединений.*

*The paper reviews the kinematic scheme of multispindle nut-running machine of new class which provides the qualitative gripping of cluster screw joint.*

**Ключевые слова:** гайковерт, кинематическая схема, осевые силы затяжки.

**Key words:** nut wrench, kinematic diagram, tightening axial forces.

Для управления процессом автоматизированной групповой сборки резьбовых соединений нет необходимости на каждом шпинделе завинчивающего устройства устанавливать датчики обратной связи, если кинематическая схема на каждые два шпинделя будет снабжена дифференциальными механизмами (ДМ), которые с большой чувствительностью реагируют на изменение моментов на выходных осях. При возрастании момента на одной из осей ДМ она останавливается, в то время как вторая ось вращается с большей частотой. Вращение первой оси возобновится только в случае выравнивания моментов сопротивления на обеих осях.

Однако бывают случаи, когда одна из резьбовых деталей не будет завинчиваться, если повреждена резьба в отверстии или на присоединяемой детали, либо возник мгновенный перекося осей соединяемых деталей. Для исключения такого явления необходимо осуществлять вращение шпинделя от второй тихоходной, но высокомоментной ветви вращения завинчивающего устройства.

Это еще раз доказывает, что завинчивающее устройство должно иметь две кинематически связанные ветви вращения (быстроходную, но маломоментную, и тихоходную, но высокомоментную) и быть снабжено автоматическим переключателем скорости вращения шпинделей.

\* Материалы Международного научного симпозиума "Современные технологии сборки". МАМИ, 2008 г.

Функции автоматического переключателя может выполнять механизм свободного хода (МСХ) храпового типа. Так, при возрастании момента сопротивления на одной из осей ДМ она остановится. Тогда собачка МСХ, расположенная на оси тихоходной ветви, начнет передавать вращение оси быстроходной ветви, взаимодействующей с зубом храпового колеса, размещенного на быстроходной оси, и резьбовая деталь преодолеет резкое возрастание момента. При быстром вращении шпинделя собачка МСХ, отставая от вращения, не передает момент на ось шпинделя и не нарушает работу ДМ.

Такое сочетание ДМ и МСХ храпового типа с некоторой погрешностью обеспечит требуемое положение (ввинчивание) всех резьбовых деталей к моменту начала второго этапа работы завинчивающего устройства — синхронного поворота деталей на требуемый угол (окончательная затяжка).

В качестве автоматического переключателя на синхронную затяжку резьбовых соединений может быть выбрана муфта предельного момента (МПМ) как фрикционного, так и кулачкового типа. Момент срабатывания муфты имеет некоторую нестабильность. Однако для герметичности стыка не столь важна погрешность отклонения осевой силы или момента затяжки в данной партии, как стабильность осевых сил затяжки группового соединения в узле.

Структурная схема системы для частного случая (двух каналов управления) приведена на рис. 1.

Муфта предельного момента представлена кинематическим элементом, описываемым уравнениями:

$$M = 0 \text{ или } M_{кр} - M_{c_1} \leq 0 \text{ и } M_{кр} - M_{c_1} - M_{c_2} > M_{МПМ}; \quad (1)$$

$$M = M_{кр} - M_c \text{ при } 0 < M_{пр} - M_{c_1} - M_{c_2} \leq M_{МПМ},$$

где  $M_{кр}$  — крутящий момент на выходе привода;

$M_{c_1}, M_{c_2}$  — моменты сопротивления в первом и втором каналах управления (включают в себя вязкое трение и возмущающие моменты);

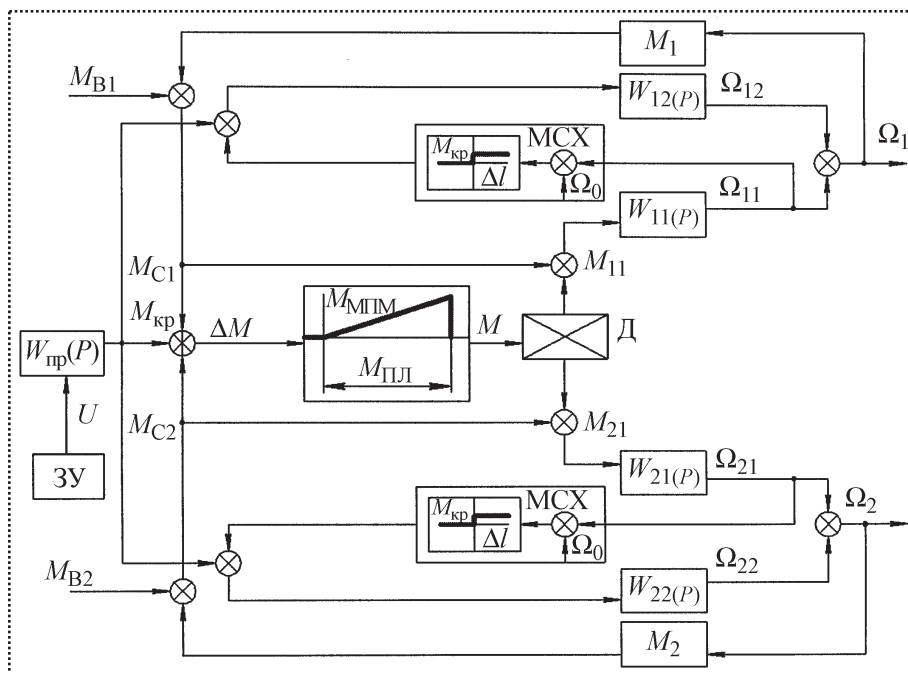
$M_{МПМ}$  — момент, на который настроена муфта предельного момента.

Механизм свободного хода также имеет нелинейную характеристику. Если пренебречь люфтом,



**Рис. 1. Структурная схема системы с двумя каналами управления:**

$W_{пр}$  – передаточная функция привода по моменту, включающая передаточную функцию по моменту двигателя  $W_{дв(p)}$  и передаточное отношение редуктора  $i$  –  $W_{пр} = W_{дв(p)}i$ ;  
 $W_{11(p)}$ ,  $W_{12(p)}$ ,  $W_{21(p)}$ ,  $W_{22(p)}$  – передаточные функции по скорости кинематических цепей первого и второго каналов;  
 $M_1$ ,  $M_2$  – возмущающие моменты, действующие на рабочие органы;  
 $\Delta$  – дифференциальный механизм



равным шагу зубьев храпового колеса, то уравнение, описывающее эту характеристику, имеет вид:

$$M = 0 \text{ при } \Omega_{i_1} - \Omega_0 \leq 0; \tag{2}$$

$$M = M_{кр} \text{ при } \Omega_{i_1} - \Omega_0 > 0, i = 1, 2, 3 \dots$$

где  $\Omega_0$  – угловая скорость вращения входного вала механизма свободного хода;

$\Omega_{i_1}$  – угловая скорость вращения выходного вала кинематической цепи, связанной с дифференциалом.

Обратные перекрестные связи между кинематическими цепями одного канала, замыкаемые механизмами свободного хода, обеспечивают переключение кинематических цепей.

В случае, когда крутящий момент и суммарный момент сопротивления не превышают момент муфты предельного момента, вращение через дифференциальный механизм передается на кинематические цепи  $W_{12(p)}$  и  $W_{22(p)}$ . Передаточные отношения этих цепей должны обеспечивать скорости  $\Omega_{11}$  и  $\Omega_{21}$  большие, чем  $\Omega_0$ . В этом случае

$$\Delta\Omega_1 = \Omega_{11} - \Omega_0 \geq 0 \text{ и } \Delta\Omega_2 = \Omega_{21} - \Omega_0 > 0, \tag{3}$$

а суммарные моменты, действующие на кинематические цепи  $W_{12(p)}$  и  $W_{22(p)}$ , равны нулю:

$$M_{сум} = M_{кр} - M_{кр}. \tag{4}$$

Следовательно, угловые скорости

$$\Omega_{12} = \Omega_{22} = 0 \text{ и } \Omega_1 = \Omega_{11}; \Omega_2 = \Omega_{21}. \tag{5}$$

Очевидно, эти кинематические цепи обеспечивают быстроходный режим работы системы. Момент сопротивления при этом незначителен.

При возрастании момента сопротивления в одном из каналов (например, в первом) возможно отключение муфты предельного момента ( $M = 0$ ), при этом угловые скорости  $\Omega_{11}$  и  $\Omega_{21}$  равны 0, что приводит к выключению через механизмы свободного хода кинематических цепей  $W_{12(p)}$  и  $W_{22(p)}$ . При этом выходные скорости

$$\Omega_1 = \Omega_{12} \text{ и } \Omega_2 = \Omega_{22}. \tag{6}$$

Синхронность вращения сохраняется. Кинематические цепи  $W_{12(p)}$  и  $W_{22(p)}$  обеспечивают более медленное вращение рабочих органов с большим крутящим моментом. Если задающее устройство формирует прямое воздействие и крутящий момент изменяется в соответствии с этой программой, функционирование кинематических цепей в каждом из каналов при изменениях моментов сопротивления аналогично описанному. В тех случаях, когда возрастание момента сопротивления в быстроходной кинематической цепи одного из каналов недостаточно (находится в пределах линейной части характеристики  $0 \leq \Delta M < M_{МГМ}$ ), возможно переключение только одного канала на режим с большим крутящим моментом за счет вычитания

моментов сопротивления из момента на выходном валу дифференциального механизма ( $M_{11}$  или  $M_{21}$ ). Если эта разность близка или равна нулю, произойдет переключение через перекрестную связь МСХ, тогда как второй канал может работать в прежнем режиме. Таким образом, возможна реализация четырех вариантов сочетания режимов работы для системы с двумя каналами управления.

Условие функционирования системы – правильный выбор передаточных отношений кинематических цепей. Эти отношения должны обеспечить выполнение неравенств:

$$\begin{aligned} \Omega_{12} < \Omega_0 < \Omega_{11} < \Omega_{дв}; \\ \Omega_{22} < \Omega_0 < \Omega_{21} < \Omega_{дв}, \end{aligned} \quad (7)$$

где  $\Omega_{дв}$  – угловая скорость вращения вала двигателя.

Угловая скорость  $\Omega_0$ , определяющая момент в кинематических цепях, может быть задана передаточным отношением  $i_0$ :

$$\Omega_0 = \frac{\Omega_{дв}}{i_0}. \quad (8)$$

В этом случае входной вал МСХ кинематически связан с выходным валом привода.

Цифровое моделирование двухканальной адаптивной системы управления технологическим оборудованием подтвердило возможность получения в рассматриваемой схеме высоких синхронности движений рабочих органов и чувствительности к изменениям моментов сопротивления. Реализация принципов автоматического регулирования на нетрадиционной элементной базе – нелинейных механических устройствах – позволила повысить надежность устройства.

Кинематическая схема описанной системы управления представлена на рис. 2.

Четырехшпиндельный гайковерт содержит электродвигатель 1, планетарный редуктор 2, механизм разделения ветвей вращения на тихоходную, но высокомоментную и быстроходную, но маломоментную, состоящий из центральной шестерни 3 и колес 4.

На быстроходной оси вращения шестерни 3 расположена муфта предельного момента кулачкового или зубчатого типа, включающая ведущую полумуфту 5 и ведомую полумуфту 6, с возможностью перемещения вдоль оси, которая является центральной осью дифференциального механизма 7 и жестко связана с крестовиной 8. С двух сторон крестовины расположены сателлиты 9, взаимодействующие с колесами 10, кинематически связанными через шестерни 11 с колесами 12. Оси колес 12 являются центральными осями дифференциальных механизмов 13 и 14. Выходные шестерни 15 и 16 механизма 13 взаимодействуют с колесами 17 и 18, а выходные шестерни 19 и 20 механизма 14 – с колесами 21 и 22. Колеса 17, 18, 21, 22 жестко закреплены на промежуточных валах 23, 24, 25, 26, которые через зубчатые пары 27, 28 и 29, 30 кинематически связаны со шпинделями 31, 32, 33, 34, на которых расположены патроны 35, 36, 37, 38 для удержания резьбовых деталей при завинчивании.

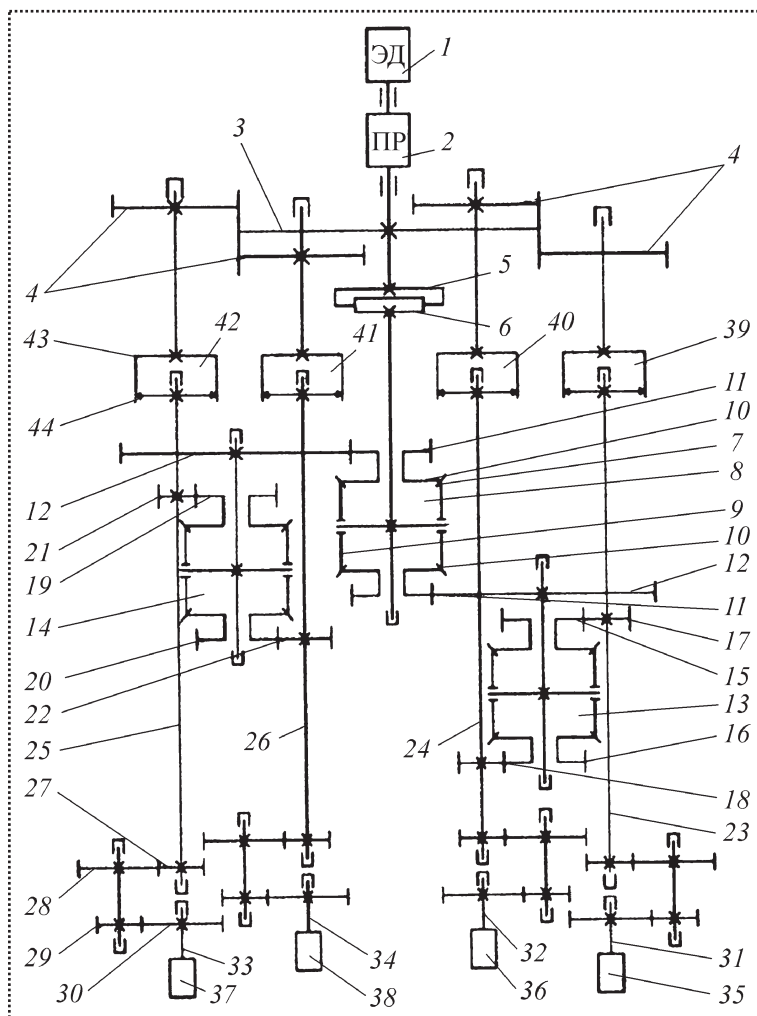


Рис. 2. Кинематическая схема системы управления





Шестерня 3 кинематически связана с колесами 4 тихоходной ветви вращения, на осях которых расположены механизмы 39, 40, 41, 42 прерывистого движения храпового типа. Ведущие обоймы 43 снабжены собачками, взаимодействующими с ведомыми обоймами 44, представляющими собой храповые колеса, жестко закрепленные на промежуточных валах 23, 24, 25, 26, которые кинематически связаны через зубчатые пары 27, 28 и 29, 30 со шпинделями 31, 32, 33, 34 и патронами 35, 36, 37, 38.

Устройство работает следующим образом. До тех пор, пока суммарный момент сопротивления на шпинделях 31–34 меньше момента, на который настроена муфта 5, 6 предельного момента, вращение передается по быстроходным, но маломоментным ветвям вращения: от электродвигателя 1, через редуктор 2, муфту 5, 6, дифференциальные механизмы 7, 13, 14, зубчатые пары 15, 17; 16, 18; 19, 21; 20, 22 на промежуточные валы 23, 24, 25, 26, через зубчатые пары 27, 28 и 29, 30 редукторов на шпиндели 31, 32, 33, 34, патроны 35, 36, 37, 38 к резьбовым деталям.

При одинаковых моментах сопротивления на выходных шестернях 15, 16 механизма 13 и на шестернях 19, 20 механизма 14 все шпиндели будут вращаться с одинаковыми скоростями.

Пусть на шестерне 19 дифференциального механизма 14 сопротивление возрастает, тогда вращение на колесо 21 передаваться не будет и оно остановится. Следовательно, остановится промежуточный вал 25 и в конечном счете шпиндель 33. В это же время за счет свойства дифференциального механизма шестерня 20 начнет вращаться в два раза

быстрее и шпиндель 34 также начнет вращаться быстрее в два раза.

Когда скорость вращения храпового колеса больше, чем ведущей обоймы 43, собачка проскальзывает, не входя в зацепление с храповым колесом ведомой обоймы 44. При остановке вращения обоймы 44 за счет вращения тихоходной ветви собачка обоймы 43 войдет в зацепление и начнет передавать вращение по тихоходной ветви промежуточному валу 25 и в конечном итоге шпинделю 33, который преодолет сопротивление, вызванное случайными факторами, например, некачественной резьбой. Сопротивление на выходных шестернях дифференциального механизма 14 станет одинаковым и шпиндели 33, 34 вновь будут вращаться с одинаковыми угловыми скоростями.

Функционирование дифференциального механизма 13 аналогично.

Как только суммарный момент сопротивления на быстроходной ветви вращения, связанной с осью муфты 5, 6, достигнет момента ее срабатывания, полумуфты начнут проскальзывать, не передавая вращения. Собачки обойм 43 войдут в зацепление с зубьями храповых колес, и вращение на шпиндели будет передаваться по тихоходным ветвям, т.е. резьбовые детали практически синхронно будут поворачиваться на одинаковые углы.

### Вывод

*Экспериментальные исследования работы четырехшпиндельного гайковерта показали, что он обеспечивает качественную сборку групповых резьбовых соединений с погрешностью осевых сил затяжки не более 2–5 %.*

### Относительная длина заворачивания стальных шпилек в корпус

| $\sigma_B$ материала шпильки, МПа | $H/d$ для корпусов из материала |          |                 |
|-----------------------------------|---------------------------------|----------|-----------------|
|                                   | дюралюминия                     | силумина | чугуна и бронзы |
| 400–500                           | 0,8–0,9                         | 1,4–2,0  | 1,2–1,4         |
| 900–1100                          | 1,6–2,0                         | 1,8–2,0* | 2,0*            |

\*Рекомендуется увеличивать диаметр конца шпильки, ввертываемого в корпус, или применять резьбовую вставку.  
Примечание.  $\sigma_B$  дюралюминия 360–400; силумина 160–200; чугуна и бронзы 180–250 МПа.

А.П. Евдокимов, д-р техн. наук (Институт машиноведения им. А.А. Благонравова РАН)  
e-mail: a\_evdo@mail.ru

## Обеспечение точности сборки и автоматическая балансировка шкивов клиноременных передач путевых машин

Приведено описание контрольно-измерительного приспособления, обеспечивающего высокую точность расположения поверхностей шкивов и межосевого расстояния в механизмах клиноременных передач путевых машин.

Представлено балансирующее устройство, с помощью которого автоматически компенсируется изменение дисбаланса шкивов в процессе работы без остановки механизмов привода.

*Control-measurements device for high accuracy arrangement of pulley surfaces and interracial distances of the V-belt drives track engines mechanisms was described. Balancing facility for automatic compensation of changes pulleys imbalance in the process of work without drive stopping was considered.*

**Ключевые слова:** шкив, привод, балансировка, механизм, дизель.

**Key words:** pulley, drive, balance, mechanism, diesel engine.

### Контрольно-измерительное приспособление

Силовые и вспомогательные приводы путевых машин железнодорожного транспорта (автоматрисы, дефектоскопы, мини-дизель-поезда) отличаются значительными динамическими нагрузками [1–3]. Клиноременные передачи таких изделий, используемые в приводах поршневого компрессора ВВ1,75/9 и вспомогательных генераторов Г263А, требуют высокой точности сборки.

Опыт эксплуатации показывает, что даже сравнительно небольшие погрешности сборки вызывают повышенные колебательные процессы и снижение ресурса клиновых ремней. Используемые контрольно-измерительные инструменты не могут обеспечить требуемой точности расположения компрессора и вспомогательных генераторов на автоматрисе относительно указанных на чертеже баз.

Если при консольно расположенных шкивах межосевое расстояние между механизмами клино-

ременной передачи можно установить при помощи контрольной линейки, то в приводе компрессора, где применяется опорный узел, а также в приводе вспомогательного генератора, к ведущему шкиву которого дополнительно крепится карданный вал, данный метод не позволяет обеспечить заданное межосевое расстояние.

Кроме того, контрольной линейкой можно установить плоскостность шкивов с небольшой точностью, причем только в горизонтальном направлении. В вертикальном направлении определить радиальное и торцовое биение ведомого шкива относительно ведущего практически невозможно.

Предлагаемое измерительное приспособление (рис. 1) позволяет обеспечить высокую точность расположения исполнительных механизмов – компрессора и вспомогательных генераторов отно-

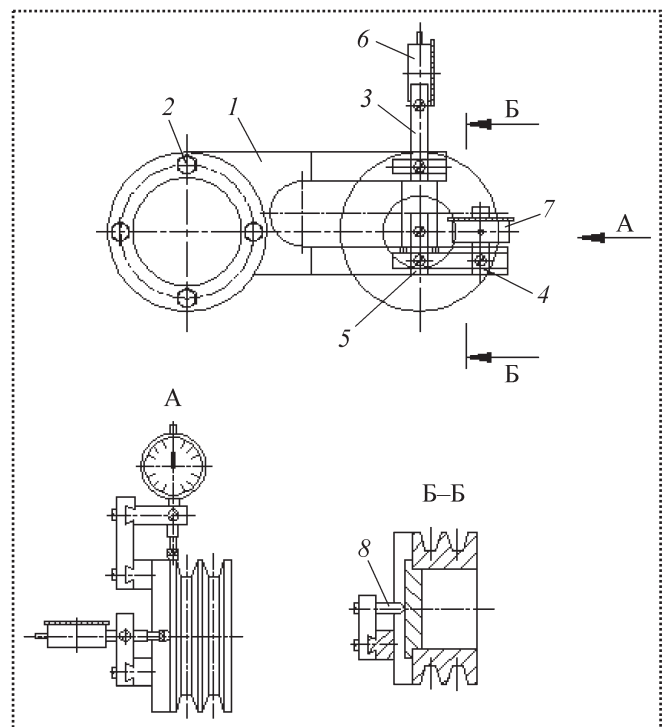


Рис. 1. Контрольно-измерительное приспособление для клиноременных передач



сительно приводного механизма – дизеля ЯМЗ240Д.

Главный элемент данного приспособления штанга 1 крепится к ведущему шкиву болтами 2. На штанге расположены стойки 3, 4, 5, на которых с помощью винтов установлены индикаторы 6, 7 и наконечник 8, а в месте крепления стойки с наконечником находится шкала с делениями, соответствующими межосевым расстояниям механизмов клиноременных передач.

Для того чтобы установить исполнительный механизм на требуемом расстоянии относительно продольной оси дизеля, необходимо разместить стойку на отметке шкалы заданного межосевого расстояния и перемещать этот механизм до совпадения острия наконечника с центральным отверстием ведомого шкива. Одновременно обеспечивается предварительная плоскостность торцовых поверхностей ведущего и ведомого шкивов.

Окончательный допуск плоскостности в горизонтальном направлении определяется индикатором 7. При этом сначала исполнительный механизм перемещают до тех пор, пока стрелка индикатора не покажет значение, соответствующее требуемой плоскостности. Затем, вращая ведомый шкив и при необходимости перемещая вправо или влево исполнительный механизм, устраняют его торцовое биение относительно ведущего шкива.

Аналогично индикатором 6 контролируют радиальное биение, допуск которого обеспечивается регулировочными прокладками, устанавливаемыми под передние или задние лапы корпуса механизма.

Таким образом, индикаторными приборами, реализованными в измерительном приспособлении, с высокой точностью можно определить погрешности торцового и радиального биения ведомого шкива клиноременной передачи относительно ведущего. Это позволяет достичь минимальных технологических погрешностей расположения элементов привода относительно базовых поверхностей, что обеспечивает высокую тяговую способность передачи, обусловленную полным прилеганием рабочих поверхностей клиновых ремней к канавкам шкивов.

#### Автоматическая балансировка шкивов

Неуравновешенность шкивов – одна из главных причин возникновения вибрационных колебаний элементов привода клиноременных передач авто-

мотрис. Одно из основных требований, предъявляемых к шкивам передач, – состояние их динамического равновесия, характеризующегося равенством нулю главного вектора и момента неуравновешенных сил.

В зависимости от соотношения диаметра и ширины шкивы должны удовлетворять требованиям статической и динамической неуравновешенности. Статическая неуравновешенность определяется эксцентриситетом, динамическая – главным вектором и моментом дисбаланса шкива.

Шкивы клиноременных передач автотрис подвергаются одноплоскостной балансировке, которая предполагает расчет корректирующих масс последовательно для каждой плоскости коррекции. При этом используют метод одновременного измерения амплитуд и фаз вибраций, требующих двух пусков: с начальным дисбалансом и пробной массой  $m_n$ , во время которых измеряют амплитуды  $A_0$  (начальной вибрации),  $A_{01}$  (при пусках с пробными массами) и угол сдвига фазы колебаний.

По этим данным строят векторный треугольник вибраций, из которого находят амплитуду  $A_1$ , соответствующую вибрациям от действия пробной массы. Корректирующая масса  $m_k = m_n A_0 / A_{01}$ , а угол между векторами  $\bar{A}_0$  и  $\bar{A}_1$  определяет место ее установки относительно пробной массы.

При эксплуатации автотрис возникает режимное изменение дисбаланса, обусловленное несимметрией деформаций под действием центробежных сил и температурных полей, ослаблением соединения, неравномерностью обжатия. Режимное изменение дисбаланса является следствием технологического процесса, происходит с различными скоростями и имеет, как правило, случайный характер.

Для устранения режимного изменения дисбаланса следует проводить дополнительную балансировку. В этом случае необходимо использовать автобалансирующие устройства, автоматически компенсирующие изменение дисбалансов шкивов в процессе работы без остановки дизеля, что сокращает срок обслуживания и устранения дефектов элементов передачи.

По способу компенсации дисбаланса рекомендуется применять устройство, балансирующее шкивы путем совмещения их главных осей с центральной осью инерции (принудительное центрирование). В автобалансирующих устройствах при-

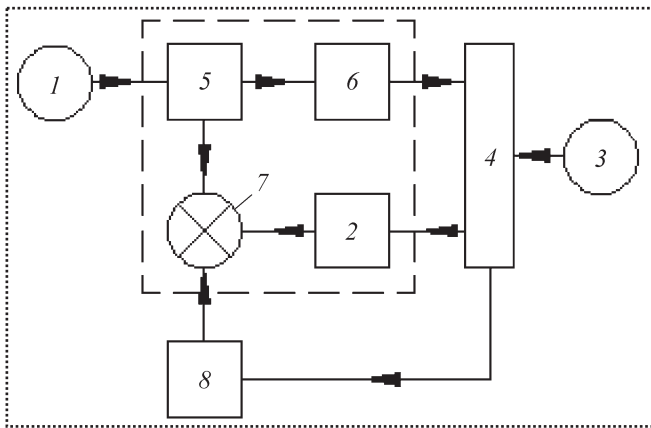


Рис. 2. Автоматическое балансировочное устройство

нудительного центрирования совмещение оси вращения с главной центральной осью инерции достигается путем размещения между цапфами ротора и внутренними обоймами подшипников качения, позволяющих создавать эксцентricность цапфы относительно обоймы.

Достаточно точная и производительная автоматическая балансировка шкивов клиноременных передач автомотрис может достигаться устройствами с направленным перемещением корректирующих масс, управляемых с помощью следящих систем. Такие устройства (рис. 2) являются замкнутой системой автоматического регулирования непрерывного действия, питающейся от внешнего источника энергии 1.

Система содержит чувствительный элемент 2, определяющий положение и величину вектора дисбаланса 3 в результате учета динамических свойств балансируемого шкива 4; исполнительный механизм 5, обеспечивающий требуемое перемещение корректирующих масс 6; усилительно-преобразующее устройство 7 для усиления снимаемых с чувствительного элемента сигналов и программное устройство 8 – регулятор, с помощью которого корректируется работа системы для учета изменения фазы между векторами дисбаланса и прогиба на различных скоростях вращения.

На докритических скоростях чувствительный элемент показывает тяжелую, а на закритических – легкую стороны шкива. При уравновешенном состоянии шкива чувствительный элемент отключает исполнительный механизм.

#### Вывод

*Предложенные приспособления обеспечивают высокую точность расположения исполнительных механизмов, а также точную и производительную автоматическую балансировку шкивов.*

#### Библиографический список

1. **Динамические** процессы в транспортных системах // Под ред. А.Н. Савоськина. – М.: Транспорт, 1978. 72 с.
2. **Динамические** свойства приводов и их элементов: Сборник статей / Под ред. С.В. Костина. – М.: Наука, 1981. 81 с.
3. **Динамические** силы на подвижном составе и в пути: сборник статей // Под ред. М.Ф. Вериги, Л.О. Грачевой. – М.: Транспорт, 1976. 95 с.



## ПРОЕКТИРОВАНИЕ ОБЪЕМНЫХ ГИДРОПРИВОДОВ

(Библиотека конструктора)

М.Е. Гойдо

2009. – 304 с. ISBN: 978-5-94275-427-3

Цена 440 р. с НДС

Приведены классификация объемных гидроприводов; правила выполнения их схем; математическое описание процессов, происходящих при работе гидроприводов; типовые схемные решения, используемые при проектировании объемных гидроприводов; выбор параметров и исследование характеристики работы объемных гидроприводов различного назначения и исполнения при разных условиях нагружения; применение САПР при проектировании гидроприводов.

Для инженеров-конструкторов, изготовителей, а также обслуживающего персонала гидрооборудования, может быть полезна преподавателям и студентам вузов.

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

# СБОРКА С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ КЛЕЯ

И.И. Воячек, д-р техн. наук, Д.В. Кочетков (Пензенский государственный университет)  
voyachek@list.ru

## Повышение функциональных характеристик резьбовых соединений при сборке с анаэробными материалами

*В статье приводятся результаты исследования влияния анаэробных материалов на статическую прочность резьбовых соединений. Установлено, что присутствие в зоне контакта деталей полимеризованных анаэробных материалов существенно увеличивает прочность соединений. Кроме того, в значительной степени выравнивается нагрузка по виткам резьбы.*

*The research results of impact of anaerobic materials on screw joints' static capacity are described in the article. It is set up that presence in the machine part's contact zone of polymerized anaerobic materials increase the resistance of the joints substantially. Also it results in a more even load of turns of thread.*

**Ключевые слова:** сборка, резьбовые соединения, анаэробные материалы, функциональные характеристики, статическая прочность.

**Key words:** assembling, screw joints, anaerobic material, functional characteristic, static capacity.

Одна из основных задач машиностроения на современном этапе – комплексное повышение функциональных характеристик деталей и узлов машин, осуществляемое эффективно, с наименьшими затратами. Надежную работу изделия во многом определяет качество резьбовых соединений, составляющих в среднем 15–20 % общего количества соединений, а в некоторых отраслях – до 70 %.

К основным характеристикам функционального качества резьбовых соединений относятся:

- статическая прочность при действии различных нагрузок;
- длительная и кратковременная (малоцикловая) усталостная прочность;
- герметичность;
- сопротивление самоотвинчиванию.

Эти характеристики в большинстве случаев обеспечиваются конструкторскими методами, что, во-первых, приводит, как правило, к усложнению конструкции соединения и повышению ее себестоимости, а во-вторых, не всегда возможно.

В то же время существуют эффективные технологические методы обеспечения эксплуатационных свойств соединений, среди которых весьма перспективно управление контактным взаимодействием сопрягаемых деталей. Как показывает практика, наиболее прост и экономичен метод введения в зону контакта деталей анаэробных материалов [1, 2], которые выпускают как зарубежные (Loctite, Chester Molecular, Permabond, Holdtite), так и отечественные фирмы (ФГУП "НИИполимеров").

Анаэробные материалы представляют собой одноконтентные полимерные составы, способные длительное время находиться в жидком состоянии и сравнительно быстро полимеризоваться на металлических поверхностях при отсутствии контакта с кислородом воздуха, например, попадая в закрытый объем. Заполняя пустоты зоны контакта, анаэробный материал значительно увеличивает герметичность соединений и площадь фрикционного взаимодействия деталей, а после полимеризации обеспечивает достаточную прочность на сдвиг, что приводит к повышению силы трения. Анаэробные материалы отличаются влагостойкостью, устойчивостью к агрессивным средам, широким температурным диапазоном работоспособности.

Поскольку анаэробные материалы обладают достаточно высокими адгезионными свойствами, их можно применять в соединениях, работающих на срез, сдвиг и отрыв. На прочность соединения влияют фактическая степень полимеризации, температурное старение и теплостойкость материала.

Таким образом, совокупность физико-механических свойств, а также результаты практического применения анаэробных материалов позволяют сделать вывод об их перспективности для повышения функционального качества резьбовых соединений, что подтверждается результатами проведенных исследований, например [2]. Однако в данной работе изучали в основном влияние анаэробных материалов на момент отвинчивания и самоотвинчивание резьбовых соединений при действии вибрационных нагрузок.

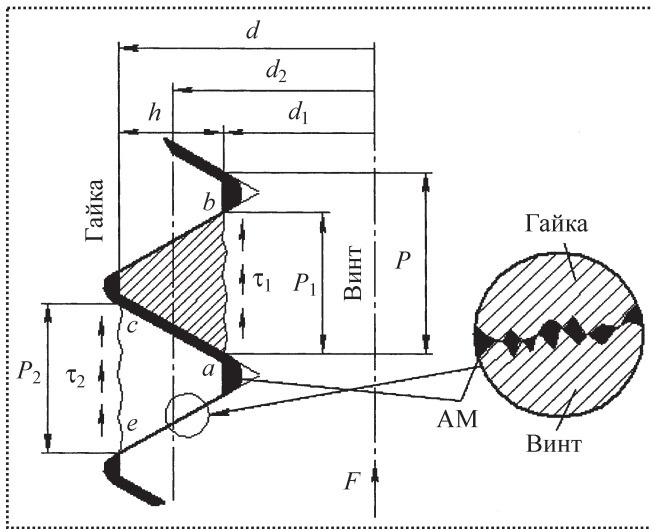


Рис. 1. Схема среза витков резьбы и расположения анаэробного материала в зоне контакта деталей

В настоящей работе исследовано влияние анаэробных материалов на статическую прочность резьбовых соединений, связанную со срезом витков резьбы, а также на выравнивание внешней нагрузки между ними.

При действии статической нагрузки наиболее характерны разрушение стержня винта и срез (смятие) витков резьбы. Срез резьбы винта происходит по диаметру  $d_1$ , гайки – по диаметру  $d$  (рис. 1). При одинаковой прочности винта и гайки расчет ведут по диаметру  $d_1$  как наименьшему, а в случае использования гайки меньшей прочности, чем винт, дополнительно проверяют на прочность резьбу гайки по диаметру  $d$  [3].

Таким образом, для резьбы винта и гайки напряжения среза витков находят по формулам:

$$\tau_1 = \frac{F}{\pi d_1 k_1 H_r k_m}; \quad (1)$$

$$\tau_2 = \frac{F}{\pi d k_2 H_r k_m}, \quad (2)$$

где  $F$  – усилие среза;  $H_r$  – высота гайки;  $k_1 = P_1/P$  или  $k_2 = P_2/P$  – коэффициент полноты резьбы (см. рис. 1), для резьбы винта  $k_1 \approx 0,75$ , для резьбы гайки  $k_2 \approx 0,87$ ;  $k_m$  – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по виткам резьбы с учетом пластических деформаций в зоне наиболее нагруженных витков, для резьб с крупным шагом  $k_m = 0,7 \dots 0,75$ , с мелким –  $k_m = 0,65 \dots 0,7$  [3].

При разрушении резьбового соединения, собранного с анаэробным материалом, часть усилия тратится на срез последнего на участках  $L_1 = P - P_1$  и  $L_2 = P - P_2$ , поэтому формулы (1) и (2), преобразованные относительно усилия среза, будут выглядеть следующим образом:

$$F_1 = \left[ \tau_1 + \tau_{\text{сд}}^{\text{ам}} \left( \frac{1-k_1}{k_1} \right) \right] \pi d_1 k_1 H_r k_m, \quad (3)$$

$$F_2 = \left[ \tau_2 + \tau_{\text{сд}}^{\text{ам}} \left( \frac{1-k_2}{k_2} \right) \right] \pi d k_2 H_r k_m, \quad (4)$$

где  $\tau_{\text{сд}}^{\text{ам}}$  – напряжение сдвига анаэробного материала.

Для подтверждения зависимостей (1) и (3) проведен эксперимент по определению усилия среза витков резьбы винта при статическом нагружении соединения осевой силой (рис. 2).

Испытывали резьбовое соединение М8 – 6Н/6g ( $d_1 = 6,647$  мм,  $d = 8$  мм,  $P = 1,25$  мм,  $H_r = 6,5$  мм,  $Ra = 1,6$  мкм). Материал винта и гайки – сталь 35Х (класс прочности винта 8.8, предел текучести  $\sigma_T = 640$  МПа ГОСТ Р 52627–2006), покрытие – цинк.

Собирали четыре группы резьбовых соединений по пять образцов в каждой группе. Испытывали соединения без анаэробного материала и с анаэробными материалами разных марок фирмы Permabond: А131 ( $\tau_{\text{сд}}^{\text{ам}} = 6$  МПа), НМ165 ( $\tau_{\text{сд}}^{\text{ам}} = 20$  МПа), НМ162 ( $\tau_{\text{сд}}^{\text{ам}} = 35$  МПа). Фиксировали усилия среза витков резьбы (срезались витки винта), средние значения  $F_{\text{ср}}$  которых показаны на рис. 3.

Из графика видно, что при введении в зону контакта анаэробного материала экспериментальное усилие среза витков резьбы существенно увеличивается, например, для НМ162 – на 49,1 %. В то же время расчетное усилие среза, определенное по зависимостям (1) и (3), показывает увеличение  $F_{\text{ср}}$  лишь на 3,2 % (при  $k_m = 0,75$ ). Следовательно, механизм увеличения статической прочности резьбы

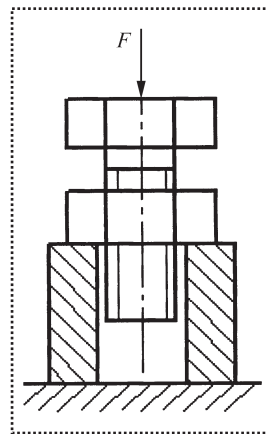


Рис. 2. Схема статического нагружения резьбового соединения осевой силой

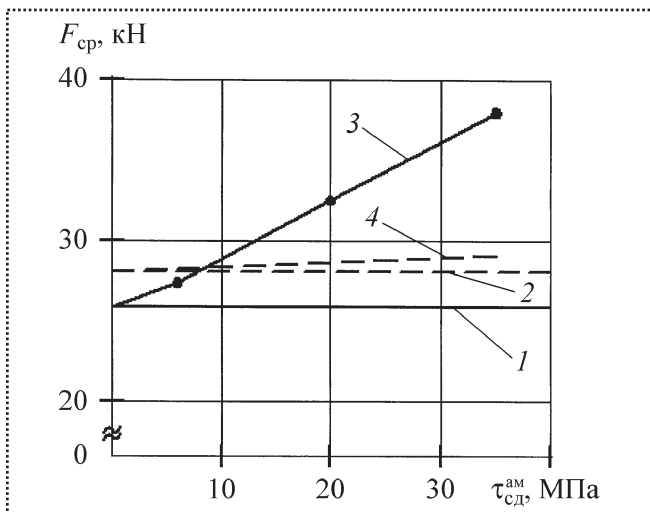


Рис. 3. Усилие среза витков резьбы:

1 – экспериментальное без анаэробного материала (АМ); 2 – рассчитанное по формуле (1) без АМ; 3 – экспериментальное с АМ; 4 – рассчитанное по формуле (3) с АМ

при использовании анаэробного материала существенно иной.

По нашему мнению, резьбовое соединение с анаэробным материалом необходимо рассматривать как композит, состоящий из слоев металла и прослойки анаэробного материала, причем деформирование последнего затруднено, так как он находится в замкнутом пространстве. Через анаэробный материал передается осевая нагрузка от одних витков резьбы на другие, т.е. нагрузку в данном случае воспринимают все витки практически одновременно в отличие от резьбового соединения, собранного без анаэробного материала.

Таким образом, при наличии анаэробного материала нагрузка по отдельным виткам распределяется более равномерно. Причем на эффект от его использования не оказывают существенного влияния отклонения размеров и геометрии резьбовых по-

верхностей деталей, т.е. можно снизить требования к точности резьбовых соединений.

Для подтверждения данного заключения провели расчет резьбовых соединений методом конечных элементов. Применение численных методов для решения этой задачи позволяет учесть:

- деформирование сопрягаемых поверхностей;
- неравномерное контактное давление и условия контактного взаимодействия сопрягаемых деталей;
- податливость гайки;
- скольжение деталей по поверхностям витков;
- неоднородное распределение деформаций по диаметру стержня болта.

Результаты расчета резьбовых соединений с анаэробным материалом и без него приведены в табл. 1. При расчете реализовывали схему нагружения резьбового соединения, показанную на рис. 2, и учитывали трение между витками резьбы винта и гайки ( $f$  – коэффициент трения).

Выявлено, что нагрузка на первый виток резьбового соединения, собранного с применением наиболее прочного анаэробного материала, уменьшилась на 42,6 %, а средняя нагрузка на витки – на 39,6 %, т.е. часть нагрузки воспринимает анаэробный материал, находящийся в пустотах зоны контакта.

Таким образом, применение анаэробных материалов позволяет повысить статическую прочность резьбовых соединений, причем увеличение зависит от прочности материала. Кроме того, существенно выравнивается нагрузка по виткам резьбы (см. табл. 1). Для получения максимального эффекта следует применять анаэробные материалы с наиболее высокими прочностными характеристиками ( $\tau_{сд}^{ам} = 30...35$  МПа).

В формулах (1)–(4) эффект от применения анаэробного материала можно учесть изменением ко-

Таблица 1

#### Распределение нагрузки между витками в резьбовом соединении

| Модель резьбовых соединений                            | Доля нагрузки на витки, % |       |       |       |       | Нагрузка на витки, % |         |
|--|---------------------------|-------|-------|-------|-------|----------------------|---------|
|  | 1                         | 2     | 3     | 4     | 5     | суммарная            | средняя |
| Без АМ, $f=0$  | 28,16                     | 18,62 | 14,4  | 13,12 | 25,63 | 99,93                | 19,99   |
| Без АМ, $f=0,1$  | 29,58                     | 17,6  | 13,83 | 12,47 | 24,22 | 97,7                 | 19,54   |
| С применением АМ, $f=0,4$ ( $\tau_{сд}^{ам} = 35$ МПа) | 16,99                     | 11,54 | 9,02  | 7,78  | 13,71 | 59,04                | 11,81   |



Таблица 2

Рекомендуемые значения  
коэффициента  $k_m$ 

| Марка АМ | $\tau_{сд}^{ам}$ , МПа | $k_m$      |
|----------|------------------------|------------|
| A131     | 6                      | 0,7...0,75 |
| HM165    | 20                     | 0,8...0,85 |
| HM162    | 35                     | 0,9...0,95 |

ээффициента  $k_m$ , рекомендуемые значения которого представлены в табл. 2.

**Вывод**

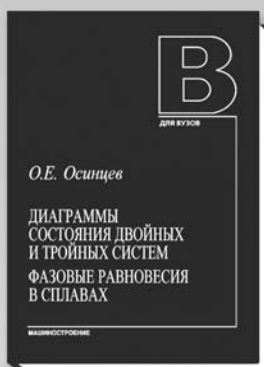
*Проведенные теоретические и экспериментальные исследования показали, что применение анаэробных материалов при сборке резьбовых соединений позволяет:*

– существенно повысить их статическую прочность и обеспечить более равномерное распределение нагрузки по виткам резьбы без применения сложных конструктивных решений;

– снизить требования к точности размеров и формы резьбовых поверхностей и, следовательно, уменьшить затраты на технологическое обеспечение качества соединений.

**Библиографический список**

1. **Воячек И.И.** Применение анаэробных материалов при сборке неподвижных соединений типа вал–втулка // Сборка в машиностроении, приборостроении. 2003. № 9. С. 33–37.
2. **Воячек И.И.** Сборка резьбовых соединений с применением анаэробных материалов // Сборка в машиностроении, приборостроении. 2003. № 10. С. 24–26.
3. **Детали машин:** учеб. для вузов / Л.А. Андриенко, Б.А. Байков, И.С. Ганулич и др.; под ред. О.А. Ряховского. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2002. 544 с.

**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 невариантными 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, Стромьинский пер., 4; по факсу: (499) 269-48-97; по e-mail: realiz@mashin.ru  
Дополнительную информацию можно получить по телефонам: (499) 269-66-00, 269-52-98 и на сайте WWW.MASHIN.RU



УДК 621.9.047

А.П. Печагин, В.П. Смоленцев, д-р техн. наук,  
А.И. Найденов (Воронежский механический завод, Воронежский ГТУ, ЗАО "ОКБМ")  
e-mail: smol@comch.ru

## Повышение точности сборных корпусных деталей путем искусственного старения методом магнитоимпульсной обработки

*В работе исследован метод импульсной магнитной стабилизации формы сборных корпусных деталей, получаемых сваркой из стандартных профилей. Разработаны технологические режимы, рекомендации по проектированию технологических процессов применительно к корпусным деталям оборудования. Показаны возможности магнитоимпульсной стабилизации по обеспечению точности сварных изделий в течение гарантированного срока их эксплуатации. Применение исследованного метода позволяет снизить потребность в крупногабаритном термическом оборудовании, сокращает производственный цикл выпуска изделий, дает большую экономию тепловой энергии.*

*The article covers the method of magnetic-impulse stabilization of shapes of body assemblies produced by standard section welding. Operating practices and instructions on designing of manufacturing processes relating to the equipment body parts are developed. Magnetic-impulse stabilization capabilities to assure accuracy of welded products during their guaranteed operating life are shown. Application of the examined method allows to reduce demand in large dimension heat-treatment equipment, decrease the production cycle of product release, and provide significant thermal energy saving.*

**Ключевые слова:** магнитоимпульсная обработка, корпусная деталь, стабилизация формы.

**Key words:** magnetic-impulse machining, body part, stabilization of shapes.

Точность корпусных деталей определяется качественными характеристиками станков и станочных систем [1]. В настоящее время при комплектовании предприятий оборудованием часто используют систему индивидуальных заказов, при которой изготовление литых базовых корпусных деталей (станин, стоек и др.) становится нерентабельным. Эти детали

пытаются заменить сборными сварными конструкциями из стандартных профилей.

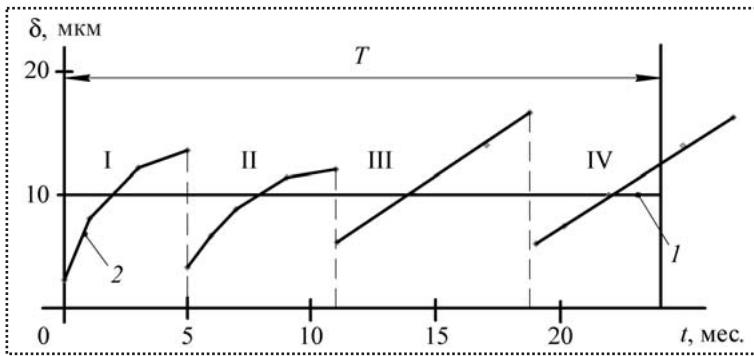
Исследования в этой области [1] проводили в течение ряда лет на станкостроительных заводах, в НИИ и подразделениях крупных машиностроительных фирм, выпускающих для своих нужд нестандартное оборудование. Подобный опыт имеется также у станкостроителей зарубежных стран (например в Швейцарии), где сварные станины в течение длительного периода проходят старение в процессе хранения. За это время происходит перераспределение внутренних напряжений, стабилизируются форма и размеры сварных узлов.

Однако указанный способ не нашел распространения при выпуске малых партий оборудования и оснастки по индивидуальным заказам, так как сроки поставок заказчику изделий значительно меньше, чем период естественного старения сварных конструкций.

Нормализация и отжиг крупногабаритных сварных корпусных изделий дают [1] положительный эффект, но большинство станкостроительных заводов не имеет оборудования для термообработки крупногабаритных сборных узлов. В результате сварные конструкции коробились при эксплуатации, что нарушало работоспособность оборудования, особенно крупногабаритного.

На рис. 1 приведены результаты замеров на Воронежском станкостроительном заводе точности сварных станин плоскошлифовальных станков с размером стола 1000 мм. Гарантийный срок безотказной работы такого оборудования составлял 2 года.

Как видно, сварные станины большой длины быстро утрачивают прямолинейность и через 2–3 месяца эксплуатации оборудование требует ремонта или не способно обеспечивать точность, необходимую для чистовой обработки (производителем заявлена погрешность до 10 мкм). Наблюдения показали, что нарушение профиля станины повторяется в течение 1,5–2 лет.



**Рис. 1.** Изменение погрешности  $\delta$  направляющих плоскошлифовального станка со сварной станиной:

*I* – норматив точности;  
*2* – изменение погрешности;  
 I–IV – межремонтный период;  
*T* – гарантийный срок работы оборудования

Попытки стабилизировать внутренние напряжения виброударной обработкой не дали положительного результата из-за вторичного перераспределения сил и коробления сложных сварных конструкций, хотя известно [2], что на простых образцах получено выравнивание напряжений до уровня, обеспечивающего стабильные геометрические параметры изделий.

Для импульсной магнитной обработки крупных деталей (размеры сварных корпусов могут достигать десятков метров) не требуется крупногабаритных печей. Кроме того, резко снижаются энергозатраты на нагрев изделий, поскольку для нормализации сварных конструкций требуется оборудование мощностью до 500 кВт, в то время как мощность магнитоимпульсных установок (например, мод. 4042) – до 60 кВт.

В процессе магнитоимпульсной обработки крупногабаритные детали размещаются на столе установки или перемещаются относительно индуктора. Во втором случае длина обрабатываемых изделий не ограничена, что расширяет технологические возможности изготовителя.

При этом корпусные детали сохраняют точность геометрической формы до 3 лет, что превышает гарантийные сроки.

Для расчета технологических режимов магнитоимпульсной обработки используют энергетический подход [3], учитывающий баланс энергии между внешним воздействием и внутренними процессами, вызывающими перераспределение остаточных напряжений до их выравнивания по сечениям изделия. В зависимости от формы сварной

конструкции и материала сборочных единиц процесс стабилизации включает этапы:

– *подвод магнитной энергии в место импульса.*

На выпускаемых установках энергия импульса достигает 20 кДж. Для обеспечения качества обработки требуется использовать режимы, учитывающие напряжение, емкость конденсаторов, частоту следования импульсов, амплитуду, зазор между рабочей поверхностью индуктора и изделием. Часть параметров режимов назначается из справочников, другие рассчитываются, например, по [4];

– *расчет локальной мощности энергии импульса, поступившей на участки изделия с различной геометрией и материалом деталей, входящих в соединение.*

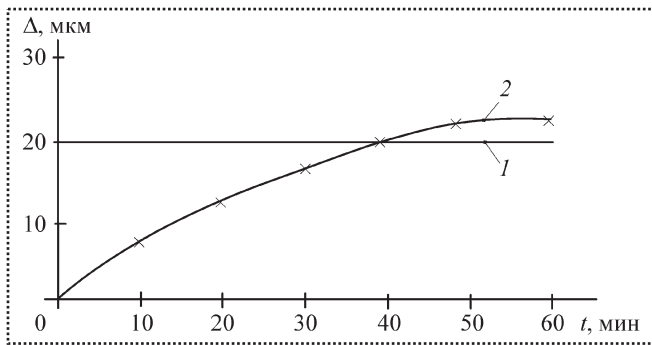
В первом приближении подводимая в импульсе энергия перераспределяется обратно пропорционально расстоянию от индуктора до участка конструкции. При этом учитывают только ту часть энергии, которая в состоянии произвести работу по образованию колебаний элемента детали. Остальная энергия теряется на нагрев индуктора, воздушной среды, изделия, что снижает [4] коэффициент использования процесса до 40 % и ниже (до 10 %).

Для эффективного использования магнитоимпульсной стабилизации желательно применять резонансные колебания сварных изделий. С учетом потерь можно расчетным путем установить резонансные частоты и соответствующие им амплитуды колебаний рассматриваемого участка.

Расчет выполняют с учетом граничных условий, учитывающих получение наибольшей амплитуды колебаний участка, не вызывающих превышения предела прочности материала изделия на растяжение (для вязких сплавов) или сжатие (для хрупких материалов). По локальной мощности можно установить технологическую скорость перемещения обрабатываемых участков изделия относительно индуктора, что позволяет значительно сократить время операции и избежать появления импульсных напряжений, вызывающих повреждение объекта стабилизации;

– *оценка эффективности и определение времени на структурные преобразования и перераспределение внутренних напряжений после импульсных воздействий.*

Эксперименты (рис. 2) показали, что внешние проявления преобразований в форме деформаций



**Рис. 2. Деформация  $\Delta$  сварной станины после стабилизации:**  
1 – допуск на геометрические параметры станины; 2 – величина деформации

происходят в течение десятков минут и могут существенно изменить геометрические параметры сборочных единиц. Как видно, длительность операции назначается в зависимости от допустимой деформации заготовки станины (для длины 100 мм предельное отклонение от прямолинейности после обдирки не превышает 20 мкм). Тогда время стабилизации составляет около 40 мин.

Поскольку корпусные детали перед сборкой проходят окончательную обработку, то целесообразно назначить незначительный (в пределах нескольких часов) период естественного старения между окончанием стабилизации и началом финишных механических операций. При этом погрешность контактных поверхностей перед сборкой может снижаться до нескольких микрометров (в зависимости от возможностей оборудования на чистовой обработке).

На рис. 3 приведена схема установки для электромагнитного старения, подробно рассмотренная в работе [4]. Емкость  $C$  конденсаторов установки зависит от толщины  $h$  изделия в месте воздействия импульса:

$$C \leq \frac{h^4}{0,25L\chi^2\mu^2}, \quad (1)$$

где  $L$  – индуктивность разрядной цепи установки (контур III на рис. 3);  $\chi$  – удельная проводимость материала изделия;  $\mu$  – его магнитная постоянная.

Толщина изделия – переменная величина, поэтому необходимо подбирать режимы в зависимости от места действия импульса на изделие.

Величины  $\chi$ ,  $\mu$ , зависящие от материала изделия и его состояния, для технологических расчетов принимают постоянными (справочные данные).

Емкость конденсаторов генератора выбирают не ниже 100 мкФ [4].

Индуктивность  $L$  по [4]:

$$L = \frac{R_2^2 C}{4}, \quad (2)$$

где  $R_2$  – суммарное эквивалентное сопротивление разрядной цепи.

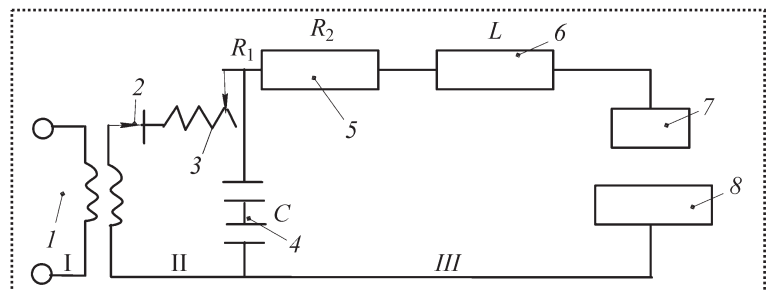
Индуктивность можно рассчитать численными методами, но на практике ее принимают постоянной –  $L \approx 1$  мкГн. Зазор между индуктором и изделием составляет 0,5...1,5 мм.

Расчетную емкость округляют в сторону снижения до величины, имеющейся в установке.

Напряжение  $U$  в индукторе и изделии согласно [4]:

$$U = \sqrt{\frac{\sigma_m L}{0,12\mu_0 (k_n N)^2}}, \quad (3)$$

где  $\sigma_m$  – максимальное напряжение в поверхностном слое изделия при действии импульса;  $\mu_0$  – магнитная постоянная передаточной среды (при стабилизации изделий на воздухе  $\mu_0 = 12 \cdot 10^{-7}$  Гн/м);  $k_n$  – постоянная напряженности магнитного поля на поверхности изделия со стороны индуктора;  $N$  –



**Рис. 3. Принципиальная схема электромагнитного процесса:**

I – внешняя сеть;

II – генератор;

III – контур разрядной цепи;

1 – трансформатор;

2 – выпрямитель;

3 – сопротивление  $R_1$ ;

4 – емкость  $C$  генератора;

5 – эквивалентное активное сопротивление  $R_2$  разрядной цепи;

6 – индуктивность  $L$  разрядной цепи;

7 – индуктор;

8 – обрабатываемое изделие

число витков обмотки индуктора (выбирается конструктивно, например, по [4]).

Граничным условием при расчете напряжений служит сохранность формы изделия, т.е.

$$\sigma_m \leq \sigma_T, \quad (4)$$

где  $\sigma_T$  – предел текучести материала изделия до начала трещинообразования (справочный материал).

Тогда формула (3) примет удобный для расчетов вид:

$$U = \sqrt{\frac{\sigma_T L}{0,12\mu_0 (k_H N)^2}}. \quad (5)$$

Предельное напряжение ограничено напряжением пробоя  $U_{пр}$  зазора между индуктором и изделием:

$$U_{пр} \geq U. \quad (6)$$

Диапазон изменения напряжения  $U = (1...4) \cdot 10^3$  В.

Для крупных деталей может потребоваться увеличение электромагнитных сил, что достигается повышением напряженности магнитного поля на поверхности изделия. Для этого нужно в начале импульса создать крутой фронт волны, что возможно только при большой силе разрядного тока, предельная величина которого

$$I_{max} \leq 0,5U_{пр} \sqrt{\frac{C}{L}}. \quad (7)$$

Для достижения  $I_{max}$  следует назначить напряжение не ниже расчетного по (5) и рассчитать по (1) емкость конденсаторов генератора ( $RC$ -схема на рис. 3). Кроме того, сила среднего тока  $I_{cp}$  является средством контроля стабильности режима обработки. Ориентировочно можно принять

$$I_{cp} \approx 0,5I_{max}. \quad (8)$$

Для управления процессом стабилизации требуется обеспечить наибольшую силу тока в импульсе. На рис. 4 показано изменение силы тока при единичном импульсе. Наибольшая мощность импульса наблюдается в первом полупериоде, что позволяет при назначении режимов использовать несколько параллельных генераторов, подающих

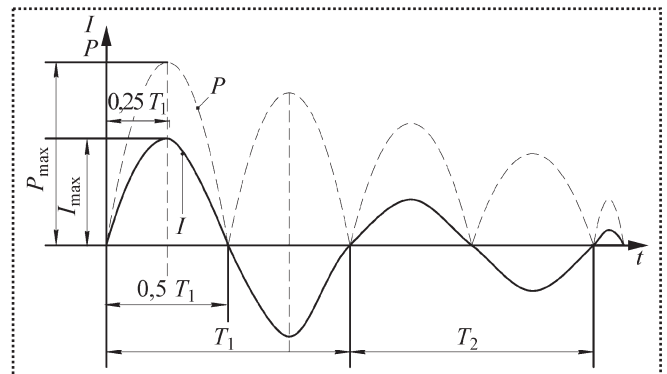


Рис. 4. Изменение силы тока  $I$  и мгновенной мощности  $P$  при затухающем воздействии импульса:

$T_1, T_2$  – периоды колебаний

импульсы со смещением по времени на величину полупериода.

Для стабилизации геометрии изделия необходимо использовать половину первого импульса, дающего наибольшую мощность. Все последующие показатели мощности единичного импульса значительно ниже и, как правило, быстро затухают, не давая положительного эффекта. Чем меньше  $R_2$  (см. рис. 3), тем более крутой фронт имеет волна и тем больше мгновенная мощность импульса. Сопротивление  $R_2$  подбирается при настройке установки с учетом приближенного расчета по рекомендациям [4]:

$$R_2 = 2\sqrt{\frac{L}{C}}. \quad (9)$$

Для снижения его величины желательно снизить индуктивность, что в процессе эксплуатации установки, как правило, не удастся. Поэтому повышают емкость до величины, ограниченной расчетом по формуле (1).

Сопротивление  $R_2$  вызывает нагрев заготовки и установки, однако тепловое действие импульсов следует учитывать только при высокой частоте их следования, когда энергия магнитных воздействий не успевает рассеиваться в воздушную среду. В созданных установках этот показатель не высок, хотя частота  $\nu$  является расчетным параметром процесса и зависит от периода следования импульсов и их числа до затухания.

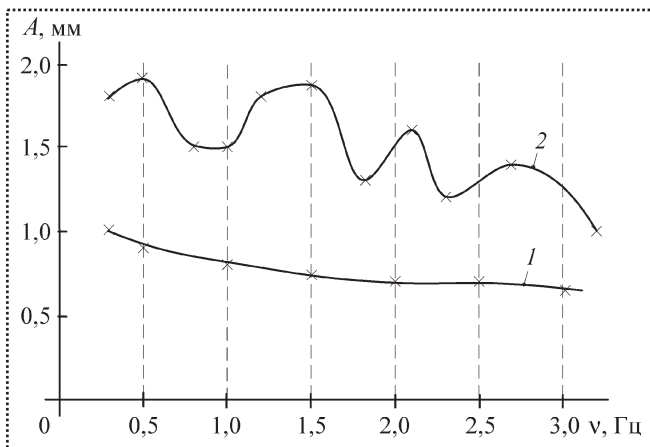


Рис. 5. Изменение амплитуды  $A$  колебаний изделий в зависимости от частоты  $\nu$ :

1 – пластина малой жесткости (энергия импульса 5 кДж);  
2 – сложная сварная корпусная деталь (энергия импульса 12 кДж)

Частоту  $\nu$ , зависящую от периода следования импульсов и числа периодов до затухания, найдем по зависимости

$$\nu = \frac{1}{R_2 C \lg \frac{U_0}{U_0 - U_{\text{пр}}}}, \quad (10)$$

где  $U_0$  – напряжение на электродах генератора (из [4]  $U_{\text{пр}} \approx 0,7U_0$ ).

Приблизительно ее можно найти по формуле

$$\nu = 0,837 \frac{1}{R_2 C}. \quad (11)$$

С учетом скважности импульсов их частота составляет 0,5...2 Гц.

Для обработки используют резонансные режимы, в которых частота изменяется в зависимости от режимов протекания процесса, места расположения опор, формы изделия. Для неплоских деталей применяют концентраторы магнитной энергии, представляющие, с одной стороны, зеркальное отображение обрабатываемой поверхности изделия, а с другой – плоскость. Зазор между концентратором и деталью составляет 0,5...1,5 мм с погрешностью в пределах обрабатываемой поверхности не более 0,3 мм.

Созданные установки оснащены датчиками вибраций, подающими сигналы из зоны индуктора. Для каждого его положения микропроцессор в

начале стабилизации определяет резонансную частоту, на которой выполняется обработка участка.

Частотой следования импульсов управляют, изменяя напряжение в формуле (10). В зависимости от расположения индуктора (одного или нескольких) формируются резонансные пики, отражающие колебания отдельных частей или всего изделия (рис. 5).

Как видно, резонансные явления при малой энергии импульса (кривая 1) практически не проявляются даже для изделий простой формы с невысокой жесткостью. При настройке технологических режимов, например, для листа из сварных участков, его размещают на опоры, которые расположены в узлах колебаний на расстоянии примерно 0,22...0,25 длины от кромки. При этом наблюдается незначительный прогиб изделия до начала стабилизации, что способствует увеличению амплитуды и ускоренному выходу на резонансный режим.

Корпусную деталь сложной формы (кривая 2 на рис. 5) устанавливают на основные и вспомогательные опоры, размещенные вблизи узлов колебаний. Импульсы подают с частотами, соответствующими местным экстремальным значениям амплитуд, устанавливаемым по сигналам датчиков вибраций. Общее число импульсов, подаваемых на каждый участок изделия, изменяется от 15 до 30 и уточняется по результатам измерения положения участков изделия.

На Воронежском станкостроительном заводе проведен большой объем экспериментальных исследований, подтвердивших возможность использования сварных узлов из стандартных профилей в качестве корпусных деталей оборудования. Полученные результаты приведены в таблице (изменение размеров через три месяца после изготовления и сборки станка).

Допуск на базовые детали оборудования составляет 10...20 мкм. Из таблицы видно, что деформация изделий без стабилизации через три месяца значительно превышает допустимую. Изделия, подвергнутые стабилизации на магнитоимпульсной установке, сохранили геометрические параметры в заданных пределах. При этом для них не понадобилась последующая чистовая обработка, так как припуск после стабилизации снизился до 0,05...0,1 мм. Достаточно было перед сборкой выполнить шабрение или полировку, а в ряде случаев



| Изделие                              | Габаритные размеры, мм | Режимы       |             |                              | Изменение размеров, мм |                    |
|--------------------------------------|------------------------|--------------|-------------|------------------------------|------------------------|--------------------|
|                                      |                        | Энергия, кДж | Частота, Гц | Время обработки участка, мин | без стабилизации       | после стабилизации |
| Стойка сварная из стальных профилей  | 2800×1380×560          | 8            | 1...2       | 32...35                      | 0,2                    | 0,01               |
| Станина сварная из стальных профилей | 6770×790×710           | 17           | 0,5...1     | 38...40                      | 0,8                    | 0,02               |
| Балка сварная из листа и профиля     | 1140×1090×415          | 11           | 1...1,5     | 15...20                      | 0,6                    | 0,02               |
| Стол сварной (лист и профиль)        | 3200×630×313           | 10           | 1           | 10...12                      | 0,15                   | 0,01               |
| Каретка стальная сварная             | 895×780×282            | 12           | 1,5         | 22...25                      | 0,3                    | 0,02               |

полностью исключить обработку перед сборкой и в процессе соединения деталей.

Анализ результатов испытаний показывает, что после стабилизации размеров сварных деталей методом электромагнитного старения литые станины и другие корпусные конструкции оборудования могут быть заменены на сварные из стандартных профилей. Это весьма актуально, так как станкостроительные предприятия загружены в основном ремонтом и модернизацией ранее выпущенного оборудования и экономически целесообразно заменять литые детали на сварные узлы со стабили-

зацией их геометрии магнитоимпульсным методом.

#### Библиографический список

1. **Проектирование** металлорежущих станков и станочных систем / Под ред. А.С. Пронникова. – М.: Машиностроение, 1994.
2. **Бабичев А.П., Бабичев И.А.** Основы вибрационной технологии. – Ростов н/Д: ДГТУ, 2008. 694 с.
3. **Щипачев А.М., Мухин В.С.** Определение предела выносливости с учетом параметров качества поверхностного слоя // Изв. вузов. Авиационная техника. – 1999. № 3. С. 23–25.
4. **Электрофизические** и электрохимические методы обработки материалов. В 2 т. Т. 2 / Под ред. В.П. Смоленцева. – М.: Высшая школа, 1983. 208 с.

**В.Г. Шуваев**, канд. техн. наук (Самарский государственный технический университет)  
Тел. (499) 268-38-42

## Применение ультразвука для обеспечения качества сборки

*Рассмотрено комбинированное воздействие ультразвуковых и статических нагрузок в процессе сборки как эффективное средство направленного регулирования основных показателей качества формируемых соединений.*

*The article examines combined influence of ultrasonic and static loadings during assembly as effective means of directed regulation of basic quality parameters of joints being formed.*

**Ключевые слова:** ультразвуковые нагрузки, статические нагрузки, сборка, соединение.

**Key words:** ultrasonic loading, static loading, assembly, joint.

Сборка запрессовкой происходит путем совмещения координатных осей соединяемых вала и втулки и относительного перемещения деталей под

действием приложенной вдоль оси силы. Относительная неподвижность деталей в собранном изделии обеспечивается натягом и силами трения (сцепления) поверхностей сопряжения, зависящими от материала деталей, микрогеометрии сопрягаемых поверхностей и контактного давления. К характеристикам качества соединений с натягом относят точность относительного положения деталей и прочностные характеристики, отражающие способность сопротивляться взаимному смещению деталей под воздействием прикладываемых осевых сил и крутящих моментов.

Перспективные направления повышения эффективности и обеспечения качества сборки включают технологии, основанные на комбинированном воздействии нескольких видов энергии, в том числе энергии ультразвуковых колебаний. Использо-



зование таких колебаний малой амплитуды позволяет интенсифицировать сборочный процесс, что обусловлено рядом специфических особенностей воздействия ультразвука [1, 2]:

- высокая концентрация колебательной энергии, вводимой в зону контактирования деталей, обеспечивающая локальность воздействия при существенно меньших энергозатратах;
- значительное снижение сил сопротивления при сборке;
- самоцентрирование деталей;
- направленная модификация свойств поверхностных слоев контактирующих деталей, позволяющая на качественно новом уровне решать задачи повышения эксплуатационного ресурса изделий;
- возможность механизации и автоматизации технологического процесса сборки.

При направленном введении в зону контактирования деталей при сборке дополнительной ультразвуковой энергии происходит интенсивное разрушение оксидных пленок и образование вследствие этого в зоне трения ювенильных поверхностей и физического контакта. Одновременно в зависимости от направления колебаний в узлах схватывания возникают пропорциональные амплитуде колебаний циклические или сдвиговые напряжения и деформации, способствующие усталостному разрушению интерметаллических связей и уменьшению сил трения.

При одном и том же усилии ультразвуковые колебания позволяют получать большую абсолютную деформацию, чем при обычном нагружении, а эквивалентные деформации достигаются при значительно меньших усилиях деформирования. Применение ультразвуковых колебаний сопровождается уменьшением нагрузок на технологическое прессовое оборудование и энергозатрат при улучшении несущей способности соединений.

В зависимости от назначения и условий эксплуатации к неподвижным соединениям с натягом предъявляют различные требования:

- герметичность;
- жесткость стыка;
- демпфирующая способность;
- коррозионная стойкость и др.

Важнейшей характеристикой, позволяющей обеспечить эксплуатационные требования, является фактическая площадь контакта, зависящая от диаметра и длины соединения, а

также от микрогеометрии сопрягаемых поверхностей.

Топографические характеристики случайно-шероховатых поверхностей важны при их изучении в процессе контактного взаимодействия деталей при сборке, когда они соприкасаются по высоко расположенным пятнам этих поверхностей, которые деформируются, приводя к вступлению в контакт большего числа пятен. Чтобы количественно характеризовать поведение поверхностей, требуется знать стандартное отклонение высот неровностей, среднюю кривизну их вершин и плотность, т.е. их количество на единицу площади поверхности. Эти величины должны быть получены из информации, содержащейся в следе профилометра.

Профиль поверхности образуется в результате суммирования действия как периодических факторов, так и многочисленных случайных возмущений, в связи с чем его можно рассматривать как реализацию некоторой случайной функции. Поверхностная текстура наиболее часто измеряется с помощью профилометра, игла которого перемещается по выбранной линии на поверхности, при этом след профиля поверхности (профилограмма) воспроизводится в увеличенном масштабе (рис. 1).

По результатам измерений и обработки получают статистические данные распределения микронеровностей поверхностей деталей по высоте. Прежде всего необходимо определить центральную линию как прямую, для которой среднеквадратическое отклонение профиля минимально, что означает равенство площадей над линией и под ней.

Получение информации о форме профиля поверхности, т.е. распределении отклонений относительно средней линии основано на построении кривой опорной поверхности, которая характеризует расположение материала шероховатого слоя по высоте, причем для каждого распределения ве-

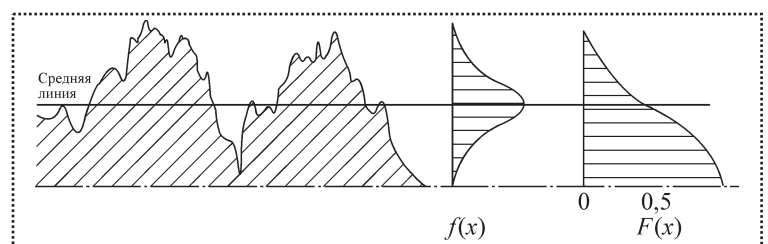


Рис. 1. Микрогеометрические характеристики поверхности детали



роятностей шероховатости имеется свое выражение кривой опорной поверхности. Кривая опорной поверхности является исходной зависимостью при расчете жесткости стыков, площади контакта, величины износа и других связанных с ними величин, характеризующих качество сборки.

Для построения кривой опорной поверхности профилограмму разбивают на ряд горизонтальных уровней, параллельных основанию (см. рис. 1, *a*), затем суммируют участки, ограничивающие ширину выступов на рассматриваемом уровне, которому соответствует некоторое сближение, равное расстоянию от вершины наиболее высокого выступа до данного уровня. Откладывая по оси абсцисс суммарную ширину выступов, а по оси ординат — сближение, получают кривую опорной поверхности  $F(x)$ , графически выражающую зависимость площади выступов от величины сближения.

Альтернативный подход к определению опорной кривой — использование элементарной статистики по функции распределения  $F(x)$  и плотности распределения  $f(x)$ . Функция распределения (интегральная кумулятивная) является количественной характеристикой распределения вероятностей микронеровностей поверхностей. Если обозначить через  $f(x)$  вероятность того, что высота поверхности в некоторой точке лежит между  $x$  и  $x + dx$ , то вероятность того, что высота, большая чем  $x$ , дается функцией распределения  $F(x) = \int_{-\infty}^x f(x) dx$ . В итоге

получим S-образную кривую, идентичную кривой опорной поверхности [3].

Выявлено, что многие реальные поверхности, особенно только что отшлифованные, дают распределение высот профиля, близкое к гауссовскому нормальному, которое определяется функцией

$$f(x) = \sigma(2\pi)^{-1/2} \exp(-x^2/2\sigma^2),$$

где  $\sigma$  — стандартное (среднеквадратическое) отклонение от средней высоты.

В процессе сборки происходит силовое замыкание деталей, которое сопровождается деформированием контактирующих поверхностей и изменением их микрогеометрии. При соединении двух поверхностей в общем случае можно считать, что соприкосновение происходит между теми выступами шероховатости, для которых сумма высот противлежащих сопряженных поверхностей наибольшая, причем эти выступы дают максимальное

отклонение в сторону увеличения суммарного размера сопряженных деталей. Вследствие дискретности касания происходит внедрение контактирующих выступов, которое при тангенциальном перемещении в процессе сборки приводит к силовому воздействию на исходный микропрофиль, сопровождаемому процессами микрорезания и смятия выступов. Это вызывает упругопластическое деформирование поверхностей, характер которого определяется величиной натяга и сборочным усилием. В результате процессов микрорезания и деформации (обмятия) материал микронеровностей перераспределяется: часть выступов сминается, а часть срезается. В то же время происходит подъем впадин как за счет пластического деформирования и вытеснения материала с вершин микронеровностей к основанию, так и за счет заполнения впадин продуктами изнашивания [4].

К определяющим параметрам при ультразвуковой сборке относятся:

- статическое усилие;
- скорость и время сборки;
- амплитуда, частота, фаза и схема введения дополнительной колебательной энергии в зону контактирования деталей.

Изменяя характер введения ультразвуковых колебаний, можно в некоторых пределах управлять процессами силового воздействия на исходный микро рельеф в процессе сборки. Формируемые при ультразвуковой сборке микро рельефы поверхностей зависят от схемы введения колебаний и характеризуются рядом особенностей по сравнению с традиционной сборкой. Это дает возможность регулировать параметры шероховатости поверхностей путем изменения направления приложения и амплитуды колебаний, причем осуществляется их наложение на основное движение деталей при сборке — тангенциальное перемещение.

На рис. 2 представлены некоторые варианты схем дополнительного введения ультразвуковых колебаний в формируемое соединение. Схема *a* соответствует тангенциальному (продольному) ультразвуковому воздействию на вал, схемы *b* и *в* — соответственно нормальному (поперечному) и крутильному воздействию [1, 2]. На рис. 3 показаны аналогичные варианты схем воздействия ультразвуковых колебаний на втулку: *a* — тангенциальное (продольное), *b* и *в* — соответственно нормальное (поперечное) и крутильное воздействие.



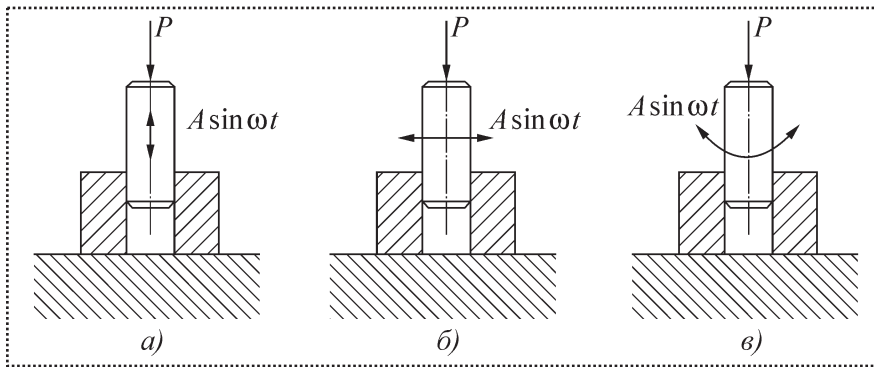


Рис. 2. Основные варианты схем воздействия ультразвуковых колебаний на вал

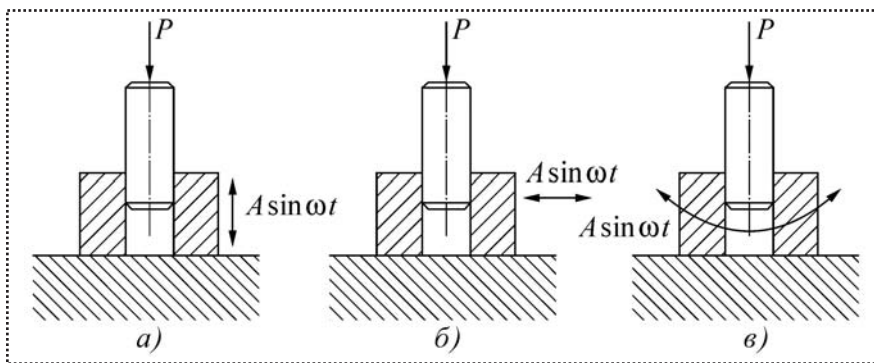


Рис. 3. Основные варианты схем воздействия ультразвуковых колебаний на втулку

Особенность рассматриваемого метода сборки заключается в том, что амплитуды ультразвуковых колебаний примерно одного порядка с величинами микронеровностей поверхностей соединяемых деталей.

Основной механизм дополнительного тангенциального (продольного) ультразвукового воздействия, совпадающего с основным сборочным перемещением, заключается в микрорезании вершин выступов контактирующих поверхностей, тогда как при нормальных (поперечных) колебаниях происходит упругопластическое деформирование (смятие) выступов. Разнонаправленное силовое воздействие при ультразвуковой сборке приводит к ускоренной приработке (тренировке) поверхностей, причем наибольший эффект достигается, когда характер нагружения в процессе сборки и эксплуатации идентичен. Изменяя схему введения ультразвуковых колебаний в зону сборки, можно направленно изменять параметры контактного

взаимодействия деталей и формировать соединения с заданными характеристиками [5].

Вопросы возбуждения продольных, крутильных, поперечных и комбинированных ультразвуковых колебаний решаются на основе использования магнестрикционных и пьезокерамических преобразователей и соответствующих концентраторов для формирования требуемых типов колебаний и акустического согласования колебательной системы с нагрузкой.

Таким образом, комбинированное воздействие ультразвуковых и статических нагрузок на соединяемые детали является эффективным средством направленного регулирования основных показателей качества поверхностного слоя, в том числе тонкой кристаллической структуры, деформационного упрочнения и снятия остаточных напряжений, причем отмеченные эффекты характерны как при тангенциальной, так и при нормальной ориентации колебательных смещений относительно поверхностей контактирования. Это поможет создавать достаточно надежные и прочные в эксплуатации условно-неподвижные соединения.

#### Библиографический список

1. Нерубай М.С., Калашников В.В., Штриков Б.Л., Ярьско С.И. Физико-технологические методы обработки и сборки. — М.: Машиностроение-1, 2005. 396 с.
2. Штриков Б.Л., Шуваев В.Г. Информационно-технологическое обеспечение ультразвуковой сборки прессовых соединений // Сборка в машиностроении, приборостроении. — 2004. № 9.
3. Джонсон К. Механика контактного взаимодействия: пер. с англ. — М.: Мир, 1989. 510 с.
4. Сулов А.Г. Качество поверхностного слоя деталей машин. — М.: Машиностроение, 2000. 320 с.
5. Шуваев В.Г. Формирование прессовых соединений гарантированного качества при ультразвуковой сборке // Сборка в машиностроении, приборостроении. 2004. № 10.
6. Материалы Международного научного семинара "Современные технологии сборки". — М.: МАМИ, 2008.



**А.Н. Семенов, д-р техн. наук, С.А. Наумова**

*(Рыбинская государственная авиационная технологическая академия им. П.А. Соловьева)*

Тел. (499) 268-38-42

## **Влияние условий эксплуатации и сборочного взаимодействия элементов трубопроводных клапанов на показатели их качества**

*Рассмотрены особенности конструкций трубопроводных клапанов, показатели качества, влияние условий эксплуатации на их работоспособность и роль сборки в обеспечении качества. На примере вакуумных клапанов показано влияние сборочного взаимодействия их элементов на эксплуатационное состояние клапанов.*

*The article reviews the features of designs of pipeline valves, quality indicators, influence of conditions of operation on their working capacity and an assemblage role in quality maintenance. Influence of assembly interactions on a condition of its elements is shown by an example of vacuum valves.*

**Ключевые слова:** трубопроводный клапан, сборочное взаимодействие, качество.

**Key words:** pipe valve, assembly interaction, quality.

**В** энергетической, нефтеперерабатывающей и химической промышленности применяют разнообразную трубопроводную арматуру, монтируемую на трубопроводах, котлах, агрегатах и других установках и предназначенную для управления потоками сред путем их отключения, распределения, регулирования, смещения или сброса. Трубопроводная арматура характеризуется многообразием конструкций, функциональных, структурных и схемных признаков, но при этом можно выделить следующие общие свойства [1, 2]:

- назначение (герметичность, пропускная способность);
- надежность (безотказность, долговечность, ремонтпригодность);
- безопасность (собственный и комплексный риск);
- экономичность (себестоимость создания, эксплуатации, ремонта).

Базовым показателем качества является герметичность, поэтому важно ее обеспечить на протяжении всего срока службы трубопроводной арма-

туры, особенно используемой на энергетических установках и трубопроводах, обладающих длительным ресурсом [3].

Все типоразмеры трубопроводной арматуры, их детали и элементы (уплотнительные, трущиеся, несущие) испытывают разносторонние внешние воздействия:

- силовые (механические, гидромеханические);
- химические (механохимические);
- термические;
- радиационные и т.п. [4].

Силовые воздействия, формирующие поля напряжений, например, в корпусных деталях трубопроводной арматуры, вызывают, как правило, следующие факторы:

- гидростатическое давление рабочей среды;
- усилие уплотнения в затворе (от привода);
- изгибающий момент в местах присоединения трубопроводов (монтажные погрешности, деформации трубопроводов в режиме эксплуатации).

Возможные последствия силовых воздействий – недопустимые деформации и разрушение деталей трубопроводной арматуры, разгерметизация в затворе и относительно окружающей среды.

Следует подчеркнуть особую потенциальную опасность влияния коррозионно-активных сред. Кроме коррозионного поражения, эти среды в условиях действия полей напряжения приводят к усилению механохимических реакций:

- резкому возрастанию скорости растворения деформированных участков поверхности;
- коррозионному растрескиванию;
- значительной интенсификации изнашивания, эрозии и кавитации (в проточной зоне).

Термическое воздействие среды может приводить к следующим последствиям:

- заклиниванию деталей в сопряжениях вследствие различного коэффициента термического расширения;
- возрастанию коррозионной активности рабочей среды;

– возникновению в деталях дополнительных полей термонапряжений;

– изменению механических свойств материалов, в первую очередь полимерных, и т.д.

Комплекс эксплуатационных факторов, действуя на элементы трубопроводной арматуры (конструкционные материалы, детали, узлы), порождает в них необратимые физико-химические процессы, развитие которых приводит к изменениям исходного состояния элементов трубопроводной арматуры, влекущий за собой изменения функциональных параметров.

Из перечисленного следует, что типовыми неисправностями при эксплуатации трубопроводной арматуры являются износ и повреждения уплотнительных поверхностей корпусов и седел, сальников или сильфонов под действием параметров рабочей среды (давление, температура, коррозионная активность) и динамических нагрузок трубопроводной системы в целом. Одна из основных причин, приводящих к таким последствиям, – несовершенство или несоблюдение технологического процесса изготовления и сборки.

Технологический цикл изготовления арматуры оказывает непосредственное и существенное влияние на показатели надежности. Это влияние связано в основном с образованием производственно-технологических дефектов, способствующих развитию и интенсификации деградационных процессов и формированию отказов [5].

Типичные производственно-технологические дефекты:

- металлургические дефекты конструкционных материалов (неметаллические включения, поры, раковины, волосовины и др.);
- несовершенство или нарушение технологии сварки (остаточные напряжения, непровары, пережоги);
- дефекты механической обработки деталей (подрезы, задиры, заусенцы и др.);
- ошибки при сборке (повреждение уплотнительных поверхностей, внесение посторонних частиц во внутренние полости, перекосы подвижных систем).

Основное влияние на формирование показателей качества выпускаемых изделий оказывают последние операции технологического процесса, в особенности сборка. От нее в значительной мере зависит качество изделий и их выпуск в заданные сроки. Подготови-

тельные работы при сборке изделий достигают 40...60 % общей ее трудоемкости. Получение посадок с малыми зазорами в узлах трубопроводной арматуры требует большого объема пригоночных работ (притирка, доводка) [6].

Наиболее сложны по конструктивно-технологическому исполнению вакуумные клапаны. Они служат для перекрывания потоков специальных газообразных сред на вакуумных и газовых коммуникациях [7]. Особенно важно обеспечение герметичности в затворе, определяющем качество трубопроводных клапанов. Его конструктивная форма определяется типом клапана. Для вакуумных клапанов наиболее распространен сферический затвор с уплотнением металл – фторопласт.

Основными неисправностями, возникающими при эксплуатации таких клапанов и вызывающими разгерметизацию, являются:

- неравномерное по окружности изнашивание фторопластового уплотнения;
- разрушение сильфонной сборки.

Первое можно объяснить следующим. Для обеспечения герметичности в затворе необходим постоянный контакт уплотнительных поверхностей, что возможно при условии постоянного силового замыкания. В идеальном случае сборки при совпадении осей конусного отверстия корпуса 1, сферы затвора 2 и отверстия в рычаге 3 усилие прижатия  $P$  направлено вдоль их общей оси (рис. 1, а) и изнашивание фторопластового уплотнения в затворе будет минимальным и равномерно распределенным по всей окружности.

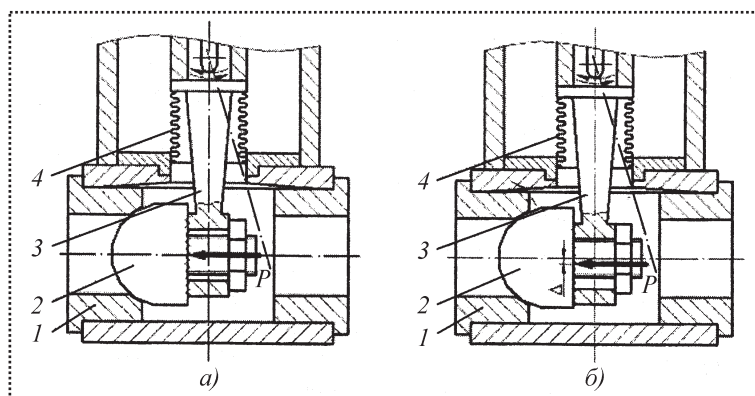


Рис. 1. Конструктивная схема вакуумного клапана:

- 1 – корпус клапана;  
2 – сферический затвор;  
3 – рычаг; 4 – сильфон

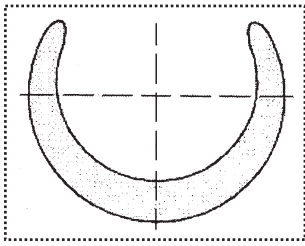


Рис. 2. Схема формы контакта поверхностей в затворе

Но в реальных условиях (рис. 1, б) при сборке вакуумных клапанов происходит смещение положения рычага 3 в пределах зазора  $\Delta$ . В результате возникает несовпадение осей пары корпус – затвор и оси отверстия рычага и усилие прижатия  $P$  затвора к корпусу будет направлено только вдоль оси отверстия рычага 3, вследствие чего поверхность контакта деталей в затворе будет неравномерной или разомкнутой (рис. 2). Изнашивание фторопластового уплотнения в затворе в процессе эксплуатации будет также неравномерным, что негативно сказывается на обеспечении герметичности вакуумного клапана.

Для устранения этого недостатка необходимо обеспечить силовое замыкание контактирующих поверхностей в запорном органе и других элементах изделия. Но это может привести к искажению формы сопрягаемых поверхностей, например, в сильфонном узле 4 (см. рис. 1) и его последующему разрушению.

Характер контакта в клапанном узле в основном определяется конструкцией и формируемыми в процессе сборки связями, которые определяются точностью линейных и угловых размеров каждого

из элементов и, главное, структурной схемой механизма, характеризуемой степенью статической неопределимости конструкции. Поэтому выявление и учет сборочных связей деталей и узлов вакуумных клапанов важны при прогнозировании герметичности затвора и сильфонного узла. С этой целью необходимо проводить анализ размерных связей элементов клапана, обеспечивающих точность их взаимодействия, и выявление характера и закономерностей сборочных взаимодействий при различных видах силового воздействия.

#### Библиографический список

1. Гуревич Д.Ф. Трубопроводная арматура: Справочное пособие. 2-е изд., перераб. и доп. – Л.: Машиностроение, 1981. 368 с.
2. Гошко А.И. Арматура трубопроводная целевого назначения. В 3-х кн.: Кн. 1: Выбор. Эксплуатация. Ремонт. – М.: Машиностроение, 2003. 432 с.
3. Сейнов С.В. Трубопроводная арматура. Исследование. Производство. Ремонт. – М.: Машиностроение, 2002. 392 с.
4. Хильчевский В.В., Ситников А.Е., Ананьевский В.А. Надежность трубопроводной пневмогидроарматуры. – М.: Машиностроение, 1989. 208 с.
5. Проников А.С. Надежность машин. – М.: Машиностроение, 1978. 592 с.
6. Сборка и монтаж изделий машиностроения: Справочник. В 2-х т. / Ред. совет: В.С. Корсаков и др. Т. 1. Сборка изделий машиностроения / под ред. В.С. Корсакова, В.К. Замятина. – М.: Машиностроение, 1983. 480 с.
7. Розанов Л.Н. Вакуумная техника: Учеб. для вузов по спец. "Вакуумная техника". – М.: Высшая школа, 1990. 320 с.
8. Материалы международного научного семинара "Современные технологии сборки". – М.: МАМИ, 2008.

#### Минимальная продолжительность испытания на герметичность затворов арматуры

| Номинальный диаметр $D_y$ , мм | Минимальная продолжительность испытаний уплотнений, с |                            |
|--------------------------------|---|----------------------------|
|                                | металл по металлу                                     | неметаллических уплотнений |
| $\leq 50$                      | 15  | 15                         |
| $\geq 65$<br>$\leq 200$        | 30  | 15                         |
| $\geq 250$<br>$\leq 400$       | 60  | 30                         |
| $\geq 500$                     | 120   | 60                         |

$D_y$  – условный проход.



УДК 621.43.001.573

**А.А. Макушин, Е.В. Зубков**, кандидаты техн. наук;  
**В.С. Бахвалова** (Камская государственная инженерно-экономическая академия)  
 e-mail: Engen\_z@mail.ru

## Имитационное моделирование ДВС в рамках автоматизированной системы испытаний

С использованием математических моделей ДВС без наддува и с независимым автономным турбонаддувом получено решение обратной задачи определения перемещения рейки топливного насоса в зависимости от частоты вращения коленчатого вала. Найдены коэффициенты дифференциального уравнения, описывающего состояние ДВС.

*Using mathematical models of internal combustion engines without forced aspiration and with an independent turbo-supercharging the decision of a return problem of definition of conveyance lath a fuel pump from a bent shaft rotary speed is received. Factors of the differential equation describing condition of internal combustion engines are defined.*

**Ключевые слова:** испытания, имитация, образ, система, модель, характеристика, управление, эксперимент, нагрузка.

**Key words:** tests, imitation, an image, system, model, the characteristic, steering, experiment, loading.

Создание конкурентоспособных двигателей внутреннего сгорания (ДВС) невозможно без перспективных способов повышения их качества, экспериментальной доводки, сокращения сроков разработки и подготовки серийного выпуска. Для улучшения параметров двигателей необходимо тщательное изучение происходящих в них процессов, так как легкодоступные резервы улучшения их конструкции практически уже исчерпаны. В связи с этим приобрело особую значимость исследование двигателей на переходных и неустановившихся режимах с использованием специальных стендов, что позволяет значительно сократить время и продолжительность доводочных работ.

С помощью математического моделирования можно проанализировать протекание отдельных рабочих процессов и всего рабочего цикла, прогнозировать основные показатели и характеристики двигателя. Модель не может быть полностью адек-

ватна объекту и отражает лишь определенные его свойства, представляющие интерес для целей конкретного исследования [1].

Применение математического моделирования особенно эффективно тогда, когда оно позволяет избежать создания дорогих опытных образцов или дает возможность получить информацию об объекте, которую при натуральных экспериментах получить сложно или невозможно.

Математические модели используют при проектировании и отработке микропроцессорных систем управления двигателем, разработке методов диагностирования его работы и решении других задач [1]. Важными аспектами математического моделирования двигателя являются возможность автоматизации поиска оптимальных вариантов и включения моделей в системы автоматизированного проектирования, а также использование математических моделей в качестве динамического функционального аналога объекта.

**Математическая модель ДВС без наддува.** Выражение, принятое за основу в данной работе, рассматривается как двухвходовый объект управления. Входными (задающими) параметрами объекта являются перемещение рейки топливного насоса и нагрузка. Известно, что ДВС без наддува как управляемый объект по частоте  $\omega(t)$  вращения коленчатого вала и в окрестности установившегося (равновесного) состояния двигателя описывается линейным дифференциальным уравнением [1–3]:

$$T_D \frac{d\omega(t)}{dt} + K_D \omega(t) = h(t) - T_c M_c(t), \quad (1)$$

где  $\omega(t)$  – частота вращения коленчатого вала;  $h(t)$  – положение рейки топливного насоса;  $M_c(t)$  – нагрузка;  $t$  – время;  $T_D$ ,  $K_D$ ,  $T_c$  – постоянные, зависящие от конструктивных особенностей двигателя.

При испытаниях необходимо переводить ДВС из одного состояния в другое, тогда за  $h_i$  и  $\omega_i$  при-



мом переход из одного режима испытания в другой, который, как правило, осуществляется из равновесного состояния двигателя ( $i$  – номер точки перехода ДВС из одного состояния в другое).

При известной модели (1) и заданных изменениях частот необходимо определить управляющее значение  $h(t)$ , приводящее к требуемым значениям:

$$h(t) = T_D \frac{d\omega(t)}{dt} + K_D \omega(t) + T_c M_c(t). \quad (2)$$

Участки изменения частот в заданных интервалах можно выразить из уравнения прямой:

$$\frac{\omega(t) - \omega_i}{\omega_{i+1} - \omega_i} = \frac{t - t_i}{t_{i+1} - t_i},$$

где  $\omega_i$  – требуемая начальная частота вращения вала двигателя в момент времени  $t_i$ ;  $\omega_{i+1}$  – конечная частота вращения вала двигателя в момент времени  $t_{i+1}$ .

Зависимость  $\omega(t)$  отсюда можно выразить как

$$\omega(t) = \frac{\omega_{i+1} - \omega_i}{t_{i+1} - t_i} t - \frac{t_i (\omega_{i+1} - \omega_i)}{t_{i+1} - t_i} + \omega_i.$$

Приняв для упрощения расчетов

$$k_1 = \frac{\omega_{i+1} - \omega_i}{t_{i+1} - t_i}, \quad k_2 = \frac{t_i (\omega_{i+1} - \omega_i)}{t_{i+1} - t_i} - \omega_i,$$

получим

$$\omega(t) = \frac{k_1 t - k_2 - \omega_i}{\omega_i}. \quad (3)$$

Тогда формула (2) принимает вид:

$$h(t) = T_D \frac{k_1}{\omega_i} + K_D \frac{k_1 t - k_2 - \omega_i}{\omega_i} + T_c M_c(t).$$

**Математическая модель ДВС с независимым автономным турбонаддувом.** Как и в предыдущем случае, модель ДВС в окрестности установившегося (равновесного) состояния двигателя описывается линейным дифференциальным уравнением [1, 3]:

$$\begin{aligned} T_2^2 \frac{d^2 \omega(t)}{dt^2} + T_1 \frac{d\omega(t)}{dt} + T_0 \omega(t) = \\ = T_h \frac{dh(t)}{dt} + K_h h(t) - T_m \frac{dM_c(t)}{dt} - K_m M_c(t), \end{aligned} \quad (4)$$

где  $T_0, T_1, T_2, T_h, K_h, T_m, K_m$  – постоянные величины, зависящие от конструктивных особенностей двигателя.

Рассматривая ДВС с точки зрения перемещения рейки топливного насоса высокого давления, примем  $M_c(t) = \text{const}$ , тогда

$$T_m \frac{dM_c(t)}{dt} = 0.$$

Подставив (3) в уравнение (4), проведем преобразование Лапласа и введем для удобства расчетов следующие обозначения:

$$\alpha = \frac{T_0 k_1}{\omega_i}; \quad \beta = T_1 \frac{k_1}{\omega_i} - \frac{k_2}{\omega_i} T_0 - T_0 + K_m M_c(p).$$

В результате получим уравнение

$$h(p) = \frac{\alpha}{(T_h p + K_h) p^2} + \frac{\beta}{(T_h p + K_h) p}. \quad (5)$$

Применив метод неопределенных коэффициентов, разложим уравнение (5) на простые дроби, а затем проведем обратное преобразование Лапласа:

$$h(t) = \frac{\alpha}{K_h} t + \left( \frac{\beta}{K_h} - \frac{\alpha T_h}{K_h^2} \right) + \left( \frac{\alpha T_h}{K_h^2} - \frac{\beta}{K_h} \right) e^{-\frac{K_h}{T_h} t}.$$

Если рассматривать ДВС с точки зрения изменения нагрузки, то получим  $h(t) = \text{const}$ , тогда

$$T_h \frac{dh(t)}{dt} = 0.$$

Подставив (3) в уравнение (4), найдем выражение

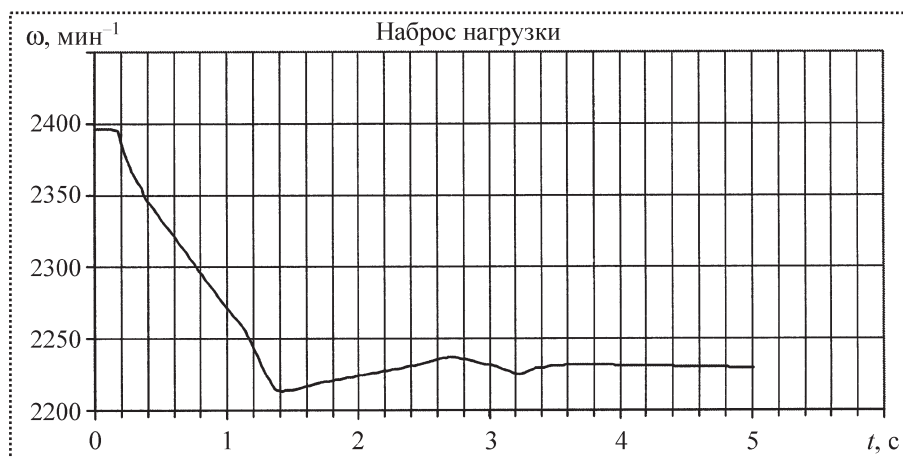
$$\begin{aligned} T_m \frac{dM_c(t)}{dt} + K_m M_c(t) = \\ = K_h h(t) - T_1 \frac{k_1}{\omega_i} - T_0 \left( \frac{k_1 t - k_2 - \omega_i}{\omega_i} \right). \end{aligned}$$

Для решения данного дифференциального уравнения перейдем к изображениям Лапласа, приняв начальные условия нулевыми, и введем следующие обозначения:

$$\alpha_1 = \frac{T_0 k_1}{\omega_i}; \quad \beta_1 = -T_1 \frac{k_1}{\omega_i} + \frac{k_2}{\omega_i} T_0 + T_0 + K_h h(t).$$



Рис. 1. Характеристика работы ДВС при набросе нагрузки на вал двигателя



После преобразований получим

$$M_c(p) = \frac{\beta_1}{(T_m p + K_m)p} \cdot \frac{\alpha_1}{(T_m p + K_m)p^2}. \quad (6)$$

Применив метод неопределенных коэффициентов, разложим уравнение (6) на простые дроби, а затем проведем обратное преобразование Лапласа:

$$M_c(t) = -\frac{\alpha_1}{K_m} t + \left( \frac{\beta_1}{K_m} + \frac{\alpha_1 T_m}{K_m^2} \right) - \left( \frac{\alpha_1 T_m}{K_m^2} + \frac{\beta_1}{K_m} \right) e^{-\frac{K_m}{T_m} t}.$$

**Определение коэффициентов математической модели ДВС с наддувом по экспериментальной кривой.** Модели (1) и (4) содержат коэффициенты, зависящие от параметров конкретного двигателя. Для их нахождения воспользуемся экспериментальными данными испытаний двигателя КамАЗ 740.60, снятыми по ГОСТ 8670–80 на стенде КИ-15711–01.

График зависимости частоты вращения двигателя от нагрузки построен при ее набросе на вал ДВС. Это наиболее важный режим работы двигателя, так как показывает процесс его перехода в установившееся состояние (рис. 1). Видно, что после прогрева двигателя происходит наброс нагрузки на вал, частота вращения снижается и спустя ~4 с ДВС начинает работать в установившемся режиме.

При испытаниях максимальная нагрузка  $M_c = 244,12$  Н·м.

По экспериментальной характеристике определим коэффициенты и постоянные времени дифференциального уравнения ДВС [4]:

$$\begin{aligned} 0,0003 \frac{d^2 \omega(t)}{dt^2} + 0,01 \frac{d\omega(t)}{dt} + \omega(t) = \\ = -0,2 \frac{dM_c(t)}{dt} - 0,68 M_c(t) + 120 h(t). \end{aligned}$$

Используя уравнение (4), получим структурную схему системы управления (рис. 2).

На основе полученной в результате эксперимента нагрузочной характеристики найдем имитационную характеристику работы ДВС при набросе нагрузки на вал двигателя и представим их в одной системе координат (рис. 3). Максимальное откло-

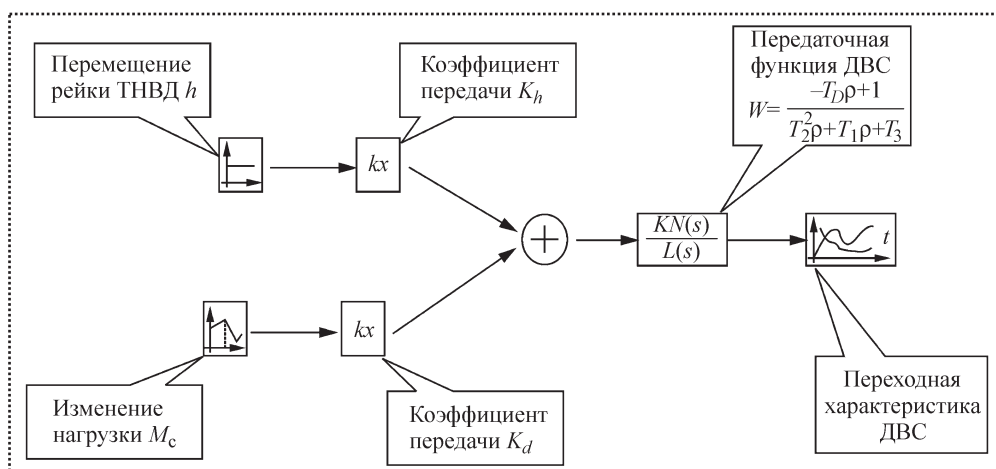


Рис. 2. Структурная схема настройки ДВС

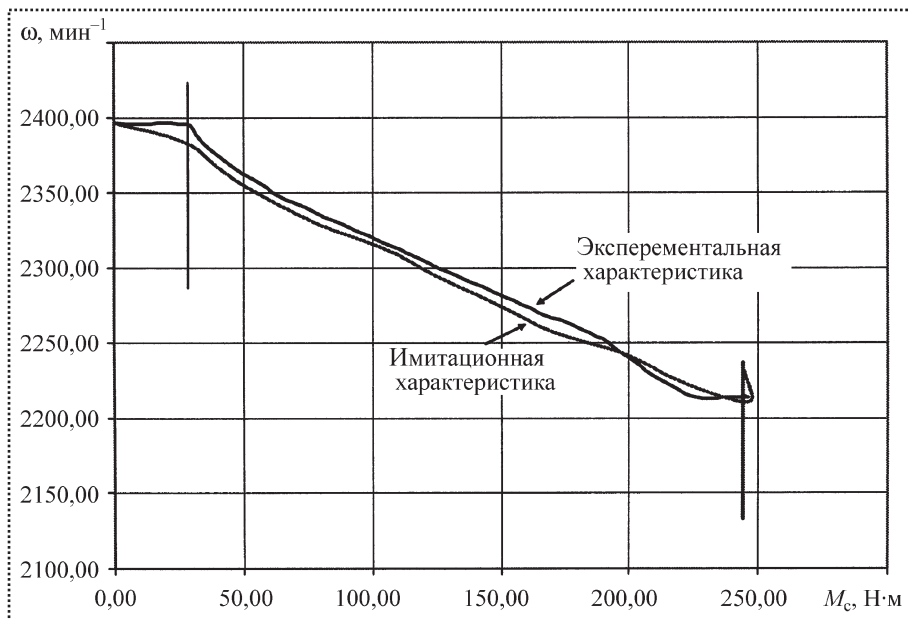


Рис. 3. Нагрузочные характеристики ДВС (экспериментальная и смоделированная)

нение характеристик составляет  $\sim 14 \text{ мин}^{-1}$ , что соответствует погрешности  $\sim 8 \%$ .

#### Вывод

Нагрузочная характеристика, полученная в результате имитационного моделирования, с доста-

точной степенью точности отражает основные показатели двигателя, а полученная математическая модель может быть использована для имитационного моделирования процессов испытаний ДВС.

#### Библиографический список

1. Луканин И.Н., Шатров М.Г., Крачевская Т.Ю. и др. Двигатели внутреннего сгорания. В 3 кн. Кн. 3. Компьютерный практикум. Моделирование процессов в ДВС. Учебник для вузов. Под ред. И.Н. Луканина и М.Г. Шатрова. 2-е изд. перераб. и доп. – М.: Высшая школа, 2005. 414 с.
2. Биктимиров Р.Л., Садыков И.Х., Хайруллин А.Х. Математическое обеспечение автоматизированных систем исследований и испытаний двигателей внутреннего сгорания. – М.: Машиностроение, 1995. 256 с.
3. Лоусон Ч., Хенсон Р. Численное решение задач методом наименьших квадратов. – М.: Наука, 1986.
4. Макаров И.М., Менский Б.М. Линейные автоматические системы (элементы теории, методы расчета и справочный материал). 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1982. 504 с.

**Не забудьте**  
оформить подписку на журнал  
**"Сборка в машиностроении, приборостроении"**  
на 2-е полугодие 2009 г.  
**Индексы по каталогам**  
"Роспечать" – 79748,  
"Пресса России" – 84967,  
"Почта России" – 60257.

ООО "Издательство Машиностроение", 107076, Москва, Стромьинский пер., 4  
Учредитель ООО "Издательство Машиностроение".

Адрес электронной почты издательства: E-mail: [mashpubl@mashin.ru](mailto:mashpubl@mashin.ru);  
редакции журнала: [sborka@mashin.ru](mailto:sborka@mashin.ru); [tmm@mashin.ru](mailto:tmm@mashin.ru) <http://www.mashin.ru>  
Телефон редакции журнала: (499) 268-38-42; тел./факс (499) 268-85-26; факс 269-48-97.  
Технический редактор Жиркина С.А. Корректоры Сажина Л.И., Солюшкина Л.Е.

Сдано в набор 10.04.09 г. Подписано в печать 09.06.09 г. Формат 60×88 1/8. Бумага офсетная. Печать офсетная.  
Усл. печ. л. 6,86. Уч.-изд. л. 7,23. Заказ 444. 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.